



T.C.
Gazi Üniversitesi
Rektörlüğü

Araştırma
Merkezleri Faaliyet
Takip Formu
(Sayfa 1)

| | | | |
|--|---|-----------------------|---|
| Uygulama ve Araştırma Merkezi Adı | Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR) | | |
| Faaliyet Dönemi (AY/YIL) | 01 Ocak 2017 – 31 Aralık 2017 | | |
| Merkez Müdürü | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | | |
| Merkez Yönetim Kurulu üyeleri | Unvan | Fakülte | Atanma Tarihi |
| | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| | Prof. Dr. Timur Aydemir | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| | Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| | Prof. Dr. Bekir Zühtü Uysal | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 (17.04.2017 tarihinde emekli olmuştur.) |
| | Prof. Dr. İlhami Horuz | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| | Doç. Dr. Oğuz Turgut | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| | Doç. Dr. Tuğba Selen Navruz | Mühendislik Fakültesi | 14.02.2017 |
| Merkez Kuruluşuna ait Senato Tarihi ve Karar No | 13.07.2004 - ? | | <i>Senato kararı merkeze ileilmemiştir.</i> |
| Merkez Kuruluşuna ait YÖK Onay Tarihi ve Karar No | 23.07.2004 tarihinde YÖK'e onay içim gönderildi. Evrak No: 3475-10398 | | <i>Onay tarihi ve belgesi verilmemiştir.</i> |
| Merkez Kuruluşuna ait Resmi Gazete Tarihi ve Sayı | 06.04.2005 – 25778 03.07.2005 – 25864 (Düzeltilme) | | <i>Yönetmelik ve düzeltmesi ekte verilmiştir.</i> |
| Merkezde görev alan akademik personeller | Unvan | Fakülte | Görevi |
| | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | Mühendislik Fakültesi | Müdür |
| | Prof. Dr. Timur Aydemir | Mühendislik Fakültesi | Müdür Yardımcısı |
| | Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu | Mühendislik Fakültesi | Müdür Yardımcısı |
| | Prof. Dr. Bekir Zühtü Uysal | Mühendislik Fakültesi | Üye |
| | Prof. Dr. İlhami Horuz | Mühendislik Fakültesi | Üye |
| | Doç. Dr. Oğuz | Mühendislik Fakültesi | Üye |


| | | | |
|--|------------------------------|-----------------------|-------------|
| | Turgut | Fakültesi | |
| | Doç. Dr. Tuğba Selcen Navruz | Mühendislik Fakültesi | Üye |
| | Dr. Duygu Uysal Zıraman | Mühendislik Fakültesi | Araştırmacı |

NOT: Sayfa 1 içerisinde istenen bilgiler, her yılın başında 1 kez hazırlanarak sunulacaktır.

| | | | |
|--|--|--|---|
|  | <p align="center">T.C. Gazi Üniversitesi Rektörlüğü</p> | | <p align="center">Araştırma Merkezleri Faaliyet Takip Formu (Sayfa 2)</p> |
| Uygulama ve Araştırma Merkezi Adı | Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR) | | |
| Faaliyet Dönemi (AY/YIL) | 01 Ocak 2017 – 31 Aralık 2017 | | |
| Merkez Müdürü | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | | |
| | Proje Sayısı | Kuruluş/Taraf Adı | Açıklama |
| Dönem içerisinde hazırlanan Proje Sayısı (KALKINMA BAKANLIĞI, AVRUPA BİRLİĞİ, TÜBİTAK, SANTEZ, TARGEM, SAĞLIK BAKANLIĞI, SAYP, BAP, DÖNER SERMAYE v.b.) | | | <i>NOT: Hazırlanan her bir proje dosyasını ekleyiniz.</i> |
| Dönem içerisinde Kabul Edilen Proje Sayısı (KALKINMA BAKANLIĞI, AVRUPA BİRLİĞİ, TÜBİTAK, SANTEZ, TARGEM, SAĞLIK BAKANLIĞI, SAYP, BAP, DÖNER SERMAYE v.b.) | 2 | 1.ASELSAN A.Ş. – TÜBİTAK 2. BAP | <i>NOT: Kabul edilen her bir proje dosyasını ekleyiniz.</i> |
| Dönem içerisinde Sözleşmesi İmzalanan Proje Sayısı (KALKINMA BAKANLIĞI, AVRUPA BİRLİĞİ, TÜBİTAK, SANTEZ, TARGEM, SAĞLIK BAKANLIĞI, SAYP, BAP, DÖNER SERMAYE v.b.) | 2 | 1.ASELSAN A.Ş. – TÜBİTAK 2. BAP | <i>NOT: Sözleşmesi imzalanan her bir proje dosyasını ekleyiniz.</i> |
| | Tutar (TL) | Türü (Döner Sermaye/ Teknopark) | Açıklama |
| Dönem içerisinde elde edilen (Döner Sermaye, Teknopark vb) gelir tutarı | | | <i>NOT: İlgili belgeleri ekleyiniz.</i> |
| | Etkinlik sayısı | Etkinlik türü | Açıklama |
| Dönem içerisinde planlanan etkinlik (sempozyum, çalıştay, konferans, davetli konuşmacı, ziyaret v.b) sayısı | - | - | <i>NOT: Planlanan etkinlik dosyasını ekleyiniz.</i> |
| Dönem içerisinde gerçekleştirilen etkinlik (sempozyum, çalıştay, | - | - | <i>NOT: Gerçekleşen etkinlik dosyasını ekleyiniz.</i> |

| | | | |
|---|---|---|--|
| konferans, davetli konuşmacı, ziyaret v.b) sayısı | | | |
| Önümüzdeki dönem planlanan etkinlik (sempozyum, konferans, davetli konuşmacı, ziyaret v.b) sayısı | - | - | NOT: Planlanan etkinlik dosyasını ekleyiniz. |

NOT: Sayfa 2 içerisinde istenen bilgiler, her dönem için hazırlanarak sunulacaktır.

| | | | |
|---|--|---|--|
|  | T.C. Gazi Üniversitesi Rektörlüğü | | Araştırma Merkezleri Faaliyet Takip Formu (Sayfa 3) |
| Uygulama ve Araştırma Merkezi Adı | Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR) | | |
| Faaliyet Dönemi (AY/YIL) | 01 Ocak 2017 – 31 Aralık 2017 | | |
| Merkez Müdürü | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | | |
| | Yayın/Patent Sayısı | Yayın/Patent Adı | Açıklama |
| Dönem içerisinde hazırlanan makale, bildiri, patent sayısı | 5 | 1. Numerical and experimental study of effect of vortex finder diameter and inlet velocity on flow field and collection efficiency of Stairmand cyclone separators 2. Laminar Forced Convection Over An Inclined Flat Plate With Unheated Starting Length 3. Uysal, D., Ö.M. Doğan, B.Z. Uysal, Absorption of Carbon Dioxide into Sodium Metaborate Solution, Gönderildiği Dergi: Chem. Eng. Comm. 4. D. Uysal, J. Safarov, Ö.M. Doğan, E. Hassel, B.Z. Uysal, Total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution. Gönderildiği dergi: Energy Journal 5. D. Uysal, J. Safarov, Ö.M. Doğan, E. Hassel, B.Z. Uysal, Apparent molar volumes V_ϕ of calcium acetate ($\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq)) at $T=(273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$ and pressures up to 100 MPa. Gönderildiği dergi: Journal Of The Serbian Chemical Society | Ekte Verilmiştir |
| Dönem içerisinde Kabul Edilen makale, bildiri, patent sayısı | 23 | 1. Turgut O., Celen F., Evran O., Tigli B., 2017. Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Curved Square Duct with Longitudinal Triangular Rib Using $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Water}$ Nanofluid, 1st Annual International Conference on Mechanical Engineering, pp. 30, 17-20 July 2017, Athens, Greece: Abstract Book, Athens Institute for | Ekte verilmiştir. |

| | | |
|--|---|--|
| | <p>Education and Research, Edited by Gregory T. Papanikos. ISBN: 978-960-598-163-1.</p> <p>2. Turgut O., Erol H. I., Tıǧlı B., 2017. İki Farklı Siklon Çıkış Boru Çapı İçin Siklon Verimliliğinin Sayısal Olarak İncelenmesi, 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniğı Kongresi, 13-16 Eylül 2017, Çorum.</p> <p>3. Turgut, O., Arslan, K., 2017. Periodically fully developed laminar flow and heat transfer in a 2-D horizontal channel with staggered fins, Thermal Science, 21(6A): 2437-2449, doi: dx.doi.org/10.2298/TSCI150315160 T.</p> <p>4. E. Kızılırmak, O. Turgut, G. O. Kızılırmak, 2017. Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle, Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering, 41:293–303, doi: dx.doi.org/10.1007/s40997-016-0064-y</p> <p>5. C. Cicibıyık, D. Uysal, B.Z. Uysal (2017), “Parabolik oluklu güneş kolektörünün performans analizi”, ULIBTK’17 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniğı Kongresi, Çorum.</p> <p>6. Ayse Elif Sanli, Merve Gordesel, Eyup Semsi Yılmaz, Suleyman Kursat Ozden, Goksel Gunlu, Bekir Zuhtu Uysal, Performance improvement in direct borohydride/ peroxide fuel cells, i n t e r n a t i o n a l j o u r n a l o f hydrogen energy 42 (2017) 8119-8129</p> <p>7. Ö. Yörük, D. Uysal, B.Z. Uysal (2017). Capturing sulfur dioxide from flue gas by iron(II)hydroxide, Proceedings of 10th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection, Volume of Water and Air Quality, p. 23-30, Bled, Slovenia.</p> <p>8. Uysal, D., Dogan, O.M., Uysal, B.Z. (2017). Kinetics of Absorption of Carbon Dioxide into Sodium Metaborate Solution. International Journal of Chemical Kinetics, 49(377-386).</p> <p>9. Ömür, C., Uygur, A. B., Horuz, I., The effect of manufacturing limitations on groove design and its implementation to an algorithm for determining heat transport capability of heat pipes, J. of Thermal Science and Technology, 37-1, pp. 159-170, 2017.</p> <p>10. Ömür, C., Uygur, A. B., Gürgüç Işık, H. and Horuz, I., Manufacturing phase embedded design optimization of extruded heat pipes for space applications,</p> | |
|--|---|--|

| | | |
|--|---|--|
| | <p>Applied Thermal Engineering, Vol. 126, pp. 436-446, 2017. An Industrial Vapor Absorption Air Conditioning Application</p> <p>11. Kurtulmuş, N., and Horuz, I., An Industrial Vapor Absorption Air Conditioning Application, J. of Thermal Science and Technology, 37-2, pp. 49-60, 2017.</p> <p>12. Ömür, C., Uygur, A. B., Horuz, I., Investigation of the effect of liquid/vapor shear interaction on the heat transport performance of grooved heat pipes, 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Çorum, 13-16 Eylül 2017.</p> <p>13. D. Uysal, J. Safarov, Ö.M. Doğan, E. Hassel, B.Z. Uysal (2017). Total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution, Proceedings of 10th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection, Volume of Water and Air Quality, p. 31-38, Bled, Slovenia.</p> <p>14. K. Suleymanli, D. Uysal, R. Hamidova, A. Aliyev, J. Safarov, A. Shahverdiyev, E. Hassel (2017), Heat Capacity and Speed of Sound of 1-Butyl-3-Methylimidazolium Hexafluoro-phosphate and 1-Butyl-3-Methylimidazolium Trifluoro-Methanesulfonate Over Wide Range of Temperature, Proceedings of 10th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection, Volume of Water and Air Quality, p. 39-48, Bled, Slovenia.</p> <p>15. K. Suleymanli, D. Uysal, R. Hamidova, J. Safarov, A. ALIYEV, A. Shahverdiyev, E. Hassel (2017). Density of 1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate and methanol binary mixtures, ULIBTK'17 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Çorum.</p> <p>16. G. Huseynova, D. Uysal, R. Hamidova, J. Safarov, M. Bashirov, E. Hassel (2017). "Carbon dioxide solubility in 1-ethyl-3-methylimidazolium methanesulfonate ionic liquid, ULIBTK'17 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Çorum.</p> <p>17. K.Suleymanli, D.Uysal, R.Hamidova, A. Aliyev,J.Safarov, A. Shahverdiyev, E.Hassel, (2017). Heat Capacity and Speed of Sound of Some Ionic Liquids Over Wide Range Of Temperature, Azərbaycan Milli Elmlər Akademiyasının Xəbərləri Fizika-texnika və riyaziyyat elmləri seriyası, fizika və astronomiya, No, 74-79.</p> <p>18. A. Brykoğlu, T. Diz, "Konut Tipi Binalarda Optimum Isıl Geçirgenlik Değerlerinin Belirlenmesi", Antalya İklimlendirme Sempozyumu, İklim 2017, 15-16 Aralık 2017, Antalya</p> | |
|--|---|--|

| | | | |
|--|------------------------------|---|---|
| | | <p>MMO.</p> <p>19. M.F. Evren, A. Bıyıkoglu, A. Özsunar, B. Kılış, "Determination of Heat Transfer Coefficient between Heated Floor and Space Using the Principles of ANSI/ASHRAE Standard 138 Test Chamber" ASHRAE Winter Conference, Las Vegas, USA, 2017</p> <p>20. M. Erbas, A. Bıyıkoglu, "Flow Passage Design For Radial And Mixed Flow Pumps And Compressors Using Inverse Design Procedures For HVAC Applications" ASHRAE Winter Conference, Las Vegas, USA, 2017</p> <p>21. M.Z. Yılmazoglu, A. Bıyıkoglu, A newborn incubator with a laminar flow unit, ASHRAE Winter Conference, Las Vegas, USA, 2017</p> <p>22. G. Çakır, B. Kılış, A. Bıyıkoglu, PV/T Sistemlerinin Performans Deneyleri İçin Standart Geliştirilmesi, ULİBTİK17, Hitit Üniv.13-16 Eylül 2017, Çorum.</p> <p>23. Akın USLU, Ali PASHAEL, Nabeel ALTANNEH, M. Timur AYDEMİR, Design of a Photovoltaic Power and Hydrogen Based Stand-Alone Hybrid Renewable Energy System on a Mobile Platform,</p> | |
| | Lisansüstü Tez sayısı | Tez Adı | Açıklama |
| Dönem içerisinde planlanan Yüksek Lisans/Doktora tez sayısı | 12 | <p>1.Sodyum Borhidrürden Katalitik Hidrojen Üretimi için Katalizör Geliştirilmesi</p> <p>2.Lateritik Nikel-Kobalt cevherlerinin liç sonrası kademelerinden farklı iyon değişim reçineleri kullanarak değerleri metallerin kazanımı</p> <p>3.Yüksek Basıncıta Asit Liçi ile Üretilen Nikel-Kobalt Hidroksit Ürünüden Yüksek Safılıkta Kobalt Sülfat Üretimi İçin Yöntem Geliştirilmesi</p> <p>4. Tavandan soğutmanın karakteristiğinin nümerik olarak incelenmesi</p> <p>5.Karayolu tünellerindeki boyuna havalandırma sisteminde jet fan yerleşimi optimizasyonunun nümerik ve deneysel olarak incelenmesi</p> <p>6.Katı yakıtlı roket motorlarında büyük burgaç benzetimi ve Euler-Euler yaklaşımı ile iki fazlı akış modellemesi</p> <p>7.Tozların Isıl Kapasitelerinin ve Isıl İletkenliklerinin Analitik ve Deneysel Olarak Belirlenmesi</p> <p>8.Metal tozların ısı iletkenlik katsayılarının ve özgül ısılarının belirlenmesi</p> <p>9.Bir Organik Rankine Çevriminde</p> | <p>1. Ebru Arınan (Yüksek Lisans)</p> <p>2. Hilal Seda Demirel (Doktora)</p> <p>3. Janset Sine Şekerci (Yüksek Lisans)</p> <p>4.İbrahim Yasın Terzioğlu (Yüksek Lisans)</p> <p>5.Umut Barış Yılmaz (Yüksek Lisans)</p> <p>6.İbrahim Yılmaz (Yüksek Lisans)</p> <p>7.Ayşenur Ertem (Yüksek Lisans)</p> <p>8.Hande Gezer (Yüksek Lisans)</p> <p>9.İsrafil Söyler (Yüksek Lisans)</p> <p>10.Nusret Aydın (Yüksek Lisans)</p> <p>11.Müge Eker (Yüksek Lisans)</p> <p>12.Veli Aşıcı (Yüksek Lisans)</p> <p>Bilgiler ekte verilmiştir.</p> |

| | | | |
|----------------------------------|-------------------|--|--|
| | | kullanılacak Faz Değiştiren Isı Depolama Ünitesinin Tasarımı ve Optimum İşletim Parametrelerinin Tayini 10. Türkiye'deki konut tipi binalar için ısıtma ve soğutma etkisi altında U-değer Haritasının Oluşturulması 11. Enerji Verimliliğinin Artırılmasına Yönelik Binalar İçin Isıl Geçirgenlik Limitlerinin Tayin Edilmesi 12. İnsansız hava araçlarının kontrolüne yönelik olarak sentetik jet kullanımının kanat üzerindeki akış alanına etkisinin araştırılması | |
| Dönem | içerisinde | - | - |
| tamamlanan | Yüksek | | |
| Lisans/Doktora tez sayısı | | | <i>NOT: Tamamlanan her bir yüksek lisans/doktora tez ile ilgili dosyaları ekleyiniz.</i> |
| | | | |

NOT: Sayfa 3 içerisinde istenen bilgiler, her dönem için hazırlanarak sunulacaktır.

| | | | | |
|---|---------------------|---|---|--|
|  | | T.C. Gazi Üniversitesi Rektörlüğü | | Araştırma Merkezleri Faaliyet Takip Formu (Sayfa 4) |
| Uygulama ve Araştırma Merkezi Adı | | Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR) | | |
| Faaliyet Dönemi (AY/YIL) | | 01 Ocak 2017 – 31 Aralık 2017 | | |
| Merkez Müdürü | | Prof. Dr. Özkan Murat Doğan | | |
| | Talep Sayısı | Talep Türü | Açıklama | |
| Rektörlüğe iletilen talepler | - | - | <i>NOT: Talep yazılarını ekleyiniz.</i> | |
| Diğer Kurumlara iletilen talepler | - | - | <i>NOT: Talep yazılarını ekleyiniz.</i> | |
| Merkez Sorunları | 1 | <ul style="list-style-type: none"> İdari ve teknik personel ihtiyacı Uygun şartlarda laboratuvar ihtiyacı Araştırmacı ihtiyacı | <i>Talep yazısı hazırlanmamış istekleri belirtiniz.</i> | |

NOT: Sayfa 4 içerisinde istenen bilgiler, her dönem için hazırlanarak sunulacaktır.

A.1 - PROJE ÖN BİLGİLERİ

A.1.1.

| | | | |
|--|---|---------------------|------------|
| Geçici Proje Numarası | 55689 | | |
| Projenin Adı | Elektrikli Araçlarda Batarya Şarj İşleminde Kullanılacak Temassız Güç Aktarım Sisteminin Geliştirilmesi | | |
| Proje Başlama Tarihi | 01.09.2016 | Proje Bitiş Tarihi | 31.08.2018 |
| Destek Başlama Tarihi | 01.09.2016 | Destek Bitiş Tarihi | 31.08.2018 |
| Proje Süresi | 24 ay | Destek Süresi | 24 ay |
| Teknoloji Grubu | ELEKTRİK-ELEKTRONİK TEKNOLOJİLERİ GRUBU | | |
| Proje Önerisinin İçerdiği Bilimsel ve Teknolojik Alanlar | | | |
| 40.110.40 - Teknik Bilimler > Elektrik-Elektronik Mühendisliği > Güç Elektroniği | | | |

A.1.2.

| | | | |
|------------------|---|-----------------|---------------------|
| Proje Yürütücüsü | | | |
| Adı, Soyadı | MEHMET TİMUR AYDEMİR | TC Kimlik No | 16136856220 |
| Unvanı/Görevi | Doç. Dr. / Öğretim Üyesi | | |
| Yazışma Adresi | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. ANKARA | | |
| Telefon | 312-5823350 | Faks | 312-2308434 |
| E-Posta | aydemirmt@gazi.edu.tr | İkincil E-Posta | aydemirmt@gmail.com |

A.1.3.

| |
|----------|
| Danışman |
|----------|

A.1.4.

| | | | |
|---------------------------------|---|------|-------------|
| Müşteri Kuruluş Proje Sorumlusu | | | |
| Adı, Soyadı | MEHMET POLAT | | |
| TC Kimlik No | 14792192454 | | |
| Unvanı/Görevi | Uzman Mühendis / Sistem Tasarım Mühendisi | | |
| Telefon | 312-5923777 | Faks | 312-5923030 |
| E-Posta | mpolat@aselsan.com.tr | | |

A.2 - KURULUŞ BİLGİLERİ

A.2.1 - ASELSAN ELEKTRONİK SAN. VE TİC. A.Ş. (Müşteri Kuruluş)

A.2.1.1.

| | |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| Kuruluş Yetkilisi | YAVUZ SUAT BENGÜR-UGES Sektör Başkanı |
| Müşteri Kuruluş Proje Sorumlusu | MEHMET POLAT |
| Kuruluş Türü | Anonim Şirket |
| Vergi Dairesi | YENİMAHALLE |
| Vergi Sicil No | 0860042250 |
| Kuruluş Tescil Tarihi | 14.11.1975 |
| Ticaret Sicil No | 31177 |

Kuruluşun Ortak Olduğu Kuruluşlar (Tüzel Kişilik) ve Ortaklık Payları

| | | |
|---|------------------|-------|
| 1 | Adı | BIST |
| | Ortaklık yüzdesi | 15 % |
| 2 | Adı | TSKGV |
| | Ortaklık yüzdesi | 84 % |

A.2.1.2.

| | | | |
|-------------------|--|--------------|-------------|
| Kuruluş Yetkilisi | | | |
| Adı, Soyadı | YAVUZ SUAT BENGÜR | TC Kimlik No | 11845124028 |
| Unvanı/Görevi | Genel Müdür Yardımcısı / UGES Sektör Başkanı | | |
| Telefon | 312-5921000 | Faks | 312-3541302 |
| E-Posta | bengur@aselsan.com.tr | | |

A.2.1.3.

Kuruluş Personel Dağılımı

| Birimi | Doktora | Yüksek Lisans | Lisans | Teknik/ Meslek Lise | Diğer | Toplam |
|--------|---------|---------------|--------|---------------------|--------|--------|
| Üretim | 3 | 90 | 241 | 503 | 436 | 1273 |
| Ar-Ge | 164 | 1508 | 998 | 156 | 140 | 2966 |
| Diğer | 12 | 186 | 462 | 159 | 384 | 1203 |
| | | | | | Toplam | 5442 |

A.2.1.4.

| | | |
|---|-----------------------------------|------------------|
| Kuruluşun Bir Önceki Yıl veya Son Ara Hesap Dönemine Ait Mali Bilgiler (TL) | Yıl/Dönem | 2014/4 |
| | Ödenmiş Sermaye | 500.000.000 |
| | Net Satış Hasılatı | 2.142.643.300,56 |
| | Yurtdışı Satışlar Toplamı | 451.791.081,06 |
| | Ar-Ge Giderleri | 71.327.849,94 |
| | Özgün Ürün Satış Hasılatı | 1.740.799.050 |
| | DönenVarlıklar | 3.179.977.594,51 |
| | Ortaklardan Alacaklar | 0 |
| | Yıllara Yaygın İnşaat Maliyetleri | 24.786.766 |
| | Kısa Vadeli Borçlar | 2.013.048.841 |
| | Hakediş Gelirleri | 22.156.618 |
| | Kısa Vadeli Banka Borçları | 189.515.124 |
| | Özkaynaklar | 1.336.675.766,31 |
| Kuruluşun Son Üç Yıl Net Satışlar Ortalaması (TL) | 1.782.334.042 | |

A.2.1.5.

Firmanın Diğer Ar-Ge Projeleri:

Diğer Projeler: ASELSAN'a ait diğer projelerle ilgili bilgi ekler arasında verilmektedir.
(Ek-2 Firmanın Diğer Ar-Ge Projeleri)

Firmanın Özgün Ürün Örnekleri:

Özgün Ürünler: Tüm ürün listesi proje eki olarak verilmiştir (Ek-4: Firmanın Özgün Ürün Örnekleri)

A.3 - PROJE YÜRÜTÜCÜSÜNÜN DİĞER PROJELERİ**A.3.1****Proje Yürütücüsünün TÜBİTAK Destekli Projeleri**

| Proje No | Proje Adı | Başlama/Bitiş Tarh. |
|----------|--|-----------------------|
| 107E231 | Uydu Yönelim Sistemlerinin Gerçek Zamanlı Benzetimi Ve Kapalı Döngü İçerisinde Donanım Sınaması | 01.02.2008/01.08.2010 |
| 108E255 | Uyarlamalı Düşüm Yöntemi İle Paralel Çalışan DA/DA Dönüştürücülerin Akım Paylaşımının Sağlanması | 01.03.2009/01.03.2010 |
| 111E176 | Güneş Enerjisi Sistemleri İçin Kuplajlı Endüktörler Kullanan Yüksek Kazançlı Z-Girişli Da-Da Ve Da-Aa Dönüştürücü Tasarımı ve Gerçekleştirilmesi | 01.04.2012/01.10.2013 |

A.3.2**Proje Yürütücüsünün Diğer Projeleri (DPT, BAP, AB Çerçeve Programları vb.)**

| Proje No | Proje Adı | Başlama/Bitiş Tarh. |
|------------|--|-----------------------|
| 670STZ2014 | Kesintisiz Güç Kaynağı Özellikli Yerli Lityum-İyon Batarya Grubu Tasarımı, Geliştirilmesi ve İmalatı | 01.02.2015/31.10.2017 |
| 00616.STZ. | Kesintisiz Güç Kaynakları için Yarıiletken Aktarım Anahtarı Geliştirilmesi | 01.09.2010/31.08.2012 |
| 78STZ2007 | 200 Amper, Yüksek Frekans Anahtarlama, DC ve AC/DC Kaynak Makinalarının Geliştirilmesi | 01.02.2008/31.01.2010 |
| 0532.STZ.2 | Üç Fazlı Asenkron Alternatif Akım Motorlar için Akıllı Sürücü Donanımı | 01.02.2014/30.09.2015 |
| 914STZ2015 | Çok Amaçlı 300 A Evirici Tip Kaynak Makinesi Tasarımı | 01.01.2016/31.12.2016 |

B.1 - PROJE KISA TANITIMI**B.1.1.****Proje Tanıtımı**

Son yıllarda elektrikli araçlara olan ilginin artmasıyla birlikte bu araçların batarya şarj sistemleri ile ilgili de yoğun bir çalışma başlamıştır. Bataryanın şarj edilmesi için gerekli elektriksel güç, kablolu ya da kablosuz (temassız) olarak bataryaya aktarılabilir. Temassız güç aktarım sistemleri arasında ise en çok öne çıkan teknoloji endüktif güç aktarımıdır (EGA). EGA sistemlerinde güç, hava aralığı üzerinden primerden sekondere elektromanyetik endüksiyon yoluyla aktarılmaktadır. Aktarımın temassız gerçekleştirilmesi, kullanıcıya birçok avantaj sağlamaktadır. Arada bir temas olmaması nedeniyle EGA sistemleri; yüksek güvenlik, yüksek güvenilirlik, düşük bakım maliyeti ve uzun kullanım süresi gibi üstünlükleri beraberinde getirir. Bu üstünlüklerinden dolayı EGA sistemlerine karşı olan ilgi tüm dünyada gün geçtikçe artmaktadır.

Bu projede, EGA ilkesine göre çalışan 3.3 kW gücünde sabit bir sistemin tasarımı gerçekleştirilecektir. Proje kapsamında geliştirilecek şu bileşenler için analiz ve tasarım çalışmaları yürütülecektir: Primer ve sekonder güç devreleri, bu devrelerde kullanılacak kompanzasyon yapıları, primer ve sekonder sargıları, kontrol ve haberleşme sistemleri.

Analizlerde benzetim programlarından ve sonlu elemanlar yazılımından yararlanılacaktır.

B.1.2.**Anahtar Kelimeler**

Elektrikli Araçlar, Endüktif Güç Aktarımı; Temassız Güç Aktarımı; Batarya Şarj Sistemleri

B.1.3.**Projenin Başlatılma Gerekçesi ve Amacı (ÖZET)**

ASELSAN askeri projelere ek olarak yüksek teknoloji gerektiren sivil uygulamalara da çözüm üretmektedir. 2014 yılında oluşan yeni yapılanma ile Eylül ayından itibaren ASELSAN sivil sektörde Ulaşım, Güvenlik, Enerji ve Otomasyon Sistemleri (UGES) üzerinde ürün, alt sistem ve sistem geliştirmek amacıyla 5. sektör başkanlığını oluşturmuştur. Bu düzenlemeler kapsamında elektrikli araç geliştirme çalışmalarına da başlanmış olup, bu alanın tüm bileşenleri ile ilgili bilgi birikimi ve deneyim kazanılması hedeflenmiştir. Yüksek güçlü taşıtlarla ilgili çalışmalara hazırlıklar kapsamında bu projenin başlatılması uygun görülmüştür.

B.1.4.**Projenin Yenilikçi Yönü (ÖZET)**

Temassız şarj sistemlerine yönelik ilgi ülkemizde de gittikçe artmaktadır. Ancak, yürütülen bir kaç yüksek lisans tez çalışması dışında henüz bu alanda gerçekleştirilmiş, sonuç alınmış bir proje bulunmamaktadır. Öte yandan, projenin amacı yalnızca Türkiye için yeni bir ürün geliştirmekten ibaret değildir. Bir yandan klasik yöntemle çalışacak bir sistem geliştirilirken, bir yandan da, proje kapsamında yürütülecek iki doktora tezi ile hem güç elektroniği, hem de sargı yapısı ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilecektir. Sistemin kontrolü için de hem primer hem de sekonder tarafta birlikte çalışacak bir kontrol algoritması geliştirilecektir.

B.1.5.**Uygulanacak Yöntemler (ÖZET)**

Projenin hazırlık aşamasında kapsamlı bir literatür incelemesi yapılmıştır. Proje süresince bu çalışmaya devam edilecektir. Özellikle ABD, İspanya ve Avustralya gibi bazı ülkelerdeki araştırma merkezlerinden çıkan yayınlar yakından izlenecektir. Bu sistemler için henüz standartlaşmış tasarım adımları tanımlanmamıştır. Önerilen tasarım yöntemlerinin iyice analiz edilerek geliştirilmesi hedeflenmektedir.

İlk aşamada hem güç elektroniği hem de elektromanyetik bileşenler için iyi bilinen evirici ve sargı yapısı çalışılacaktır. Ancak ana amaç, her iki alanda da yenilikçi yapılar geliştirmektir. Bunun için sonlu elemanlarla analiz yazılımı ile güç elektroniği yazılımını birlikte kullanan benzetimlerden yararlanılacaktır.

Tasarlanan sistemler üretilerek laboratuvar ortamında test edilecektir.

Çalışmalar sırasında sistemin insan sağlığına olumsuz etkilerinden sakınmak amacıyla koruma önlemleri alınacaktır.

B.1.6.**Ekonomik ve Ulusal Kazanımlar (ÖZET)**

Proje çıktısı olan ürünler yurt dışında üretilen ürünlerle rekabet edebilir seviyede olacaktır. Bu sayede yurt içi pazardaki ithalat ihtiyacını azaltacak ayrıca yurt dışı pazara açılarak ülkemizin ihracat hedeflerini sağlamaya katkıda bulunacaktır. Ülkemizin milli elektrikli araç geliştirme hedefi kapsamında, batarya şarj sistemi için milli ve özgün temassız güç aktarım sistemi tasarlanmış olacaktır. Ülkemizin önümüzdeki yıllarda ulaşım sektörüne ciddi yatırım yapacağı ön görülmektedir. Temassız Güç Aktarım Sisteminin özellikle kullanım kolaylığı, bakım onarım maliyetlerinin azaltılması, çevre estetiği, güvenlik vb. konularda belirgin avantaj sağlayacağı değerlendirilmektedir.

B.2 - BAŞLATILMA GEREKÇESİ, UYGULANACAK YÖNTEMLER VE AR-GE AŞAMALARI**B.2.1.****1 - Projenin başlatılma gerekçelerini açıklayınız.**

ASELSAN A.Ş. Türk Silahlı Kuvvetlerini Güçlendirme Vakfı'na bağlı bir kuruluştur. Günümüzde savunma sanayinin lider kuruluşu olan ASELSAN, kurulduğu 1975 yılından bu yana milli kaynakları etkin şekilde kullanarak, deniz, hava, kara ve uzay platformları için askeri sistemler geliştirmektedir. Askeri haberleşme sistemleri, kriptoloji ve bilgi güvenliği sistemleri, elektrooptik sistemler, aviyonik sistemler, hava ve füze savunma sistemleri, komuta kontrol sistemleri, silah sistemleri, radar sistemleri ve elektronik harp sistemleri ASELSAN'ın ürünleri arasında yer almaktadır.

ASELSAN askeri projelere ek olarak yüksek teknoloji gerektiren sivil uygulamalara da çözüm üretmektedir. 2014 yılında oluşan yeni yapılanma ile Eylül ayından itibaren ASELSAN sivil sektörde Ulaşım, Güvenlik, Enerji ve Otomasyon Sistemleri (UGES) üzerinde ürün, alt sistem ve sistem geliştirmek amacıyla 5. sektör başkanlığını oluşturmıştır.

Dünyada Temassız Güç Aktarımı sistemlerinin özellikle elektrikli araç ve otobüs gibi uygulamalarda kullanılmaya başlandığı ve giderek yaygınlaştığı gözlenmektedir. Mevcut durumda, Türkiye'de Temassız Güç Aktarımı konusunda çalışma yapan bir firma veya kurum bulunamamıştır. Bu proje ile konu üzerinde bilgi birikiminin artırılması ve tecrübe kazanılması hedeflenmektedir. Elektrikli araç pazarında rekabet gücünün artırılarak ASELSAN olarak öncü firma olunması için geliştirme çalışmalarına şimdiden başlanması gerektiği değerlendirilmektedir.

Konunun önemi nedeniyle tüm dünyada üniversitelerde temassız güç aktarım sistemleri üzerinde ciddi araştırma çalışmaları yapılmaktadır. Bu sistemlerin tasarımları hem akademik bilgi birikimi hem de pratik deneyim gerektirmektedir. Bu nedenle, taraflar bu proje kapsamında işbirliği yapmaya karar vermiştir.

2 - Projenin amacını açıklayınız.

(Format sorunu nedeniyle literatür özeti ekli dosya olarak (Ek-1: Literatür Özeti) sisteme yüklenmiştir.)

Projenin amacı, binek elektrikli araçların bataryalarının dolumu için kullanılabilen temassız bir sistemin geliştirilmesidir. Bu projede elde edilecek deneyim ve bilgi birikimi ile uluslararası pazarda rekabet edebilecek ürünler geliştirebilmenin önü açılacaktır.

3 - Proje çıktılarını tanımlayıp, çıktıların uyacağı varsa ulusal/uluslararası standartları, projenin somut hedeflerini ve başarı ölçütlerini belirtiniz.

Bu projenin amacı 3.3 kW gücünde, endüktif güç aktarım (EGA) ilkesine göre çalışan, batarya şarj işleminde kullanılabilen bir sistem tasarlamaktır. Primer sargısının ve güç kaynağının yol üzerinde kurulduğu, sekonder sargısı ve toplayıcı devrenin ise şarj edilecek aracın üzerinde bulunduğu sistemin laboratuvar prototipi gerçekleştirilecektir. 10-20 cm civarında bir hava aralığı üzerinden aktarılabilecek güç ile batarya şarj edilebilecektir. Proje kapsamında gerekli güç elektroniği devrelerinin tamamı, haberleşme ve kontrol sistemleri, manyetik elemanlar tasarlanacaktır. Yumuşak anahtarlama tekniği kullanılarak yüksek frekansta çalışılacaktır. Kurulacak sistemin, hava aralığı mesafesine ve hizalamaya bağlı olarak nominal kapasitede, en az %80 verimlilikte olması hedeflenmektedir. Proje kapsamında tek fazlı, ticarileşecek bir ürün yanında, daha yüksek güçlerde kullanılabilen yenilikçi bir üç fazlı manyetik yapı da geliştirilecektir.

Proje çıktıları şunlardır:

Proje Çıktısı 1) Tasarım Algoritması: Belirlenen bir güç düzeyinde kullanılacak bir Temassız Güç Aktarım (TGA) sisteminin kaba boyutlandırmasını yapabilecek bir algoritma.

Başarı Ölçütü: Tanımlanacak farklı geometri ve kompanzasyon yapıları için, hedeflenen güç düzeyinde kararlı olarak çalışabilecek sargı boyutlarını (sarımların sayıları ve kesitleri) üreten ve sonlu elemanlar yazılımı sonuçları ile en az %90 oranında uyumlu olan bir algoritma.

Proje Çıktısı 2) TGA sistemi.

Başarı Ölçütü: Şebeke gerilimiyle çalışan, çıkış gücü 3.3 kW olan, sargılar tam hızıyla 10 cm hava aralığında %90'ın üzerinde verimle güç aktarabilen, toplam verimi (giriş-çıkış) en az %80 olan, klasik yapıda bir TGA sistemi.

Proje Çıktısı 3) Kontrol Algoritması: Hem primer hem de sekonderde aynı anda çalışan bir kontrol algoritması.

Başarı Ölçütü: Yöntemin çalıştığı benzetimle gösterilmesi

Proje Çıktısı 4) Kontrol Algoritması: Primerde sıfır faz açısında çalışmayı sağlamak için frekans değişimini ve sıfır gerilim anahtarlama için kollar arasındaki faz farkını aynı anda kontrol etmeye çalışan melez bir kontrol algoritması

Başarı Ölçütü: Yöntemin çalıştığı benzetimle gösterilmesi

Proje Çıktısı 5) Üç fazlı bir manyetik sargı yapısı

Başarı Ölçütü: Yüksek güçlü (200 kW) uygulamalarda kullanılabilen sonlu elemanlar yazılımı ile kanıtlanmış bir sargı sistemi.

4 - Proje Ar-Ge faaliyetlerinde uygulanacak yöntem, uygulamalar, kullanılacak teknik ve araçları planladığınız iş akışı kapsamında uyulacak standartları belirterek açıklayınız.

Önerilen projenin yürütülmesinde uygulanacak yöntemler şöyle özetlenebilir:

1)Öncelikle, proje önerisi hazırlama sürecinde yapılan literatür araştırması derinleştirilecek ve benzer nitelikli ürünlere ilişkin bilgiler derlenecektir. Bu bilgiler sistem gereksinimlerinin belirlenmesi aşamasında kullanılacaktır.

2)Literatürde temassız güç aktarım sistemlerinin tasarımı ile ilgili kesin kabul gelmiş yöntemler tanımlanmamıştır. Ancak, bu alanda çalışma yapan bilim insanları tarafından önerilmekte olan genel tasarım adımları bulunmaktadır. Projenin başlangıç aşamasında, yinelemeli hesaplamalara dayalı bu yöntemler yardımıyla bir ön tasarım yapılacak, daha sonra sonlu elemanlar yöntemi ve sayısal benzetim teknikleri ile bu tasarımın doğruluğu sıvanacaktır.

3)Yurtdışındaki benzer sistemler incelendiğinde, elektrikli binek araçlar için 3.3 kW ve 22 kW güç değerlerinin standartlaştığı görülmektedir. Otobüsler ve hafif raylı araçlar için ise 200 kW ve üzerinde şarj sistemleri geliştirilmektedir. Bu projede, elektrikli araçlar için 3.3 kW güç değeri seçilmiştir.

4)Sistem geliştirme faaliyetleri kapsamındaki tüm donanım ve yazılım bileşenlerinin istekleri belirlenecek ve prototip üretimi yapılacaktır. Yapılan literatür araştırmalarında temassız güç aktarımı için dairesel sargı yapılarının seçildiği, kompanzasyon için seri-seri, seri-paralel, paralel-paralel ve paralel-seri yapılarından birinin seçildiği, güç elektroniği devrelerinin yüksek frekansta anahtarlama gerektirdiğinden dolayı rezonans yapılarının kullanıldığı ve SiC, GaN gibi yüksek hızlı yarı iletkenlerin tercih edildiği görülmektedir. Tasarım faaliyetlerinde bu tespitlerden faydalanılacaktır. Ayrıca, SPS, SPP gibi yeni kompanzasyon yapılarının da literatürde yer almaya başladığı görülmekte olup, bu sistemler de incelenecektir.

5)Proje çıktısı sistemin fonksiyonel testleri yapılacaktır. Yapılacak testlerde olası hata durumları (donanım, yazılım ya da kullanıcı kaynaklı) oluşturularak sistemin güvenli biçimde çalışmaya devam ettiği gösterilecektir.

6)Öncelikle üzerinde çalışılacak güç devresi yapısı Ek-1'de (Şekil Ek-2) verilmektedir.

Proje çalışmalarında sonlu eleman yazılımlarından ve benzetim programlarından etkin olarak yararlanılacaktır.

Temassız güç aktarım sisteminin kullanımı sırasında çevreye yayılacak manyetik alanın, insan sağlığına tehdit oluşturmaması için referans

değerlerin altında tutulması gerekmektedir. Bu konuyla ilgili IEEE tarafından belirlenmiş ICNIRP referans değerler bulunmaktadır. Tasarım aşamasında, alan değerlerinin bu sınırlar içerisinde tutulması için gerekli önlemler alınacaktır. Ayrıca, son yıllarda kabul görmekte olan SAE standartları incelenerek, tasarımın bu standartla da uyumlu olmasına çalışılacaktır.

5 - Önerdiğiniz projede planladığınız Ar-Ge aşamalarının aşağıdakilerden hangilerini kapsadığını belirtip kısaca açıklayınız.

Kavram Geliştirme, Teknolojik/Teknik ve Ekonomik Yapılabilirlik Etüdü, Geliştirilen Kavramdan Tasarıma Geçiş Sürecinde Yer Alan Laboratuar Çalışmaları v.b. Çalışmalar, Tasarım, Tasarım Geliştirme ve Doğrulama Çalışmaları, Prototip Üretimi, Pilot Tesisin Kurulması, Deneme Üretimi ve Tip Testlerinin Yapılması, Satış Sonrasında Ürün Tasarımından Kaynaklanan Sorunların Çözümü Faaliyetleri

Tasarım, Tasarım Geliştirme ve Doğrulama Çalışmaları: Öncelikle bir tasarım algoritması geliştirilecektir. Geliştirilen algoritma kullanılarak bir sistem boyutlandırılması yapılacaktır. Boyutlandırılan sistemin sonlu elemanlar analizi yazılımı yardımıyla analizi yapılacaktır.

Prototip Üretimi: Sonlu elemanlar analizi ile doğrulanan tasarımın prototipi gerçekleştirilecektir. Prototip üzerinde, proje başarı ölçütlerinin sağlandığını göstermek amacıyla testler gerçekleştirilecektir.

Kavram Geliştirme: Projenin devamında yapılacak çalışmalarda kullanılmak üzere yenilikçi kontrol teknikleri geliştirilecektir.

B.3 - YENİLİKÇİ VE ÖZGÜN YÖNLERİ**B.3.1.**

1- Projede hedeflenen;
a. ürün ve/veya süreç yeniliğinin,
b. müşteri kuruluşun mevcut ürün veya süreçlerinde yapacağı yeniliklerin,
pazar ve sektördeki (müşteri kuruluş içinde, yurt içinde veya dışında) benzerlerine göre öngörülen farklılıklarını, avantajlarını, üstünlüklerini belirtiniz.

Proje ortağı kuruluştaki, önerilen proje çıktısı ile kıyaslama yapılabilecek benzer bir ürün/süreç bulunmamaktadır. Proje kapsamında Türkiye'de ilk defa elektrikli araçlar için Temassız Güç Aktarım Sistemi geliştirilecektir. Gelecek 10 yıl içerisinde elektrikli araç bileşenlerinin yerli katkı oranı ile karşılanmasının devlet politikası olarak benimsendiği değerlendirilmektedir. Projede önerilen sistemin araştırma ve geliştirme faaliyetleri, yurt içinde açılacak bu yeni sektör için öncü ve özgün bir çalışma niteliğinde olacaktır. 3.3 kW çıkış güçlü temassız güç aktarım sistemi tasarımı elde edilen tecrübeler, daha yüksek güçlü araçlar ve elektrikli otobüsler ve hafif raylı araçlar için gelecekte kurulması planlanan temassız güç aktarım sistemlerine altyapı oluşturacaktır.

ASELSAN, TEMSA ile elektrikli otobüs geliştirilmesi konusunda Şubat 2015 tarihinde işbirliği anlaşması imzalamıştır. Bu anlaşma ile birlikte ASELSAN, Türkiye'de ilk defa yerli imkânları kullanarak milli ve özgün bir elektrikli otobüs geliştirme çalışmalarına başlamıştır. Bu proje başvurusunun çıktısı olacak temassız güç aktarım sisteminin gelecekte daha da geliştirilerek ASELSAN tasarımı yerli otobüslerde ve diğer ticari araçlarda kullanılması planlanmaktadır.

Geliştirilecek olan sistem, mevcut durumda yurtdışında bulunan örnekleriyle benzer teknolojiyi kullanacaktır. Bununla birlikte, proje kapsamında ileriye yönelik olarak yapılacak çalışmalarda yenilikçi kontrol tekniklerinin, güç devrelerinin ve sargı yapılarının incelenmesi ve buna göre tasarımın şekillendirilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışmaların sonuçlarının prototipte kullanılması durumunda rakiplerine göre daha üstün ürünlerin elde edilmesi de söz konusu olabilecektir.

| Firma ve Ürün | Frekans (kHz) | Güç (kW) | Hava Aralığı (cm) | Verim (*) (%) |
|--------------------|---------------|----------|-------------------|---------------|
| Witricity WiT-3300 | 85 | 3.3 | 15-20 | 90 |
| Qualcomm Halo | 85 | 3.3-22 | 13-18 | 80-90 |
| Conductix-Wampfler | 20 | 60-180 | 4 | >90 |
| Bombardier PRIMOVE | 20 | 200 | Bilgi Yok | 80-90 |
| Momentum Dynamics | Bilgi Yok | 3.3-10 | 61 | 92 |
| Bosch Plugless | 19.5 | 3.3 | 7-13 | 85-89 |
| Proje Çıktısı | 85 | 3.3 | 10-13 | >90 |

(*) Sarımdan sarıma verim
Yukarıda belirtilen özelliklere ek olarak, proje çıktısı ürünün gelişmiş kontrol algoritmaları sayesinde farklı topolojilere uygun tasarımı da gözetilecektir.

2-Projede yer alan ve yukarıda vurgulanan yenilik faaliyetlerinde firmanın özgün katkılarını açıklayınız.

Elektrikli araçların kullanımı henüz yaygınlaşmamıştır. Bu nedenle bu araçların batarya şarj sistemleri de çok yaygın üretilmemektedir. Mevcut durumda elektrikli araçlara yönelik temassız şarj sistemi üreten firma sayısı son derece azdır. Bu firmaların ürünleri incelendiğinde tümünün benzer tasarımlar içerdiği görülmektedir. Primer ve sekonder devrelerinde kullanılan kompanzasyon devreleri ile aktarılabilecek güç miktarı yükseltirken kayıplar sınırlı tutulmaya çalışılmaktadır. Saygın dergilerde yapılan yayınlar incelendiğinde, özellikle ABD, Almanya ve Yeni Zelanda'daki bazı üniversitelerde bu konuda belirleyici çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Bu çalışmaların pek çoğunda sistem tasarımı için yöntemler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Henüz standartlaşmış tasarım yöntemi bulunmamaktadır. Yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak kontrol sistemleri ve manyetik tasarım üzerine yoğunlaşmaktadır. Giriş tarafında sabit frekans kullanmanın da değişken frekans kullanmanın da belli koşullarda sakıncaları olduğu görülmektedir (çatallanma olayı gibi). Bilim insanları bu sorunların üstesinden gelecek çözüm yolları önermektedir.

Bir başka araştırma alanı sargı tasarımı üzerinedir. Sargıların bağlaşım düzeyini yükseltmek için dairesel yerine dikdörtgen şeklinde yapılar denenmekte, kaçak akıları azaltmak için pad yapıları üzerine yenilikçi çalışmalar yapılmaktadır.

Projemizde, literatürde önerilmekte olan tasarım adımları kullanılarak bir ön tasarım yapılacaktır. Ancak elde edilen bu tasarımın doğruluğu, sonlu elemanlar yazılımları ve sayısal benzetim programları birlikte kullanılarak test edilecektir. Hedeflere uygun bir tasarım elde edildikten sonra prototip geliştirme çalışmaları yapılacaktır.

Proje kapsamında, sanayi kuruluşlarında ve akademide konu ile ilgili yapılan yenilikçi çalışmalar gözden geçirilerek, güncel teknolojiye sahip, kısa sürede ticarileşebilir bir ürün geliştirilecektir. Buna paralel olarak da iki doktora öğrencisinin tez çalışması doğrultusunda özgün yapılar incelenecektir. Projenin yenilikçi yönleri şu başlıklar altında toplanabilir:

1) Sekonder tarafındaki doğrultma devresi ve batarya şarj devresi için kullanılan güç elektroniği devrelerinin denetiminin birleştirilebilmesi ve primer ve sekonder taraflarında ortak kontrol algoritmalarının denenmesi üzerine çalışmalar yapılacaktır. Böylece hem daha verimli hem de daha kararlı bir yapı elde edilmesi hedeflenmektedir.

2) Verimi yükseltmeye yönelik kompanzasyon sistemlerinin (LCL gibi) kullanılabilirliği araştırılacaktır.

3) Sıfır faz açısı (ZPA) ile çalışmanın kuplaj ile nasıl değiştiğine ilişkin araştırma yapılacaktır. Değişken frekanslı kontrol için, Sıfır faz açısında çalışma için gerekli frekansın belirlenmesini ve sıfır gerilimle anahtarlama için eviricinin kolları arasındaki faz açısının belirlenmesini aynı anda gerçekleştirebilecek melez bir kontrol yöntemi geliştirilmeye çalışılacaktır.

4)Özgün bir üç fazlı manyetik yapı geliştirilecektir. [42-44] numaralı kaynaklarda (Ek-1 Literatür Özeti) dinamik 3 fazlı IPT sistemi incelenmiştir. Bipolar ve unipolar olarak sınıflandırılan bu sistemlerde, bir yol boyunca uzanan 3 fazlı sargılar ve ferit nüveler toplam sistem maliyetini arttırmaktadır. Statik üç fazlı sistemlerde, asimetrik akı dağılımları nedeniyle geleneksel transformatör yapısından farklı nüve yapıları gerekmektedir. [45-46]'da temassız enerji transferi için 3 fazlı nüve yapıları incelenmiştir. Aynı nüve çekirdeği, boyutları ve uyartım akımı altında (30 A, 30 kHz) E, T, Y, delta ve Y yay şeklindeki nüve yapıları karşılaştırılmıştır. Geleneksel E tipi üç fazlı transformatörlerde, asimetrik yapıdan dolayı orta bacadaki akı yoğunluğu yüksektir. Bu da demir kayıplarını arttıracığından verimi ve manyetik kuplajı azaltır. Bu nedenle de geleneksel üç fazlı çekirdek tipi transformatörlerde diğer bacalara göre orta bacak daha kalın yapılır. [46]'da E tipi çekirdeğin her bacağı eşit kesitte olduğundan manyetik kuplaj düşüktür. Simetrik akı dağılımı için Y veya delta şeklindeki nüveler ön plana çıkmaktadır. Nüvelerin köşeli yapısında sıkışan akılar nüve kayıplarına neden olacağından [46]'da Y yay şeklindeki nüve yapısı önerilmiştir. Ancak akı dağılımları dikkate alındığında delta nüvede transformatörün üst ve alt delta şeklindeki bağlantı nüvelerinde akı yoğunluğu Y nüveye göre daha düşüktür. Yani daha ince kesitli nüve kullanılabilir. Bu da nüve ağırlığını ve demir kayıplarını azaltacaktır. Bu proje kapsamında kablosuz enerji transferi için Ek-1'de (Şekil Ek-1) önerilen delta nüve yapısının üstünlükleri araştırılacaktır.

C.1- İŞ PLANI

| İP No | İP Adı | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
|----------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 1 | Sistem Mimarisinin Oluşturulması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.1 | Literatür Araştırması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.2 | Kaynak Araştırması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.3 | Sistem Tasarımının Yapılması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Ön Tasarım | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.1 | Güç elektroniği dönüştürücü yapısının belirlenmesi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.2 | Anahtarlama frekansının seçimi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.3 | Yarıiletken malzemelerin seçimi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.4 | Benzetim çalışmaları | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.5 | Maksimum verim elde etmeye yönelik teorik hesaplamaların yapılması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.6 | Manyetik yapının seçimi ve boyutlandırılması | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.7 | Kompanzasyon devrelerinin elemanlarının hesaplanması ve seçimi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Ayrıntılı Tasarım | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.1 | Güç, kontrol ve haberleşme sistemlerinin tasarımı | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.2 | Manyetik devrenin sonlu elemanlar yöntemiyle analiz ve tasarımı | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.3 | Kararlılık analizi ve denetleyici sistemin katsayılarının belirlenmesi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.4 | Benzetim çalışmaları | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Donanım Kurulumu ve Ön Testler | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.1 | Güç elektroniği devrelerinin baskı devresinin geliştirilmesi ve devrelerin kurulumu | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.2 | Manyetik yapının üretilmesi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.3 | Sistem bileşenlerinin ayrı ayrı ve birlikte fonksiyonel testleri | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | Sistem Doğrulama ve Geçerli Kılma Faaliyetleri | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5.1 | Düzenlemeler | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5.2 | Testler | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5.3 | Raporlama | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | Özgün Tasarım Çalışmaları | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.1 | Denetleyici Tasarımı | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.2 | Manyetik Yapının Sonlu Eleman Analizi ve Tasarımı | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.3 | Manyetik Yapının Üretimi ve Testleri | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

C.1.2. İş Paketleri Listesi

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:192148) |
| İş Paketi Adı | Sistem Mimarisi'nin Oluşturulması |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.09.2016-30.11.2016 90 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Konu ile ilgili yapılan tarama sonucu bulunan makalelerin derinlemesine incelemesi yapılacaktır. Konunun güncelliği göz önüne alındığında, dergilerde ve konferanslarda çok sayıda yeni yayın çıkacağı öngörülmektedir. Bu nedenle, makale incelemesinin genişletilmesi ve derinleştirilmesi gerekmektedir.

Ayrıca, uluslararası piyasada bulunan ticari ürünlerle ilgili daha ayrıntılı bir inceleme yapılacaktır.

Yapılan inceleme sonucunda sistem mimarisi ortaya konacaktır.

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

Özellikle IEEE çıkışlı konferans bildirileri ve dergi makalelerinin incelenmesi.

Witricity ve benzeri ürünler hakkında ayrıntılı bilgi toplanması

Sistem mimarisinin hazırlanması

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Bu iş paketinde herhangi bir test veya analiz bulunmamaktadır.

4- İş paketi çıktılarını ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Çıktı: Literatür ve Kaynak Özeti

Başarı Ölçütü: En az 40 makalenin ve dört ticari ürünün ayrıntılı raporu

Çıktı: Sistem Mimarisi

Başarı Ölçütü: Tasarlanacak sistemin tüm bileşenlerini ve bileşenler arasını gösterir blok diyagramı

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Bu paket sonucunda elde edilecek bilgi ile ön tasarım yapılacaktır.

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:192149) |
| İş Paketi Adı | Ön Tasarım |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.12.2016-28.02.2017 89 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Güç elektroniği dönüştürücü yapısının belirlenmesi
Yarıiletken malzemelerin seçimi
Benzetim çalışmaları
Maksimum verim elde etmeye yönelik teorik hesaplamaların yapılması
Manyetik yapının seçimi ve boyutlandırılması
Kompanzasyon devrelerinin elemanlarının hesaplanması ve seçimi
Tasarım algoritmasının geliştirilmesi

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

1) Sistem tasarımına yönelik genel kabul gören bir yaklaşım bulunmamaktadır. Literatürde görülen en kapsamlı çalışma "J. Sallan, J. L. Villa, A. Llombart, and J. F. Sanz, "Optimal design of ICPT systems applied to electric vehicle battery charge," in IEEE Trans. on Industrial Electronics, vol. 56, no. 6, pp. 2140-2149, June 2009." makalesinde verilmektedir. Ancak bu makalede bazı hususlar gizlenmiş ve/veya kasıtlı olarak hatalı sunulmuştur. İlk olarak aynı noktadan hareket eden, hatalardan arındırılmış ve boyutlandırma için kullanılabilir bir tasarım yazılımı geliştirilecektir.

2) Güç elektroniği dönüştürücülerinin benzetimi ve tasarımı: Pspice, Matlab-Simulink, Simplerer gibi yazılımlar kullanılarak dönüştürücülerin benzetimi yapılacaktır. Standart ürün çalışmasında sert anahtarlamalı, klasik tek fazlı tam köprü yapısı kullanılacaktır.

3) Kompanzasyon yapısı: Öngörülen kompanzasyon yapısı Seri-Seri yapıdır. Buna yönelik olarak kompanzasyon sisteminin eleman değerleri hesaplanacaktır. Ancak, diğer yapılar (klasik olan ve olmayan) da incelenecek ve benzetimleri yapılacaktır.

Bu paket kapsamında yapılan çalışmalarda sistem verimini %80'in üzerinde tutacak bir tasarım elde edilmeye çalışılacaktır.

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Benzetim programları yardımıyla akım-gerilim sınırlamaları, geçici durum tepkileri incelenecektir.

4- İş paketi çıktıları ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Sistem gereksinimleri belgesi
Benzetim raporu

Bu iş paketinin başarı ölçütü, 3.3 kW gücünde, %80'in üzerinde verimle çalışabilecek bir sistemin elektrik ve manyetik bileşenlerinin ön tasarımının yapılmış olmasıdır.

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Ayrıntılı tasarım çalışması, bu adımda elde edilen bilgiler kullanılarak gerçekleştirilecektir.

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:192150) |
| İş Paketi Adı | Ayrıntılı Tasarım |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.03.2017-30.06.2017 121 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Güç, kontrol ve haberleşme sistemlerinin tasarımı
Manyetik devrenin sonlu elemanlar yöntemiyle analiz ve tasarımı
Kararlılık analizi ve denetleyici sistemin katsayılarının belirlenmesi
Benzetim çalışmaları

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

1) Ön tasarım çalışması sonucunda elde edilecek sistemin ayrıntılı tasarımı yapılacak. Bu amaçla sistem sonlu elemanlar analizi yazılımı ile analiz edilecek ve hedeflenen çıktıların elde edilip edilemeyeceği incelenecektir. Hedeflerin elde edileceği görülünce analiz sonlandırılacaktır.

2) Sistemin denetim mantığı geliştirilecek. Öncelikli amaç hem primerde hem de sekonderde aynı anda kontrol yapılmasını sağlayacak bir algoritma geliştirmektir. B planı olarak, iki tarafta ayrı kontrol yöntemlerinin kullanılması söz konusudur.

3) Benzetim yazılımları yardımıyla dinamik analiz yapılacak ve denetim sisteminin işlediği kanıtlanacaktır.

4) Haberleşme sistemi seçenekleri incelenecek ve uygun olanına yönelik bir tasarım yapılacaktır.

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Manyetik alan analizi.

Kararlılık analizi.

4- İş paketi çıktılarını ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Güç dönüştürücülerin yerleşim planları, baskı devre çizimleri
Sargı yapısı, sarım sayıları, iletken boyutları
Manyetik malzemenin tipi ve boyutları
Manyetik akı dağılımı raporu
Haberleşme sistemi tasarımı belgesi
Kontrol sistemi tasarımı belgesi
Denetleyici benzetim çalışmaları raporu

Bu iş paketinin başarı ölçütü, hedeflenen güç düzeyinde istenen verimde çalışabilecek sistemin tüm bileşenlerinin benzetim yoluyla kanıtlanmış ayrıntılı tasarımının elde edilmesidir.

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Geliştirilecek sistemde bu paket sonucunda elde edilen veriler kullanılacaktır.

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:192151) |
| İş Paketi Adı | Donanım Kurulumu ve Ön Testler |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.07.2017-31.12.2017 183 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Güç elektroniği devrelerinin baskı devresinin geliştirilmesi ve devrelerin kurulumu

Manyetik yapının üretilmesi

Sistem bileşenlerinin ayrı ayrı ve birlikte fonksiyonel testleri

Manyetik alan değerlerinin ICNIRP referans değerlerin altında kalmasını sağlayacak önlemlerin araştırılması ve uygulanması

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

Elde edilen tasarım laboratuvar ortamında test edilecektir.

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Güç elektroniği devreleri için akım-gerilimler gözlemlenecek ve verim ölçülecek. Aşırı akım, gerilim ve ısınma durumlarına karşı geliştirilen önlemlerin çalışıp çalışmadığında bakılacak.

Manyetik devrenin mesafe-kuplaj ölçümleri yapılacak ve verimi ölçülecek.

Çevreye yayılan manyetik alan ölçülecek.

4- İş paketi çıktılarını ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Bu iş paketinin çıktısı prototip devredir.

Bu iş paketinin başarı ölçütü:

Prototipin belirlenen anahtarlama frekansında güvenli biçimde çalışması (aşırı sıcaklığa karşı korumalı, kısa devre korumalı).

ICNIRP referans değerlerine uyumluluk

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Bu iş paketi sonucunda elde edilecek veriler doğrultusunda sisteme son hali verilecektir.

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:193044) |
| İş Paketi Adı | Özgün Tasarım Çalışmaları |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.07.2017-31.08.2018 426 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Üçgen sargı yapısının manyetik analiz ve tasarımının yapılması
Tasarım doğrultusunda manyetik yapının üretilmesi ve sınanması
Çift taraflı denetim tekniğinin geliştirilmesi
Melez denetleyici yapısının geliştirilmesi
LCL ve benzeri kompanzasyon yapılarının uygulanabilirliğinin incelenmesi

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

Literatür incelemesi
Benzetim
Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analiz ve Tasarım

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Kontrol sistemleri için benzetim programları yardımıyla analiz ve fonksiyon testleri yapılacaktır.

Manyetik yapı için 3.3 kW gücünde bir prototip üretilacaktır. Üretilen sistem üzerinde mesafe-güç, mesafe-verim testleri yapılacaktır.

4- İş paketi çıktılarını ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Benzetim Sonuçlarını İçerir Tasarım Raporu
3.3 kW gücünde üç fazlı üçgen bağlantılı transformatör yapısı
Bu iş paketinin başarı ölçütü,
3.3 kW gücünde, 20 cm mesafede aktarım verimi %90 üzerinde olan üç fazlı yapı
Kararlı çalıştığı benzetim tekniği ile kanıtlanmış denetleyici yapısı

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Bu iş paketinin başarılı olması durumunda yeni bir ürün elde edilecektir. Başarısızlığı, diğer paketleri etkilemeyecektir.

| | |
|--------------------------------|--|
| İş Paketi Sıra No | Başvuru Gönderilince Belirlenecek (İş Paketi Kodu:192152) |
| İş Paketi Adı | Sistem Doğrulama ve Geçerli Kılma Faaliyetleri |
| Başlama-Bitiş Tarihi ve Süresi | 01.01.2018-31.08.2018 242 gün |
| İlgili Kuruluşlar | GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B. |

1- İş paketi faaliyetlerini listeleyiniz.

Ön testlerin sonuçlarına göre düzenlemelerin yapılması ve testlerin yenilenmesi

2- İş paketinde kullanılacak yöntemleri açıklayıp, incelenecek parametreleri listeleyiniz.

Hedeflenen sonuçlar alınana kadar düzenlemeler ve testler yapılacak.

3- İş paketindeki deney, test ve analizleri listeleyiniz.

Mesafe-verim, mesafe-güç deneyleri

Dinamik tepki testi (Kontrol sistemi)

Haberleşme yazılımının testi.

4- İş paketi çıktılarını ve başarı kriterlerini belirtiniz.

Bu iş paketinin çıktısı nihai üründür.

Bu iş paketinin başarı ölçütü,

Belirlenen anahtarlama frekansında çalışan,

230 V şebeke geriliminden beslenen,

Nominal çıkış gücü 3.3 kW olan

Güç Aktarım Verimi (10 cm hava aralığında tam hizada sargıdan sargıya) en az %90 olan

Sistem Verimi (10 cm hava aralığında tam hizada) en az %80 olan

bir ürünün elde edilmesidir.

5- Elde edilen çıktıların diğer iş paketleriyle ilişkisini belirtiniz.

Bu iş paketinin başarıyla tamamlanması durumunda nihai ürün elde edilecektir.

C.1.3. Ara Çıktılar Listesi

| | Ara Çıktının Tanımı | Gerçekleşmesi Beklenen Zaman Aralığı |
|---|-------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | Sistem gereksinimleri belgesi | 01.03.2017 - 01.05.2017 |
| 2 | Tasarım Belgesi | 01.08.2017 - 30.09.2017 |
| 3 | Prototip | 01.04.2018 - 31.05.2018 |

C.2 - PROJE YÖNETİMİ VE ORGANİZASYONU

Proje Yönetimi İle İlgili Açıklamalar

Yapılacak her türlü literatür incelemesi dönemsel olarak raporlanacak ve proje ortağı ile de paylaşılacaktır. Tüm benzetim, analiz ve tasarım çalışmaları rapor haline getirilerek proje ortağı ile paylaşılacaktır. Proje çalışmalarındaki gelişmeler, iki haftada bir yapılacak toplantılarla proje ortağı ile paylaşılacaktır.

Proje Konusu Özel Durum

Proje konusunun Etik Kurul Onay Belgesi ve yasal/özel izin belgeleri gerektirdiği durumlarda, bu hususa ilişkin planlama hakkında detaylı bilgi veriniz.

Özel onay gerekmemektedir.

C.2.1 - Proje Ekibi

ASELSAN ELEKTRONİK SAN. VE TİC. A.Ş.

| Personel Adı | Ünvan | TC Kimlik/Pasp.No | Eğt. Durumu | Lisans Mez.Trh. | İşe Başlama Trh. |
|--------------|-------|-------------------|-------------|-----------------|------------------|
|--------------|-------|-------------------|-------------|-----------------|------------------|

GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B.

Kuruluş Kadrolu Çalışanları

| Personel Adı | MEHMET TİMUR AYDEMİR | Ünvan | Doç. Dr. | Eğt. Durumu | Doktora |
|--------------|--|--------|------------------|------------------|------------|
| TC Kimlik No | 16136856220 | Görevi | Proje Yürütücüsü | İşe Başlama Trh. | 14.10.1995 |
| Görev Tanımı | Çalışmaların yönlendirilmesi ve izlenmesi Tez danışmanlığı Kurumla koordinasyonun yürütülmesi Raporlama | | | | |

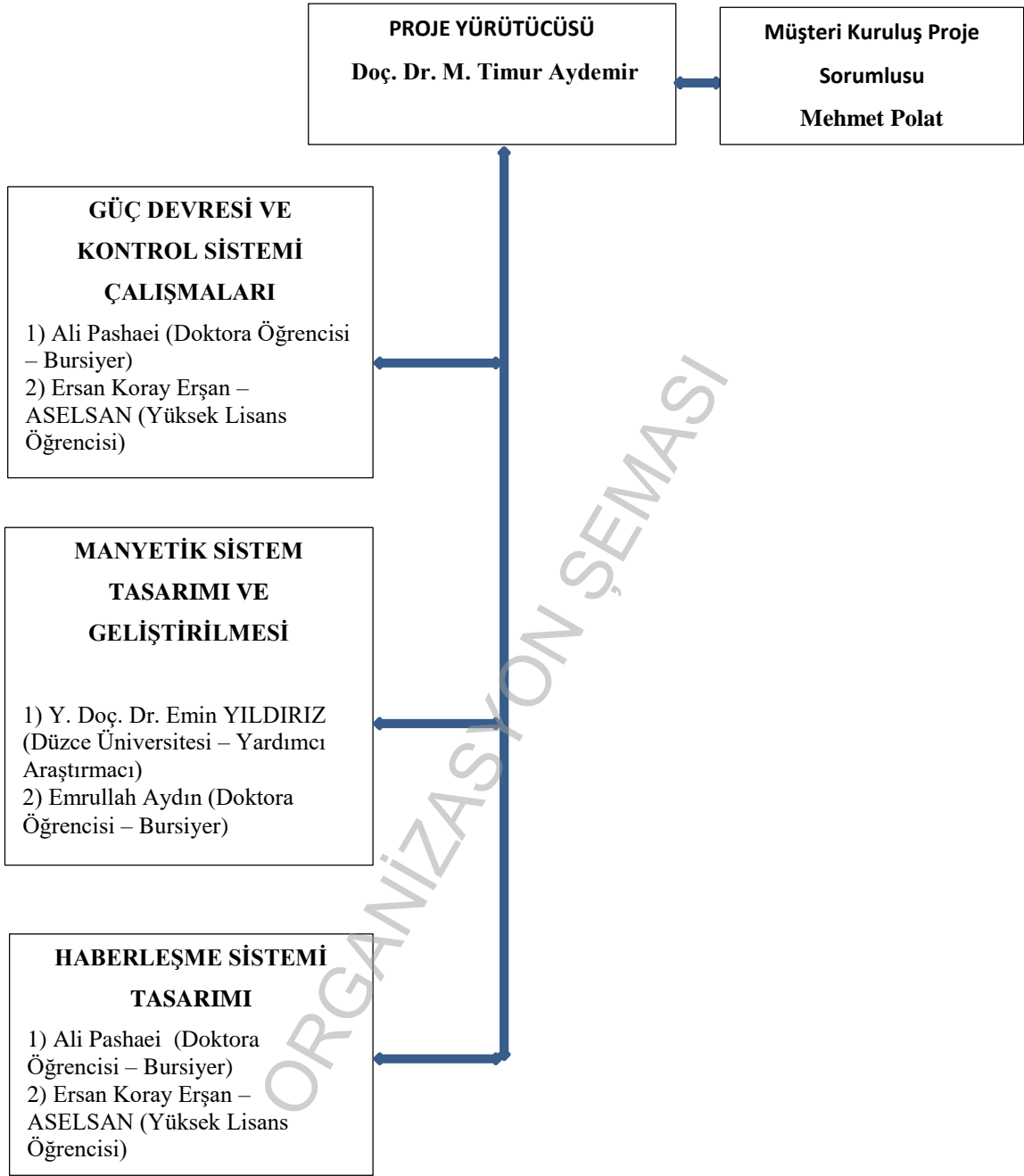
| Personel Adı | EMİN YILDIRIZ | Ünvan | Yrd. Doç. Dr. | Eğt. Durumu | Doktora |
|--------------|---|--------|---------------|------------------|------------|
| TC Kimlik No | 17422919308 | Görevi | Araştırmacı | İşe Başlama Trh. | 01.01.2015 |
| Görev Tanımı | Manyetik tasarım çalışmalarını yürütmek | | | | |

Proje Bursiyerleri

| Personel Adı | EMRULLAH AYDIN | TC Kimlik No | 21094813468 | Eğt. Durumu | Yüksek Lisans |
|--------------|---|--------------|-------------|-------------|---------------|
| Görev Tanımı | Manyetik yapıların tasarımı, analizi, üretimi ve testi. | | | | |

| Personel Adı | Ali Pashaei | Pasaport No | 95872116 | Eğt. Durumu | Yüksek Lisans |
|--------------|---|-------------|----------|-------------|---------------|
| Görev Tanımı | Güç elektroniği sistemlerinin tasarımı, üretimi ve testi. Yazılım geliştirme. | | | | |

| Personel Adı | ERSAN KORAY ERŞAN | TC Kimlik No | 67132020450 | Eğt. Durumu | Lisans |
|--------------|---|--------------|-------------|-------------|--------|
| Görev Tanımı | Tam köprü dönüştürücü tasarımı ve benzetimi. Yazılım çalışmaları. | | | | |



C.3 - KURULUŞLARIN ALTYAPISI

C.3.1.

Projeyle ilişkin olarak; yürütücü kuruluşun Ar-Ge olanaklarını, proje ekibinin deneyimini ve yeni ürün/süreç geliştirme yeteneğini aşağıdaki başlıklar altında açıklayınız:

- Yürütücü kuruluşun Ar-Ge personeli, laboratuvar, test ortamları, alet-teçhizat, yazılım araçları, kütüphane gibi Ar-Ge altyapısı,
- Proje ekibinin proje konusuyla ilgili geçmişte yaptığı Ar-Ge çalışmalarına dayanan deneyim ve bilgi birikimi,
- Gerçekleştirilen çalışmalara ilişkin dokümantasyon sistemi,
- Proje ekibinin kamu, özel sektör, diğer üniversiteler ve araştırma kuruluşlarıyla danışmanlık, hizmet alımı, ortak çalışmalar gibi tanımlı ve sürekli ilişkileri,

Proje, Gazi Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bünyesinde bulunan Güç Elektronikliği laboratuvarında yürütülecektir. Laboratuvar da şu cihazlar bulunmaktadır:

Osiloskoplar (bir tanesi 4 kanallı, izole)

Çeşitli güç kaynakları

Programlanabilir AA Gerilim Kaynağı

DA Elektronik Yük

Muhtelif Ölçü Aletleri

Lehimleme İstasyonu

Tek fazlı güç kalite analizörü

Sinyal üretici

Veri toplama cihazı

Bu donanımın bir bölümü proje için yetersiz kaldığından, proje kapsamında yeni cihazların alımı planlanmaktadır.

Elimizde Maxwell yazılımının lisanslı eğitim kopyası bulunmaktadır. Proje kapsamında bir sanayi kuruluşu ile çalışılacağından, bu yazılımın kullanılmasına izin verilmemektedir. Bu nedenle, uygun lisanslı bir yazılımın alınması gerekmektedir.

Ayrıca, gerek duyulması halinde müşteri kuruluşun olanaklarından da yararlanılabilecektir. Müşteri kuruluşun altyapısı ile ilgili bilgiler aşağıda verilmektedir.

a.) Ar-Ge Personeli: ASELSAN'ın yaklaşık 5500 kişiden oluşan geniş kadrosu içinde yüzde elli oranında yüksek nitelikli Ar-Ge personeli bulunmaktadır. Personelin çoğu uzmanlık alanlarında yüksek lisans, doktora çalışmalarını tamamlamış veya devam etmektedir.

Laboratuvarlar: Yüksek frekans, analog ve sayısal test ve ölçüm, sistem entegrasyon, optik sistemler, termal sistemler, lazer sistemleri, güdüm/ataletsel seyir/sefer sistemleri, aviyonik, ısıl/mekanik analiz ve test, çevre koşulları (ısı, nem, titreşim, toz, sızdırmazlık vb) alanlarında özel altyapıları barındıran çok sayıda laboratuvar mevcuttur. Laboratuvarlarda çok sayıda modern cihazlar bulunmaktadır.

Yazılım araçları: ASELSAN, araştırma ve geliştirme çalışmalarında dünyada kabul görmüş çok sayıda yazılım aracı kullanmaktadır. Radio Frekans devre tasarımı için ADS, PSPICE yazılımları, Sayısal devre tasarımı için VHDL sentezleyici, derleyici ve benzetim yazılımları, MENTOR Graphics baskı devre tasarım yazılımı, Haberleşme sistemlerinin geliştirilmesi için SDL Development Tool (SDT) ve OPNET, her türlü matematiksel analiz için MATLAB yazılımı, Baskı devre kartlarının geliştirilmesi için MENTOR Graphics Board Station, IDEAS, ProEngineer gibi Mekanik Tasarım araçları, DOORS Gereksinim Yönetim aracı, Yazılım Geliştirme Amaçlı Rhapsody, MS.NET, MS VC++, Eclipse, Tornado/Workbench, Konfigürasyon Yönetim için ClearCase, MS Source Safe ve Hata Yönetim için ClearQuest yazılımları bu araçlara örnek olarak verilebilir.

Kütüphane: 180 elektronik, 130 basılı dergi aboneliği ve 17.000 basılı, 10.000 elektronik kitap ve çok sayıda standart aboneliği bulunmaktadır.

Bilgi Birikimi: 30 yılı aşkın süredir, Elektronik Harp, Komuta Kontrol, Radar, Silah Sistemleri, Askeri ve Sivil Haberleşme, Güdüm, Navigasyon, Elektrooptik, Aviyonik gibi geniş sahalarda değişik projeler altında özgün ürün geliştirilmiş, ayrıca çok sayıda prototip çalışması, ortak proje yapılmış ve NATO çalışmalarına katılım sağlanmış olup bu sahalarda geniş bir bilgi birikimi kazanılmıştır.

b.) ASELSAN'ın kuruluşundan başlayarak sistematik bir dokümantasyon sistemi bulunmaktadır. Dokümantasyon, kütüphane ve arşiv birimleri üretilen teknolojinin sistematik olarak saklanması ve kurumsal hafızanın yeni gelenlere aktarımı için de olanak sağlamaktadır. Bunlar dışında bilginin kaynağı olan insan kaynaklarını geliştirme, verimini artırma konusu titizlikle ele alınmaktadır.

c.) ODTÜ, BİLKENT, Hacettepe, İTÜ, TOBB ETÜ, Ankara Üniversitesi gibi üniversitelerden, TÜBİTAK Enstitülerinden, TSK Güçlendirme Vakfı kuruluşlarından, AYESAS, MILSOFT gibi firmalardan danışmanlık, hizmet alımı ve ortak çalışmalar uzun süredir yapılmaktadır. NATO kaynaklı danışmanlık hizmetlerinden de yararlanılmaktadır.

C.3.2.

Müşteri kuruluşun proje çıktısı ürün/süreç kullanma potansiyelini aşağıdaki başlıklar altında açıklayınız:

- Müşteri kuruluşun mevcut ürün ve hizmetlerinin tanıtımı,
- Müşteri kuruluşun ürün ve hizmet sunmadaki güçlü ve zayıf yönleri,
- Müşteri kuruluşun proje çıktısı ürün/süreçin ilgili olduğu sektördeki faaliyetleri,
- Proje çıktısı ürün/süreçin kullanımına yönelik üretim, laboratuvar, test ortamı vb. altyapı ile insan kaynağı,
- Gerçekleştirilen çalışmalara ilişkin dokümantasyon sistemi,
- Yeni bir ürünün ticarileştirilmesi ya da yeni bir sürecin kullanılmasına yönelik olarak üniversite/kamu araştırma kurumu ya da diğer kuruluşlarla yapılan işbirliklerini belirtiniz.

ASELSAN sistem geliştirme, yazılım geliştirme ve donanım geliştirme süreçleri CMMI (Capability Maturity Model Integration) 3. Seviye standardına göre hazırlanmış olup, yüksek hassasiyet ve güvenilirlik gerektiren sistem, donanım ve yazılım geliştirmeye uygundur. Silah sistemleri, atış kontrol sistemleri, aviyonik sistemler, hava ve füze savunma sistemleri, haberleşme ve radar sistemleri ASELSAN'ın geliştirdiği yüksek hassasiyet ve güvenilirlik seviyesine sahip sistem, donanım ve yazılım çözümlerine örneklerdir.

ASELSAN askeri projelerde kullanılmak üzere sargı tasarımı, yüksek verimli evirici, çevirici, doğrultucu vb. ekipmanları tasarlamış ve üretmiştir. Bu ekipmanların içeriğinde bulunan analog/sayısal kart tasarımı, algoritma tasarımı ve yazılım tasarımı faaliyetleri başarılı bir şekilde yürütülmektedir. Bu tecrübelerden faydalanılarak üniversite işbirliği ile milli ve özgün temassız güç aktarım sistemi geliştirme çalışmalarına başlanması hedeflenmektedir.

Proje kapsamında alınacak eğitim ve danışmanlıklar, ASELSAN'ın geliştireceği donanım ve yazılım tasarımlarına doğrudan katkı sağlayacaktır. Alınan eğitim ve danışmanlıklardan elde edilen bilgiler firmada raporlanacaktır. İlgili raporlar dokümantasyon sistemine kaydedilecek, geliştirilen yazılım ve donanımlar ASELSAN dokümantasyon sistemine sistematik ve kalıcı olarak kaydedilecektir.

D.1 - EKONOMİK ÖNGÖRÜLER

1- Proje çıktısının ticarileşme potansiyelini, yurt içi/dışı pazar payını, ithal edilen bir ürünün yerini alma olasılığını belirtiniz.

Temassız Güç Aktarım Sistemi elektrikli otomobil, elektrikli otobüs ve hafif raylı araçlar için geliştirilmektedir. Temassız güç aktarım sistemlerinin giderek yaygınlaşmasıyla birlikte önümüzdeki 10 yıl içerisinde yurtiçi pazar payının 50 Milyon USD ve yurtdışı pazarının 1 Milyar USD civarında olduğu öngörülmektedir. Temassız güç aktarım sisteminin milli kaynaklarla geliştirilmemesi durumunda yurtiçi pazardaki bu ihtiyaç, yurtdışından karşılanacaktır. Geliştirilen sistemin milli elektrikli araç ve elektrikli otobüslerde kullanılması ile yurtiçi pazara erişim sağlanmış olacaktır.

2- Hedeflenen pazarda müşteri kuruluşun mevcut durumu ve pazar payı hakkında detaylı bilgi veriniz.

ASELSAN askeri projelere ek olarak ileri teknoloji gerektiren sivil uygulamalara da çözüm üretmektedir. 2014 yılında oluşan yeni yapılanma ile Eylül ayından itibaren ASELSAN sivil sektörde Ulaşım, Güvenlik, Enerji ve Otomasyon Sistemleri (UGES) üzerinde ürün, alt sistem ve sistem geliştirmek amacıyla 5. sektör başkanlığını oluşturmuştur. Yaklaşık 1.5 yıldır, elektrikli araçlar ve şarj sistemleri üzerinde çalışmalarına devam etmektedir. Bu teknolojinin, ASELSAN'a kazandırılması ile birlikte ASELSAN'ın elektrikli araç pazarında rekabet üstünlüğü sağlayabileceği; ayrıca ileride askeri ve sivil alanlarda (kullanıcı elektroniği (cep telefonu, diz üstü bilgisayar, televizyon vb.), kablolu aydınlatma ve sağlık sektörü gibi) farklı uygulamalara da katkı sağlayacağı değerlendirilmektedir.

3- Proje sonucunda müşteri kuruluşun ürünleri veya hizmetleri için hedeflediği pazar ve bu pazardaki talep potansiyelini değerlendiriniz. Proje sonucunda oluşabilecek pazar değişimi hakkında ayrıntılı bilgi veriniz.

Proje kapsamında geliştirilecek 3.3kW çıkış güçlü sistem, proje bitimini takip eden on altı ay sonrasında elektrikli otomobiller için kullanılmaya başlanacaktır. Sistem başına yaklaşık 5.000 USD kazanım beklenmektedir. Proje bitimini takip eden 3 yılın sonunda (2021 yılından sonra) yurtdışına da ihracatların başlaması öngörülmektedir. Ayrıca proje bitimi takip eden 5 yıl içerisinde elektrikli otobüsler ve hafif raylı araçların şarj işlemlerinde kullanılabilecek daha yüksek çıkış güçlü sistemin tasarısının tamamlanması da hedeflenmektedir. Böylece milli ve özgün temassız güç aktarım sistemlerinin yurt içi ve yurt dışı pazar payının giderek artacağı düşünülmektedir. Yurtiçi ve yurtdışına yapılacak teslimatlar ile harcanan kaynak geri kazanılabilecektir.

4- Hedeflenen pazardaki rekabet durumunu değerlendiriniz. Müşteri kuruluşun hedeflenen pazardaki rakiplerine göre güçlü ve zayıf yönlerini değerlendiriniz. Müşteri kuruluşla rekabet eden firmaların sayısı, ölçeği, niteliği vb. hususlarında detaylı bilgi veriniz.

WITRICITY, QUALCOMM, BOSCH gibi firmaların 3.3kW temassız güç aktarım kapasitesine sahip ürün geliştirme faaliyetleri mevcuttur. Son zamanlarda BRUSA firması da WITRICITY ortaklığıyla çalışmalar yürütmektedir. Bu firmaların tasarım ve geliştirme çalışmaları günümüzde de devam etmekte olup, ticari olarak yaygınlaşan sistemleri henüz mevcut değildir. Geliştirme faaliyetleri yürütülen ürünlerin teknik özellikleri (kapasite, belirlenmiş mesafede güç aktarım verimliliği, yabancı nesne ve canlı nesne algılayıcı özellikleri, hizalamaya bağlı verim değişimi vb.) incelenmiştir. Proje kapsamında geliştirilecek ürünün dünyadaki benzerleri ile rekabet edebilir şekilde sunulabilmesi hedeflenmektedir.

D.2 - ULUSAL KAZANIMLAR

1- Projenin yan sanayi oluşturma ve geliştirmeye, ilgili sektör ve diğer sektörlerle katkısını belirtiniz.

Temassız Güç Aktarımı teknolojisinin özellikle elektrikli araç, otobüs ve hafif raylı araçlar gibi uygulamalarda kullanılmaya başladığı ve giderek yaygınlaştığı gözlenmektedir. Ayrıca cep telefonu, taşınabilir elektronik cihazlar ve ev elektroniği vb. cihazlar için de kullanım alanları bulunmaktadır.

Elektrikli araçlarda Temassız Güç Aktarımı teknolojisinin kullanımı ile birlikte, çevredeki kablo karmaşası ve kirliliğinin azaltılması sağlanacak, kullanıcılar için zahmetli ve sıkıcı kabul edilen şarj işlemi, daha hızlı, zahmetsiz, çevre estetiğine uyumlu ve güvenli bir şekilde gerçekleştirilebilecektir. Proje sonuçlarının uygulamaya sokulması ile birlikte teknik kalitenin ve hizmet kalitesinin artması sonucu elektrikli araç kullanıcısının yaşam standartları yükselecektir.

Bu teknolojinin ASELSAN'a kazandırılması ile birlikte, ileride askeri ve sivil alanlarda farklı uygulamalara da katkı sağlanacağı değerlendirilmektedir. Örneğin temassız güç aktarımının kullanılması ile birlikte kayar bilezik ihtiyacı azaltılabilecek veya kayar bilezik yapıları basitleştirilerek sistem güvenilirliği iyileştirilecektir.

Tasarıma temel olacak konularda uluslar arası bilimsel ve akademik ortamlarda makale ve bildiri olarak sunumlar gerçekleştirilebilecek, ulusal ve uluslar arası literatüre katkı sağlanabilecek, yüksek lisans tezi ve doktora tezi hazırlanabilecektir. Ayrıca projenin ilerleyen aşamalarında elde edilebilecek veriler ve değerlendirmeler doğrultusunda milli yeni projeler oluşturulabilecektir.

Proje çıktısı ürünlerin Türkiye ve dünya pazarında orta ve uzun vadede çok sayıda pazarlanması muhtemeldir. Bu doğrultuda ülkemizde elektrikli araçların kullanımının artırılması, milli kaynaklarla geliştirilmesi ve kullanımının özendirilmesi sonucunda büyük kentlerdeki çevre kirliliğinin azalması da mümkün olacaktır.

D.2.1.

2- Proje çıktılarının ithal edilen ürün/teknolojilerin yerini alma potansiyelini somut verilere dayanarak açıklayınız.

Türkiye'de elektrikli araç pazarında temassız güç aktarım teknolojisi konusunda yurtdışından ithal edilen ürün bulunmamaktadır. Mevcut durumda, Türkiye'de Temassız Güç Aktarımı konusunda kayda değer çalışma yapan bir firma veya kurum bulunmamaktadır. Konu üzerinde bilgi birikimi ve tecrübe elde ederek öncü firma olunması ve temassız güç aktarımı sayesinde elektrikli araç pazarında rekabet gücünün artırılması için geliştirme çalışmalarına şimdiden başlanması gerektiği değerlendirilmektedir.

3- Proje çıktılarının ihraç potansiyelini somut verilere dayanarak açıklayınız.

Projenin tamamlanmasını takip eden onaltıncı ayın sonunda yurtiçinde kullanmak üzere değişik miktarlarda satışlar gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir.

2020-2022 yılları arasında 3 yıl boyunca yurtiçinde;

- Elektrikli otomobillerde kullanılmak üzere en az 50 adet sistem satışının yapılması öngörülmektedir.

2021 yılından sonra yurtiçi satışların yaklaşık %10'u oranında da yurtdışına satış yapılabileceği tahmin edilmektedir.

7.yıl sonunda yurt içi ve yurt dışı pazar payının en az 5 kat daha artacağı öngörülmektedir.

4- Proje çalışmalarında bilimsel yayına konu olabilecek çıktıları belirtiniz..

Aşağıdaki konularda yapılacak çalışmaların uluslararası dergilerde makaleye dönüşme olasılığı yüksektir.

1) Geliştirilecek yeni tasarım algoritması ile ilgili çalışmalar.

2) Çok seviyeli evirici yapısının kullanımına ilişkin çalışmalar

3) Üç fazlı yenilikçi manyetik yapıya yönelik çalışmalar.

Ayrıca, proje kapsamında iki tane doktora tezi bir tane de yüksek lisans tezi çalışması yürütülecektir.

Bunların dışında, Türkiye'de bu alanda yeterli miktarda çalışma yapılmadığı için, yapılacak çalışmaların tümü ulusal konferans ve dergilerde yayınlanabilir.

5- Projede patent, faydalı model ve endüstriyel tasarım tesciline konu olabilecek çıktıları belirtiniz.

Tasarım Algoritması

Üç fazlı manyetik yapı

6- Projenin ve çıktılarının varsa sosyo-kültürel hayata etkisini, eğitim, sağlık, bölgeler arası gelişmişlik, istihdam gibi konularda iyileştirme sağlama potansiyelini belirtiniz.

Proje kapsamında yapılacak çalışmalar, elektrikli araçların yaygınlaşmasına ve bu araçların batarya şarj işlemlerinin daha temiz ve hızlı yapılmasına katkıda bulunacaktır.

7- Proje faaliyetleri ve çıktısının çevreye ve canlılara olan olumlu olumsuz etkilerini belirtiniz.

Çalışmanın çevreye olumlu etkisi olacaktır. Hem elektrikli araçların yaygınlaşması ile çevre kirliliği azalacaktır hem de şarj işlemi kablosuz olarak yapıldığı için görüntü kirliliği yaşanmayacaktır.

Oluşacak manyetik alanın insan sağlığı üzerinde olumsuz etki oluşturmaması için önlem alınacaktır.

D.3 - PROJE EKONOMİK BİLGİ ÖZETİ

| | |
|-----------|---|
| Proje No | - |
| Proje Adı | Elektrikli Araçlarda Batarya Şarj İşleminde Kullanılacak Temassız Güç Aktarım Sisteminin Geliştirilmesi |

D.3.1.

| | | | |
|--|---|---|--|
| 1-Proje çalışmalarının temel amacını oluşturan geliştirme türünü belirtiniz. | | | |
| Yeni Ürün Geliştirme | | Süreç Geliştirme | |
| Firmada mevcut bir ürünün yeni modeli | | Maliyet düşürmek veya standart yükseltmek amacıyla yeni teknikler | |
| Firma için yeni bir ürün | X | Yeni bir yöntem veya teknoloji | |
| Firma için yeni bir platform-ürün | X | | |
| Ülke için yeni bir ürün | X | | |
| Dünya için yeni bir ürün | | | |

| | | |
|--|-------------------------------|----|
| 2- Proje sonucu elde edilecek çıktıya ilişkin öngörülerinizi belirtiniz. | | |
| İyileştirme projesi olduğu durumda; beklenen uygulamaya konma süresi | İyileştirme projesi değildir. | |
| Ticarileşebilir bir çıktı olduğu durumda; beklenen pazara çıkış süresi | 16 ay | |
| Mevcut satışlar içindeki payı (%) | 0 | |
| İlk üç yıl için satışlarda beklenen artış | İç % | 40 |
| | Dış % | 0 |
| İlk üç yıl için pazar payında beklenen artış | İç % | 90 |
| | Dış % | 20 |
| Tahmini proje verimliliği (Beklenen karlılık / proje maliyeti) | 90 | |
| Beklenen katma değer (Tahmini birim satış fiyatı ile birim maliyeti arasındaki fark) | 5000 USD | |

| | |
|--|--|
| 3- Beklenen diğer ekonomik kazanımlarınızı belirtiniz. | |
| Maliyet düşüşü - % | 0 |
| Verimlilik artışı - % | 0 |
| Kalite etkisi | 3 |
| İstihdam etkisi (yüksekokul ve üstü mezunların istihdamına etkisi) | Nitelikli mühendis istihdamını artıracaktır. |
| Patent alınma durumu ve lisans/know-how satış beklentisi | Manyetik tasarım ile ilgili patent alınabilir. |
| Diğer | |

D.4 - PROJE SONUÇLARI UYGULAMA PLANI

1- Müşteri kuruluşun geleceğe yönelik hedeflerini ve proje çıktısı ürün/sürecin bu hedeflere ulaşmakta sağlayacağı katkısı açıklayınız.

Temassız Güç Aktarımı teknolojisinin özellikle elektrikli araç, otobüs ve hafif raylı araçlar gibi uygulamalarda kullanılmaya başladığı ve giderek yaygınlaştığı gözlenmektedir. Ayrıca cep telefonu, taşınabilir elektronik cihazlar ve ev elektroniği vb. cihazlar için de kullanım alanları bulunmaktadır. Türkiye'de elektrikli araç pazarında temassız güç aktarım teknolojisi konusunda yurtdışından ithal edilen ürün bulunmamaktadır. Mevcut durumda, Türkiye'de Temassız Güç Aktarımı konusunda kayda değer çalışma yapan bir firma veya kurum bulunmamaktadır. Konu üzerinde bilgi birikimi ve tecrübe elde ederek öncü firma olunması ve temassız güç aktarımı sayesinde elektrikli araç pazarında rekabet gücünün artırılması için geliştirme çalışmalarına şimdiden başlanması gerektiği değerlendirilmektedir.

ASELSAN askeri projelere ek olarak yüksek teknoloji gerektiren sivil uygulamalara da çözüm üretmektedir. 2014 yılında oluşan yeni yapılanma ile Eylül ayından itibaren ASELSAN sivil sektörde Ulaşım, Güvenlik, Enerji ve Otomasyon Sistemleri (UGES) üzerinde ürün, alt sistem ve sistem geliştirmek amacıyla 5. sektör başkanlığını oluşturmuştur.

2- Proje sonuçlarının uygulanabilmesi için müşteri kuruluşun ek altyapı (bina, üretim altyapısı vb.) ve insan kaynağı gereksinimleri hakkında detaylı bilgi veriniz. Ek altyapı gereksinimi varsa yapılacak yatırımların tahmini bütçesini ve finansman kaynaklarını belirtiniz.

Proje çıktısının ticarileşmesi/ekonomik getiri sağlar hale gelmesi için; ilave yatırım ihtiyacı ya da ilave personel istihdamına gerek yoktur.

3- Proje sonuçlarının müşteri kuruluşun mevcut veya yeni ürün/süreçleri ile nasıl bütünleştirileceğini detaylı olarak açıklayınız.

Bu teknolojinin ASELSAN'a kazandırılması ile birlikte, ileride askeri ve sivil alanlarda farklı uygulamalara da katkı sağlanacağı değerlendirilmektedir. Örneğin temassız güç aktarımının kullanılması ile birlikte kayar bilezik ihtiyacı azaltılabilecek veya kayar bilezik yapıları basitleştirilerek sistem güvenilirliği iyileştirilecektir.

4- Proje sonucunda müşteri kuruluşa aktarılabilecek bilginin müşteri kuruluş içinde kalıcılığının ve sürekliliğinin sağlanmasına yönelik faaliyetlerinizi belirtiniz.

Proje kapsamında alınacak eğitim ve danışmanlıklar, ASELSAN'ın geliştireceği donanım ve yazılım tasarımlarına doğrudan katkı sağlayacaktır. Alınan eğitim ve danışmanlıklardan elde edilen bilgiler firmada raporlanacaktır. İlgili raporlar dokümantasyon sistemine kaydedilecek, geliştirilen yazılım ve donanımlar ASELSAN dokümantasyon sistemine sistematik ve kalıcı olarak kaydedilecektir.

5- Proje sonuçlarının uygulanması sürecinde ortaya çıkabilecek teknik sorunların çözümüne yönelik planınızı detaylı olarak açıklayınız.

Yüksek güçte temassız enerji transferi sistemleri ile ASELSAN'da daha önce bir çalışma yapılmamış olmakla birlikte bu sistemlerin güç elektroniği bileşenleri ile ilgili herhangi bir problem beklenmemektedir. ASELSAN askeri projelerde kullanılmak üzere sargı tasarımı, yüksek verimli evirici, çevirici, doğrultucu vb. ekipmanları tasarlamış ve üretmiştir. Bu ekipmanların içeriğinde bulunan analog/sayısal kart tasarımı, algoritma tasarımı ve yazılım tasarımı faaliyetleri başarılı bir şekilde yürütülmektedir. Bu tecrübelerden faydalanılarak üniversite işbirliği ile milli ve özgün temassız güç aktarım sistemi geliştirme çalışmalarına başlanması hedeflenmektedir.

Literatür incelemesinden, gücün verimli aktarımı, kararlılık ve insan sağlığı ile ilgili konularda risklerin bulunduğu anlaşılmaktadır.

Güç aktarımının verimli olabilmesi için manyetik tasarımın çok dikkatli yapılması gerekmektedir. Bu zorluk, ASELSAN'ın sahip olduğu manyetik hesaplama birikimi ve Gazi Üniversitesi'nden alınacak teknik destekle aşılabacaktır. Bir başka risk, bağlaşım katsayısının yüksek olduğu durumlarda rezonans frekansının sapması (çatallanma) olgusudur. Geliştirilecek denetim sisteminin bu tür durumlarda kararlı bir çalışmayı sağlayacak biçimde gürbüz olmasına gayret edilecektir. Temassız güç aktarım sisteminin kullanımı sırasında çevreye yayılacak manyetik alanın, insan sağlığına tehdit oluşturmaması için referans değerlerin altında tutulması gerekmektedir. Bu konuyla ilgili IEEE tarafından belirlenmiş ICNIRP referans değerler bulunmaktadır. Tasarım aşamasında, alan değerlerinin bu sınırlar içerisinde tutulması için gerekli önlemler alınacaktır.

6- Proje sonucunda yeni bir ürün geliştirilmesi durumunda müşteri kuruluşun yeni ürünü pazara sunma stratejisi hakkında detaylı bilgi veriniz.

ASELSAN, her yeni geliştirdiği ürüne yönelik olarak "Kurumsal, Pazarlama, Üretim ve Tedarik Stratejileri" belirlemektedir. Elektrikli araçlarda Temassız Güç Aktarımı teknolojisinin kullanımı ile birlikte, büyük kentlerde çevredeki kablo karmaşası ve kirliliğinin azaltılması sağlanacak, elektrikli araç kullanıcısının yaşam standartları yükselecektir. Yüksek güvenlik, yüksek güvenilirlik, düşük bakım maliyeti ve uzun kullanım süresi gibi üstünlükleri ile birlikte kablosuz şarj işleminin kullanıcıya getirdiği tüm kolaylıklar/avantajlar, ürünün pazara sunumundan önce görselleştirilecek ve kullanımının özendirilmesi sağlanacaktır.

7- Çıktıların Müşteri Kuruluş Tarafından Uygulamaya Aktarım Takvimi

| Sıra | Proje Çıktısı | Uygulama Adım ve Mekanizmaları | Ay/Yıl |
|------|-------------------------------------|--|--------|
| 1 | 3.3 kW Temassız Güç Aktarım Sistemi | Kuruluş içinde geliştirilecek hızalama kontrol sistemi ve yabancı nesne algılama sistemi ile bütünleştirilip, can güvenliği ile ilgili nihai düzenlemeler yapıldıktan sonra ticarileştirilecektir. | 1/2020 |

M011 - 1 SÜRELİ SÖZLEŞMELİ PERSONEL GİDERLERİ

Bu bölümde gider belirtilmemiştir.

M011 – 2 BURSLİYER GİDERLERİ

| Adı Soyadı | Çalışıyor mu? | Eğitim Durumu | Burs Türü | Burs Tutarı | Ay | Toplam |
|-------------------|---------------|---------------|----------------------|-------------|----|--------|
| EMRULLAH AYDIN | Evet | Yüksek Lisans | Veri girilmemiştir. | 400 | 24 | 9.600 |
| Ali Pashaei | Hayır | Yüksek Lisans | Veri girilmemiştir. | 2.000 | 24 | 48.000 |
| ERSAN KORAY ERŞAN | Evet | Lisans | Yüksek Lisans Öncesi | 100 | 24 | 2.400 |

M012 - SEYAHAT GİDERLERİ

27/34

| İş Paketi | | Proje Geneli | | | | | |
|------------|-------------------------------------|------------------|---------------------------------|---|-------------------------|------------------|-------------|
| Gider S.No | Seyahati Yapacak Kişinin Adı Soyadı | Firmadaki Ünvanı | Seyahat Açıklaması | Seyahatin Proje Faaliyetleriyle İlişkisi | Şehir/Ülke | Eko. Sınıf. Kodu | Tutarı (TL) |
| | MEHMET TİMUR AYDEMİR | | Konferans katılım | Çalışma sonuçlarının bildiri olarak sunulması | Belli değil/Belli değil | 03.3.3.01 | 4.000 |
| | EMİN YILDIRIZ | | Uluslararası konferans katılımı | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belirsiz/Belirsiz | 03.3.3.01 | 4.000 |
| | EMRULLAH AYDIN | | Uluslararası konferans | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belli değil/Belli değil | 03.3.3.01 | 4.000 |
| | Ali Pashaei | | Uluslararası konferans | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belli değil/Belli değil | 03.3.3.01 | 4.000 |
| | MEHMET TİMUR AYDEMİR | | Ulusal Konferans | Ulusal konferans | Belli değil/Türkiye | 03.3.1.01 | 1.000 |
| | EMİN YILDIRIZ | | Ulusal konferans | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belli değil/Türkiye | 03.3.1.01 | 1.000 |
| | EMRULLAH AYDIN | | Ulusal Konferans | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belli değil/Türkiye | 03.3.1.01 | 1.000 |
| | Ali Pashaei | | Ulusal Konferans | Çalışma sonuçlarının sunulması | Belli değil/Türkiye | 03.3.1.01 | 1.000 |

M013 - ALET/TEÇHİZAT/YAZILIM/YAYIN ALIMLARI

28/34

| İş Paketi | | Proje Geneli | | | | | | | | |
|------------|----------------------------------|--------------|-------------|--|---|------------------------|----|------------------|-------------------|-------------------|
| Gider S.No | Alet/Teçhizat/ Yazılım/Yayın Adı | Adet | Kapasite | Teknik Özellik | Proje Faaliyetlerindeki Kullanım Amacı | Proje Sonrası Mülkiyet | | Eko. Sınıf. Kodu | Birim Fiyatı (TL) | Toplam Tutar (TL) |
| | | | | | | YK | MK | | | |
| | Ansys Yazılım | 1 | 1 kullanıcı | Bundle of low frequency electromagnetics (Maxwell) and system level (Simplorer Advanced) simulation technology, also includes RMXprt, Pexpirt & MCAD AnsoftLinks interfaces. | Manyetik alan analizleri | X | | 06.3.1.01 | 50.000 | 50.000 |
| | Osiloskop | 1 | 350 MHz | (4) 350MHz analog channels, (1) 350MHz RF channel, 10M record length | Dinamik değişimlerin incelenmesi | X | | 06.1.3.04 | 40.000 | 40.000 |
| | Elektronik Yük | 1 | 4.5 kW | 50-350V 0-45A 4,5KW DA-AA ayarlanabilir yük | Transformatörün ve sistemin DA ve AA yükleme testlerini yapabilmek için gereklidir. | X | | 06.1.2.04 | 57.000 | 57.000 |
| | LCR Metre | 1 | | 20Hz10/5/1MHz 0.1% Basic Accuracy & 6 Digits Measurement Resolution Large LCD Display with Intuitive User Interface DC Resistance Measurement Multi Step Mode Graph Mode | Tasarlanan endüktör ve transformatör sargıları üzerinde ölçüm yapabilmek için gerekli | X | | 06.1.2.04 | 31.000 | 31.000 |
| | Manyetik Alan Analizörü | 1 | | NARDA EHP200A ISOTROPIC E&HFIELD ANALYZER, 9 kHz30 MHz INCLUDING: N.2 Optical plastic fiber cable 10m Optical/USB adapter Table tripod Isolating extension rod PCControlSoftware AC/DC battery charger (all plugs, 100 240 V) 8053SC carrying case | Manyetik alan ölçümleri yapmak için | X | | 06.1.2.04 | 30.000 | 30.000 |
| | Güç analizörü | 1 | | WT3004E30A4/ G6/C12/C5/C7/FL/FQ/MTR PRECISION POWER ANALYZER | Sistemin güç, harmonik ve diğer güç kalitesi parametresi ölçümleri | X | | 06.1.2.04 | 115.000 | 115.000 |
| | Bilgisayar (Özel donanım) | 1 | 1 TB | 2 x Intel Xeon Processor E5-2620 v3 Intel® C612Chipset Windows 8.1 Pro (64Bit) Turkish, Windows 8.1 (64Bit) MUI Resource DVD 64GB 2133MHz DDR4 ECC / MAX 1TB 16 / işlemci başına 8 DIMM slot 2x900 SAS 10K harddrive | Sonlu Elemanlar Yazılımını Çalıştırabilecek kapasitede bir bilgisayar olmalı | X | | 06.1.2.02 | 20.000 | 20.000 |

| | | | | | | | | | | |
|--------|-------------------------------|---|--|---|---|---|--|-----------|-------|---------|
| | | | | Nvidia Quadro K5200 8GB 8x DVD-/RW Slimline 19-in-1 Media Card Reader 2* PCIe x16 Gen 3 (ikinci işlemci ile opsiyonel); 1* PCIe x16Gen 3 wired x4; 1*PCIe x16 Gen 2 wired x4; 1*PCI 32bit/33MHz, 8* 2,5 HDD yuvası , 1*5,25 Optik Sürücü yuvası , 1*Slim kart okuyucu yuvası 1300W %90 Efficient Chassis Turkish (QWERTY) Dell Standard Quietkey USB Keyboard Black, Dell Laser Scroll USB (6 Buttons) Black Mouse Dell Backup and Recovery Manager Basic for Windows 8, Dell Precision T7910 Resource DVD | | | | | | |
| | Dizüstü Bilgisayar (Standart) | 2 | | Standart dizüstü bilgisayar | Raporlama ve benzetim çalışmaları | X | | 06.1.2.02 | 3.500 | 7.000 |
| | Yazıcı | 1 | | Tarayıcılı Lazer yazıcı | Rapor basımı, yazılı belgelerin taranması vb. | X | | 06.1.2.05 | 1.000 | 1.000 |
| Toplam | | | | | | | | | | 351.000 |

M015 - HİZMET ALIMLARI

30/34

| İş Paketi | | Proje Geneli | | | |
|------------|---|---|---|------------------|-------------|
| Gider S.No | Danışmanlık ve Diğer Hizmetlerin Alındığı Kuruluş | Hizmetin Açıklaması | Proje Faaliyetleriyle İlişkisi ve Firma Dışı Yaptırılma Gerekçesi | Eko. Sınıf. Kodu | Tutarı (TL) |
| | Türü: Yurtiçi-KOBİ Ölçeğinde Kuruluş Belirlenecek | Türü: Diğer Baskı devre üretimi | Tasarlanan kartların üretimi | 03.5.9.90 | 20.000 |
| | Türü: Yurtiçi-KOBİ Ölçeğinde Kuruluş EKO Mak. Otomasyon İth. İhr. | Türü: Diğer Sargı sisteminin testi için hareketli, ayarlanabilir sehpa sistemi tasarımı | Ortak kuruluşun bu tür bir hizmeti bulunmamaktadır | 03.5.9.90 | 24.780 |

M016 - MALZEME ALIMLARI

31/34

| İş Paketi | | Proje Geneli | | | | | |
|------------|-------------------------|--|-------------------|---|------------------|-------------------|--------------------|
| Gider S.No | Malzeme Adı | Proje Faaliyetlerindeki Kullanım Amacı | Miktarı ve Birimi | Miktarın Gerekçelendirilmesi | Eko. Sınıf. Kodu | Birim Fiyatı (TL) | Toplam Tutarı (TL) |
| | Elektronik Sarf Malzeme | Elektronik kartlarda kullanılacak yarıiletkenler, entegre devreler vb. | 5.0 takım | En az iki prototip geliştirilecek. Özellikle yarıiletkenlerin ve entegre devrelerin yedekli olması gerekiyor. | 03.2.6.01 | 6.000 | 30.000 |
| | Mekanik Sarf Malzeme | Geliştirilecek sistemde kullanılacak mekanik bağlantı elemanları | 3.0 takım | İki prototip ve yedekler | 03.2.6.01 | 3.000 | 9.000 |
| | Elektrik Sarf Malzeme | Geliştirilecek sistemde gerekli olan röleler, sigortalar vb. | 5.0 takım | İki adet prototip ve yedekler | 03.2.6.01 | 2.000 | 10.000 |
| | Kırtasiye Malzemesi | Dosyalama, Raporlama çalışmaları için gerekli | 2.0 takım | Proje ekibinin tümü için gerekli | 03.2.1.01 | 1.000 | 2.000 |
| Toplam | | | | | | | 51.000 |

M030 - DÖNEMSEL GİDERLER TABLOSU (TL)

| Gider Kalemi | Toplam |
|---|-----------|
| Personel Giderleri | 0 |
| Bursiyer Giderleri | 60.000 |
| Seyahat Giderleri | 20.000 |
| Alet/Teçhizat/Yazılım/Yayın Giderleri | 351.000 |
| Yurtiçi Hizmet Alım Giderleri | 44.780 |
| Yurtdışı Hizmet Alım Giderleri | 0 |
| Malzeme Alımları | 51.000 |
| Proje Giderleri Toplamı | 526.780 |
| Değerlendirme Kapsamına Alınan Toplam Adam-Ay | 0 adam-ay |

M035 - PROJE TEŞVİK İKRAMİYESİ FORMU

33/34

GAZİ Ü. MÜHENDİSLİK F. ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ B.

| Adı Soyadı | Projedeki Görevi | Kuruluşta İşe Başlama Tarihi | Kimlik No/Pasaport No | Projede Başlama Tarihi | Çalışacağı Süre(Ay) | Katkı Oranı |
|----------------------|------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| MEHMET TİMUR AYDEMİR | Proje Yürütücüsü | 14.10.1995 | 16136856220 | 01.09.2016 | 24 | 1 |
| EMİN YILDIRIZ | Araştırmacı | 01.01.2015 | 17422919308 | 01.08.2016 | 24 | 1 |

EKLER

EK-1

Ek Adı : Literatür Özeti

Ek Açıklaması : Konu ile ilgili incelenen makalelerin özetleri ve ilgili şekiller

EK-2

Ek Adı : Firmanın Diğer Ar-Ge Projeleri

Ek Açıklaması : Çok sayıda proje bulunduğundan ve projeler otomatik olarak sisteme girilemediğinden proje bilgileri toplu olarak verilmektedir.

EK-3

Ek Adı : proforma faturalar

Ek Açıklaması : Alımı planlanan cihaz ve yazılıma ait teklifler

EK-4

Ek Adı : Firmanın Özgün Ürün Örnekleri

Ek Açıklaması : ASELSAN'ın özgün ürünleri topluca verilmektedir.

EK-5

Ek Adı : Proje Ekibi Özgeçmişleri

EK-6

Ek Adı : Sözleşmeli Personel Emsal Ücret Tablosu

EK-7

Ek Adı : İşbirliği Sözleşmesi

EK-8

Ek Adı : TÜBİTAK Bütçe Tablosu

Bilgi : Yukarıda belirtilen proje önerisi eklerinin içeriklerine PRODİS uygulamasından erişebilirsiniz.

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
BAŞVURU FORMU
KONTROL LİSTESİ**

PROJE ADI : Kriyo-Dondurma Yöntemiyle Yapılan Kanser Tedavisi için Bio-Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi

- (✓) 1.1. Proje Yöneticisine ilişkin bilgiler belirtildi.
- (✓) 1.2. Projedeki diğer elemanların bilgileri belirtildi.
- (✓) 1.3. Projenin Adı yazıldı.
- (✓) 1.4. Projenin türü belirtildi.
- (✓) 1.5. Projenin süresi belirtildi.
- () 1.6. Üniversite dışından destekleyen diğer kuruluşlar belirtildi (varsa).
- (✓) 1.7.1 Bütçe detayı yazıldı.
- (✓) 1.7.2 Bütçe icmalı yazıldı.
- (✓) 1.7.3 Projeye ilişkin gerekli malzemelerin ayrıntılı gider listesi dolduruldu.
- (✓) 2.1. Projenin amacı ve önemi belirtildi.
- (✓) 2.2. Araç, gereç ihtiyacı ve yöntemler hakkında ayrıntılı bilgi verildi.
- (✓) 2.3. Araştırma ekibinin daha önce yaptığı çalışmalara ilişkin belgeler eklendi.
- (✓) 2.4. Araştırma olanakları hakkında bilgi verildi.
- (✓) 2.5. (1) Talep edilen makine teçhizatın hangi amaçla kullanılacağı belirtildi.
- (✓) 2.5. (2) Talep edilen makine teçhizatın kullanımına ilişkin bilgi verildi.
- (✓) 2.5. (3) İstenilen cihazın mevcut durumuna ilişkin bilgi verildi.
- (✓) 2.5. (4) Projenin tamamlanmasından sonra cihazın değerlendirilme şekli belirtildi.
- (✓) 2.5. (5) Cihazın teknik özelliklerine ilişkin ayrıntılı bilgiler verildi.
- (✓) 2.5. (6) Cihazın tahmini fiyatına ilişkin fatura eklendi.
- (✓) 3.1. Proje ile ilgili olarak yapılan çalışmalar, araştırmanın bunlar arasındaki yeri belirtildi ve çalışmalara ilişkin referans listesi verildi.
- (✓) 3.2. Daha önce araştırma yapılmış ise bu çalışmalarla ilgili bilgi verildi.
- (✓) 3.3. Çalışmaları gösteren bir uygulama planı verildi.
- (✓) 3.4. Araştırma giderlerinin gerekçeli dökümü verildi.
- (✓) 3.5. Önerilen projenin Türkçe ve bir yabancı dilden ismi ve özeti verildi.
- (✓) 3.6. Türkçe ve İngilizce olarak proje konusu ile ilgili anahtar kelimeler verildi.
- (✓) 3.7. Gerekğinde hakem olarak yararlanılmak üzere en az ikisi Gazi Üniversitesi haricinden olmak üzere, proje konusu ile ilgili 3 uzman hakemin isim, adres, telefon ve e-posta adresleri belirtildi.
- () 3.8. Deney hayvanı veya klinik çalışmalar için gerekli Etik Kurul onay belgesi sunuldu.
- (✓) 3.9. Yüksek lisans, doktora veya uzmanlık tezi olarak onaylandığının resmi belgesi sunuldu.
- (✓) 3.10. Araştırmacıların özgeçmiş ve konu ile ilgili başlıca yayınlarının listesi sunuldu.
- (✓) 3.11. Proje Yöneticisinin Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri tarafından desteklenen diğer projeleri belirtildi.

Proje Yöneticisinin

Unvanı, Adı Soyadı: DOÇ.DR. OĞUZ TURGUT
Fakülte/Y.Okulu: Mühendislik Fakültesi
Tarih:
İmza:

Form-1

Proje Kod:

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJESİ
BAŞVURU FORMU**

PROJEYE İLİŞKİN İMZALAR

| GÖREVİ | UNVANI,ADI SOYADI | BÖLÜMÜ | TARİH | İMZA |
|---------------------|----------------------|---------------------|-------|------|
| PROJE YÖNETİCİSİ | DOÇ.DR. OĞUZ TURGUT | MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ | | |
| BÖLÜM / A.D BAŞKANI | PROF. DR. RAHMİ ÜNAL | MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ | | |

1. GENEL BİLGİLER

1.1.PROJE YÖNETİCİSİ

| | |
|-------------------------------------|--|
| Unvanı, Adı ve Soyadı : | DOÇ.DR. OĞUZ TURGUT |
| Bölümü : | Makine Mühendisliği |
| Fakülte, Enstitü veya Yüksekokulu : | Mühendislik Fakültesi |
| Ev Adresi: | İşçi Blokları Mah. Armağan sitesi A Blok no:7 100.YILÇANKAYA ANKARA |
| Ev Tel No: | 2848998 |
| Belgegeçer No: | |
| e-posta adresi: | oturgut@gazi.edu.tr |
| İş Tel No: | 5823446 |

1.2 PROJEDEKİ DİĞER ELEMANLAR

| Unvanı, Adı ve Soyadı | Fakülte / Enstitü / Yüksekokulu | Bölüm/AD | Projedeki Görevi |
|------------------------------------|---------------------------------|---------------------|------------------|
| DOKTORA ÖĞRENCİSİ,ERKAN KIZILIRMAK | MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ | MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ | ARAŞTIRMACI |

1.3 PROJENİN ADI

Kriyo-Dondurma Yöntemiyle Yapılan Kanseri Tedavisi için Bio-Isı Transferinin Deneyisel Olarak İncelenmesi

1.4 PROJENİN TÜRÜ

| | |
|---|--|
| | a) Altyapı Projeleri |
| | b) Bağımsız Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) |
| | c) Çok Disiplinli Araştırma Projeleri |
| | ç) Destek Projeleri |
| | d) Lisansüstü Tez Projeleri |
| | Yüksek Lisans |
| X | Doktora |
| | Tıpta Uzmanlık |
| | Diş Hekimliğine Uzmanlık |
| | Eczacılıkta Uzmanlık |
| | e) Patent Destek Projeleri |
| | f) Sanayi İşbirliği Projeleri |

1.5 PROJENİN SÜRESİ

| Projenin | Teklif(Yönetici) | Teklif(Uzmanlar Gr.) | Kabul(Bap Komisyonu) |
|----------|------------------|----------------------|----------------------|
| Süresi | 24 | | |

1.6 PROJEYİ ÜNİVERSİTE DIŞINDAN DESTEKLEYEN DİĞER KURULUŞLAR

| Destek Sağlayan Kuruluşun Adı | Destek Miktarı |
|-------------------------------|----------------|
| | |
| Toplam | 0 |

1.7 PROJE BÜTÇESİ

1.7.1 BÜTÇE DETAYI

| ANALİTİK BÜTÇE KODU | | | | EKONOMİK SINIFLANDIRMA | PROJE YÖNETİCİSİ | | | UZMANLAR GRUBU | | | BAP KOMİSYONU | | |
|---------------------|----|-----|----|--|------------------|--------|----------|----------------|--------|--------|---------------|--------|--------|
| I | II | III | IV | | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM |
| 03 | 2 | | | TÜKETİME YÖNELİK MAL VE MALZEME AL | 3.987,56 | | 3.987,56 | | | | | | |
| | | 1 | | Kırtasiye ve Büro Malz. Alımları | 248,8 | | 248,8 | | | | | | |
| | | | 01 | Kırtasiye Alımları | 248,8 | | 248,8 | | | | | | |
| | | | 02 | Büro Malzemesi Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 04 | Diğer Yayın Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 05 | Baskı ve Cilt Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Kırt. & Büro Malz. Alımları | | | | | | | | | |
| | | 3 | | Enerji Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Akaryakıt ve Yağ Alımları | | | | | | | | | |
| | | 4 | | Yiyecek İçecek ve Yem Al. | | | | | | | | | |
| | | | 03 | Yem Alımları | | | | | | | | | |
| | | 6 | | Özel Malzeme Alımları | 3.738,76 | | 3.738,76 | | | | | | |
| | | | 01 | Lab. Malzemesi ile Kimyevi ve Temrinlik Malzeme Alımları | 2.750,26 | | 2.750,26 | | | | | | |
| | | | 03 | Zirai Malzeme ve İlaç Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 04 | Canlı Hayvan Alım, Bakım | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Özel Malz. Alımları | 988,5 | | 988,5 | | | | | | |
| | | 9 | | Diğer Tüketim Mal ve Malzemesi Alımları | | | | | | | | | |

1.7.1 BÜTÇE DETAYI

| ANALİTİK BÜTÇE KODU | | | | EKONOMİK SINIFLANDIRMA | PROJE YÖNETİCİSİ | | | UZMANLAR GRUBU | | | BAP KOMİSYONU | | |
|---------------------|----|-----|----|---|------------------|--------|-----------|----------------|--------|--------|---------------|--------|--------|
| I | II | III | IV | | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM |
| | | | 01 | Bahçe Malz. Yap.Bak. Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Tük. Mal-Mlz Alımları | | | | | | | | | |
| 03 | 3 | | | YOLLUKLAR | | | | | | | | | |
| | | 1 | | Yurtiçi Geç. Gör.Yollukları | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Yurtiçi Geç.Gör.Yollukları | | | | | | | | | |
| | | 3 | | Yurtdışı Geç.Gör.Yollukları | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Yurtdışı Geç.Gör.Yollukları | | | | | | | | | |
| 03 | 5 | | | HİZMET ALIMLARI | | | | | | | | | |
| | | 1 | | Müşavir Firma ve Kişi Ödeme. | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Etüt-Proje Birlikli Ekspertiz Gd. | | | | | | | | | |
| | | | 05 | Harita Yapım ve Alım Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Müşavir Firma-Kişilere Öd. | | | | | | | | | |
| | | 2 | | Haberleşme Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Posta ve Haberleşme Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Telefon Abonelik-Kullanım Ücr. | | | | | | | | | |
| | | 3 | | Taşıma Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 03 | Yük Taşıma Giderleri | | | | | | | | | |
| | | 4 | | Tarifeye Bağlı Ödemeler | | | | | | | | | |
| | | | 01 | İlan Giderleri | | | | | | | | | |
| | | 5 | | Kiralar | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Dayanıklı Mal ve Malzeme Alım. | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Taşıt Kiralaması Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 03 | İş Makinesi Kiralaması Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 08 | Yüzer Taşıt Kiralaması Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 10 | Bilgisayar ve Bilg.Sist.Yazılım Kiralama Giderleri | | | | | | | | | |
| | | 9 | | Diğer Hizmet Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 03 | Kurslara Katılma Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Hizmet Alımları | | | | | | | | | |
| 03 | 7 | | | MENKUL MAL, GAYRIMADDİ HAK ALIM BAKIM VE ONARIM GİDER. | | | | | | | | | |
| | | 1 | | Menkul Mal Alım Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Büro,İşyeri Mal ve Malz.Alıml. | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Büro,İşyeri Mak.ve Teçh.Alıml. | | | | | | | | | |
| | | | 03 | Avadanlık,Yedek Parça Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Dayanıklı Mal.-Mlz.Alıml. | | | | | | | | | |
| | | 2 | | Gayri Maddi Hak Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Bilgisayar Yazılım Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Fikri Hak Alımları | | | | | | | | | |
| | | 3 | | Bakım ve Onarım Giderleri | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Makine Teçhizat Bakım On.Gid. | | | | | | | | | |
| 06 | 1 | | | MAMUL MAL ALIMLARI | 20.636,66 | | 20.636,66 | | | | | | |
| | | 2 | | Büro,İşyeri Mak-Tech.Alımları | 20.636,66 | | 20.636,66 | | | | | | |
| | | | 01 | Büro Makineleri Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 02 | Bilgisayar Alımları | | | | | | | | | |

1.7.1 BÜTÇE DETAYI

| ANALİTİK BÜTÇE KODU | | | | EKONOMİK SINIFLANDIRMA | PROJE YÖNETİCİSİ | | | UZMANLAR GRUBU | | | BAP KOMİSYONU | | |
|---------------------|----|-----|----|--|------------------|--------|-----------|----------------|--------|--------|---------------|--------|--------|
| I | II | III | IV | | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM |
| | | | 03 | Tıbbi Cihaz Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 04 | Laboratuvar Cihazı Alımları | 20.636,66 | | 20.636,66 | | | | | | |
| | | | 90 | Diğer Makine Teçhizat Alımları | | | | | | | | | |
| | | 6 | | Yayın Alımları ve Yapımları | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Basılı Yayın Alımları ve Yapımları | | | | | | | | | |
| | | | 03 | Elektronik Ortamda Yayın Alımları ve Yapımları | | | | | | | | | |
| 06 | 3 | | | GAYRİ MADDİ HAK ALIMLARI | | | | | | | | | |
| | | 4 | | Patent Alımları | | | | | | | | | |
| | | | 01 | Patent Alımları | | | | | | | | | |

1.7.2 BÜTÇE İCMALI

| ANALİTİK BÜTÇE KODU | EKONOMİK SINIFLANDIRMA | PROJE YÖNETİCİSİ | | | UZMANLAR GRUBU | | | BAP KOMİSYONU | | |
|---------------------|--|------------------|--------|----------------|----------------|--------|--------|---------------|--------|--------|
| | | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM | 1. YIL | 2. YIL | TOPLAM |
| 03-2 | TÜKETİME YÖNELİK MAL VE MALZEME AL | 3.987,56 | | 3.987,56 | | | | | | |
| 03-3 | YOLLUKLAR | | | | | | | | | |
| 03-5 | HİZMET ALIMLARI | | | | | | | | | |
| 03-7 | MENKUL MAL, GAYRİMADDİ HAK ALIM BAKIM VE ONARIM GİDER. | | | | | | | | | |
| 06-1 | MAMUL MAL ALIMLARI | 20.636,66 | | 20.636,66 | | | | | | |
| 06-3 | GAYRİ MADDİ HAK ALIMLARI | | | | | | | | | |
| | GENEL TOPLAM | 24.624,22 1 | 0 | 24.624,22 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

1.7.3 AYRINTILI GİDER LİSTESİ

| Sıra No | Malzeme Adı | Malzeme Miktarı | Malzeme Ölçü Birimi | Tahmini Bedeli | | Analitik Bütçe Kodu |
|---------|---|-----------------|---------------------|----------------|---------------|---------------------|
| | | | | Birim Fiyatı | Toplam Fiyatı | |
| 1 | A4 Fotokopi Kağıdı 80gr 500lü | 2 | Paket | 15,43 | 30,86 | 03.2.1.01 |
| 2 | Geniş Mavi Plastik Klasör | 2 | Adet | 16,45 | 32,9 | 03.2.1.01 |
| 3 | Kapaklı Cepli Sekreterlik Mavi | 2 | Adet | 18,33 | 36,66 | 03.2.1.01 |
| 4 | Makas (17.8cm) | 1 | Adet | 7,42 | 7,42 | 03.2.1.01 |
| 5 | Metal Ağızlı Büyük Boy Maket Bıçağı | 1 | Adet | 5,86 | 5,86 | 03.2.1.01 |
| 6 | Yapıştırıcı 11gr | 2 | Adet | 2,88 | 5,76 | 03.2.1.01 |
| 7 | Geniş Mika Büro Cetveli 50cm | 1 | Adet | 11,61 | 11,61 | 03.2.1.01 |
| 8 | Plastik Silgi Mavi Beyaz 2li | 2 | Adet | 2,84 | 5,68 | 03.2.1.01 |
| 9 | İğne Uçlu Kalem Mavi (0.5mm) | 2 | Adet | 10,33 | 20,66 | 03.2.1.01 |
| 10 | Uçlu Kalem (0.5mm) | 2 | Adet | 31,81 | 63,62 | 03.2.1.01 |
| 11 | Kalem Ucu 2B (0.5mm) | 2 | Adet | 1,06 | 2,12 | 03.2.1.01 |
| 12 | Spiralli Defter A4 Kareli 72 Yaprak | 5 | Adet | 5,13 | 25,65 | 03.2.1.01 |
| 13 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 1.6mm'ye) | 2 | Adet | 25,24 | 50,48 | 03.2.6.01 |
| 14 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 2.4mm'ye) | 3 | Adet | 25,74 | 77,22 | 03.2.6.01 |
| 15 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 1.6mm'ye) | 2 | Adet | 23,33 | 46,66 | 03.2.6.01 |
| 16 | Eşit bacaklı Y-konnektör (1.6mm'den 1.6mm'ye) | 3 | Adet | 34,88 | 104,64 | 03.2.6.01 |
| 17 | Eşit bacaklı Y-konnektör (2.4mm'den 2.4mm'ye) | 3 | Adet | 34,88 | 104,64 | 03.2.6.01 |
| 18 | Eşit bacaklı Y-konnektör (3.2mm'den 3.2mm'ye) | 3 | Adet | 34,88 | 104,64 | 03.2.6.01 |

1.7.3 AYRINTILI GİDER LİSTESİ

| Sıra No | Malzeme Adı | Malzeme Miktarı | Malzeme Ölçü Birimi | Tahmini Bedeli | | Analitik Bütçe Kodu |
|---------|---|-----------------|---------------------|----------------|---------------|---------------------|
| | | | | Birim Fiyatı | Toplam Fiyatı | |
| 19 | Eşit bacaklı Y-konnektör (4mm'den 4mm'ye) | 2 | Adet | 42,93 | 85,86 | 03.2.6.01 |
| 20 | İç çapı 1.6 mm dış çapı 2.0 mm teflon laboratuvar hortumu | 1 | Paket (10m/Pkt) | 92,04 | 92,04 | 03.2.6.01 |
| 21 | İç çapı 2.4 mm dış çapı 3.0 mm teflon laboratuvar hortumu | 1 | Paket (5m/Pake) | 122,93 | 122,93 | 03.2.6.01 |
| 22 | İç çapı 3.2 mm dış çapı 4.0 mm teflon laboratuvar hortumu | 3 | Paket (2m/Pake) | 30,11 | 90,33 | 03.2.6.01 |
| 23 | İç çapı 4.0 mm dış çapı 5.0 mm teflon laboratuvar hortumu | 5 | metre | 12,98 | 64,9 | 03.2.6.01 |
| 24 | 5 adet T-tipi termokapuldan oluşan birleşik termokapul düzeneği | 2 | Adet | 510,61 | 1.021,22 | 03.2.6.01 |
| 25 | Yüzey Sıcaklık Sensörlü Termokapul T-tipi | 2 | Adet | 74,27 | 148,54 | 03.2.6.01 |
| 26 | Silikon Hortum | 1 | Paket (5m/Pake) | 370,3 | 370,3 | 03.2.6.01 |
| 27 | Esnek tüpler için çap düşürücü (6.4 mm'den 4mm'ye) | 1 | Adet | 25,51 | 25,51 | 03.2.6.01 |
| 28 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 3.2mm'ye) | 5 | Adet | 25,51 | 127,55 | 03.2.6.01 |
| 29 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 2.4mm'ye) | 4 | Adet | 28,2 | 112,8 | 03.2.6.01 |
| 30 | Dana Karaciğeri | 30 | Kg | 32,95 | 988,5 | 03.2.6.90 |
| 31 | Sirkülatörlü Su Banyosu | 1 | Adet | 6.785 | 6.785 | 06.1.2.04 |
| 32 | Kriyoterapi Cihazı | 1 | Adet | 5.054,4 | 5.054,4 | 06.1.2.04 |
| 33 | Peristaltik Pompa | 1 | Adet | 8.797,26 | 8.797,26 | 06.1.2.04 |

1.8. PROJE YÖNETİCİSİNİN GAZİ ÜNİVERSİTESİ BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ TARAFINDAN DESTEKLENEN DİĞER PROJELERİ

| NO | PROJE KODU | PROJE İSMİ | SÜRE | BÜTÇESİ | EK BÜTÇE | PROJE İLE İLGİLİ YAYINLAR |
|----|------------|---|------|---------|----------|---|
| 1 | 06/2003-29 | Binaların çatısına düz olarak yerleştirilen güneş kolektörüne rüzgarın arkadan gelmesi durumunda kolektör yüzeyinden rüzgarla oluşan ısı kayıplarının deneysel ve teorik olarak araştırılması | 12 | 13.230 | 0 | Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36(3): 274-279, doi: dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.017, Nevzat Onur, 2009 |
| 2 | 06/2005-06 | Sabit Sıcaklıktaki Bulunan İki Dikey Paralel Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Kütle Transferi İle Deneysel Olarak İncelenmesi | 12 | 20.720 | 0 | |
| 3 | 06/2006-08 | Sabit duvar sıcaklığında yamuk kesitli kanal içinde tam gelişmiş akış şartlarında ısı transferinin nümerik olarak incelenmesi | 12 | 20.000 | 0 | Experimental and Numerical Investigation of Laminar Heat Transfer Inside Trapezoidal Duct, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, p.853-858, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey, Nevzat Onur, Kamil Arslan, 2010 |

**1.8. PROJE YÖNETİCİSİNİN GAZİ ÜNİVERSİTESİ BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
TARAFINDAN DESTEKLENEN DİĞER PROJELERİ**

| NO | PROJE KODU | PROJE İSMİ | SÜRE | BÜTÇESİ | EK BÜTÇE | PROJE İLE İLGİLİ YAYINLAR |
|----|------------|---|------|---------|----------|---|
| 4 | 06/2008-38 | Hidrodinamik Ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi | 24 | 10.000 | 5.000 | <p>Altıgen Kesitli Bir Kanal İçerisinde Geçiş Bölgesi İçin Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Türbülanslı Akışın Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, 14. Bilgisayar Destekli Mühendislik ve Sistem Modelleme Konferansı, 05-06 Kasım 2009, ODTÜ, ANKARA, O. Turgut, M. Sarı, 2009</p> <p>Experimental and numerical study of turbulent flow and heat transfer inside hexagonal duct, Heat and Mass Transfer 49(4): 543-554, 2013, doi: dx.doi.org/10.1007/s00231-012-1101-z, Mehmet Sarı, 2013</p> <p>Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in hexagonal ducts under isothermal and constant heat flux boundary conditions, (IJST) Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering, 38(M1): 45-56, , 2014</p> |
| 5 | 06/2008-39 | Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi | 24 | 10.000 | 5.000 | <p>Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in hexagonal ducts under isothermal and constant heat flux boundary conditions, (IJST) Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering, 38(M1): 45-56, , 2014</p> |
| 6 | 06/2009-02 | BİR MİNİ TÜRBİNİN TASARIMI, ANALİZİ ve DENEYSEL İNCELENMESİ | 24 | 15.000 | 3.000 | |
| 7 | 06/2009-04 | Hidrodinamik Ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi | 24 | 14.510 | 2.900 | <p>Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle. doi: dx.doi.org/10.1007/s40997-016-0064-y, Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering , E. Kızılırmak, O. Turgut, G. O. Kızılırmak, 2017</p> |
| 8 | 06/2010-17 | ENGELLİ- OLUKLU BİR DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ | 24 | 11.988 | 0 | <p>Engelli-oluklu dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki türbülanslı akışın sayısal olarak incelenmesi, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-10 Eylül 2011, ZONGULDAK, • Onur N., Turgut O., Arslan K., Kahraman S., 2011</p> |
| 9 | 06/2010-59 | Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Türbülanslı Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi | 24 | 15.000 | 0 | <p>Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transfer in a circular pipe, Thermal Science, 19 (5), 1633-1648 doi: dx.doi.org/10.2298/TSCI121011045T, Erkan Kızılırmak, 2015</p> |

1.9. TÜBİTAK PROJELERİ

| NO | PROJE KODU | PROJE İSMİ | PROJEDEKİ GÖREVİ |
|----|-----------------|---|------------------|
| 1 | 2002 K120250-13 | Isı Değiştirgeçlerinde Kullanılan Değişken Geometrilili Kanallardaki Isı Transferinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi | Araştırmacı |
| 2 | DPT 97 K121160 | Binaların Çatı ve Pencerelelerine Monte Edilen Isıtma Amaçlı Güneş Kollektörlerinden Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması | Araştırmacı |

2. PROJE HAKKINDA BİLGİLER

2.1. Projenin Amacı ve Önemi:

Tümör büyümesi sıklıkla bazı büyük kan damarlarının üzerinde veya bu damarların yakınında oluşmaktadır. Damar yakınında tümör oluşumunun cerrahi olarak yok edilmesi ve aynı doku bölgesinde tekrarlanmaması ve başka dokulara yayılmaması arzu edilir. Kriyocerrahi en az nüks etme ve hastanede kalış süresi kısa olan kanser tedavisi olması nedeniyle, kullanılması sıklıkla çekici bir seçenek olarak görülmektedir. Yapılacak olan bu çalışmada ise, kriyo-dondurma yöntemiyle yapılan kanser tedavisi esnasında tümörlü dokudaki ve bu dokuya yakın bir bölgede bulunan termal etkinliği diğer damarlara göre ihmal edilemeyecek kadar büyük kan damarlarındaki bio-ısı transferinin dokular için sıcaklık ve dondurulan bölgedeki donma alanı büyüklüğüne olan etkisini tespit etmek için deneysel çalışma yapılması amaçlanmıştır. Bu çalışma sonucunda, klinisyenlere dondurulacak tümörlü bölgenin dondurulması için gerekli olan zaman hakkında bilgi verilmesi amaçlanmaktadır. Bu amaca ulaşmak içinde tümörün büyüklüğü (dondurulacak bölgesinin büyüklüğü), kan damarının dondurulacak bölgeye olan uzaklığı, kullanılacak sıvı nitrojen debisi ve kullanılacak prob ucunun çapı hakkında bilgi verilmesi hedeflenmektedir.

Bu amaca ulaşmak için, içerisinde sıvı nitrojen bulunan basınçlı nitrojen tüpü, akış, sıcaklık ve basınç kontrol cihazları, kriyoprobler ve peristaltik pompa kullanılacaktır. Bu çalışmanın sonunda elde edilen teorik anlayış ile özellikle tümörlerin karmaşık büyük kan damarlarının bulunduğu bölgelerde iyileştirilmiş kriyocerrahi prosedürlerinin tasarımı yapılarak, klinisyenlerin termal olarak önemli kan damarlarının yakınındaki tümörlerin kriyoterapi ile yok edilmesi etkinliğini arttırmak için daha iyi bir tedavi planının hazırlamasına yardımcı olunulması amaçlanmaktadır. Kriyo-dondurma işleminin başarı ile gerçekleştirilebilecek tıbbi operasyonlar sonucu hastaların iyileşme yüzdesinin arttırılabilmesi amaçlanmaktadır.

Projenin sonuçlanması ile bu konuda bilim insanlarının yetişmesi sağlanmış olacaktır. Ayrıca, bu çalışma ülkemizde bu konuda çalışacak araştırmacılar için bir ön çalışma olmuş olacaktır. Bu konuda diğer araştırmacıları da cesaretlendirecektir. Böylesine önemli bir konuda çalışmaların artması ile pahalı tedavi yöntemi olan kemoterapiye alternatif bir yöntem ülkemizde de uygulanmaya başlanmış olacak ve ülke ekonomisine büyük katkıları sağlanmış olacaktır. Kanser tedavisinde kriyo-dondurma yöntemi henüz ülkemizde uygulanmaya başlamamıştır. Bu yöntemin uygulanmaya başlanması ile daha mutlu ve sağlıklı bir toplum öngörülmektedir. Kriyo dondurma yönteminin ülkemizde yaygınlaşması ile birlikte gerekli araç ve gereçlerin temin edilmesi hususunda sanayide bu alanda bir canlanma sağlanacaktır ve bu alanda yeni iş istihdamları ortaya çıkmış da olacaktır.

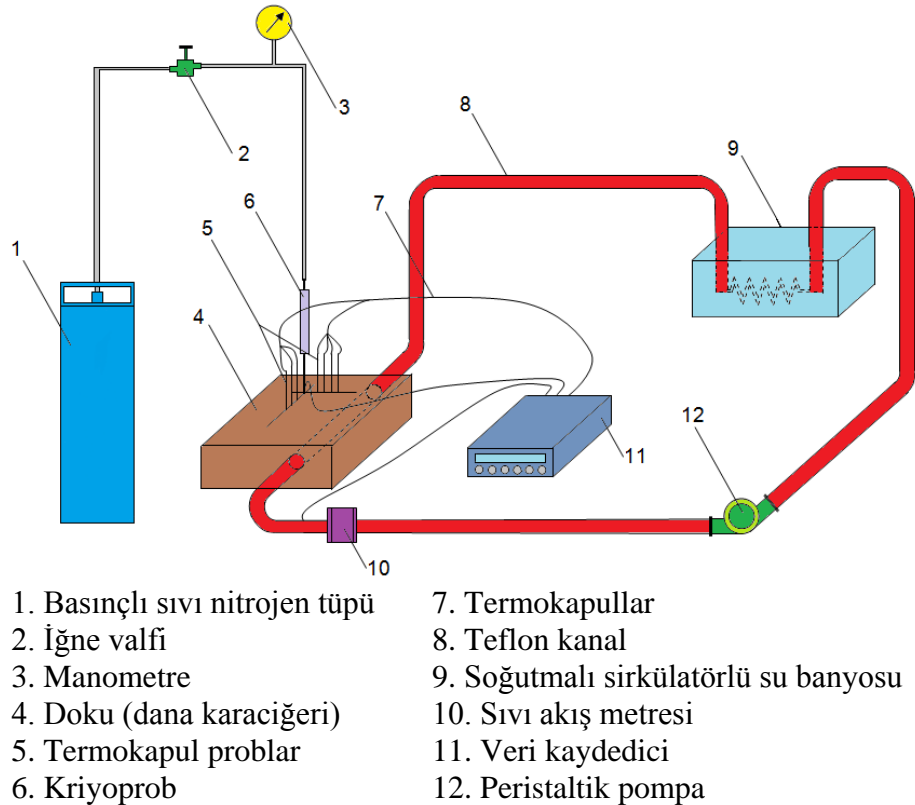
2.2. Yöntem:

Bu çalışmada uygulanacak yöntem ve araştırma teknikleri aşağıda sıralanmıştır. Deneysel çalışma laboratuvar ortamında yapılacaktır. Kriyo dondurma işlemi için kriyo-terapi cihazı alınacaktır. Bu cihazda basınçlı sıvı nitrojen bir iğne valfi tarafından kontrol edilmektedir. İğne valfi açıkken sıvı nitrojen, kriyoprobun içine akacaktır. Alet üzerinde bulunan manometre ile tüp basıncı ayarlanabilmektedir. Sıvı nitrojen kriyoprobun içinde bulunan bir iç tüpe akmakta ve sıvı nitrojen, kriyoprobun içindeki iç borudan geçtikten sonra kriyoprobun ucunun yakınında buharlaşarak kriyoprobun dış duvarı ile iç boru arasında bir ara tabakadan akmaktadır.

Piyasadan temin edilen inek karaciğerleri, kriyo-dondurma işlemini ve damar yapısını araştırmak için in-vitro deneylerde biyolojik doku olarak kullanılacaktır. İnek karaciğerlerinden teflon malzemeden yapılmış kanallar geçirilecektir. Çünkü teflondan yapılmış kanallar kan damarlarının yapısına çok benzemektedir. Kan damarı olarak düşünülen teflon kanalların içinden maddesel özellik olarak kana çok benzeyen su kullanılacaktır. Teflon kanal olarak piyasada mevcut olan iç çapı 1.6, 2.4, 3.2 ve 4.0 mm olan teflon kanallar kullanılacaktır.

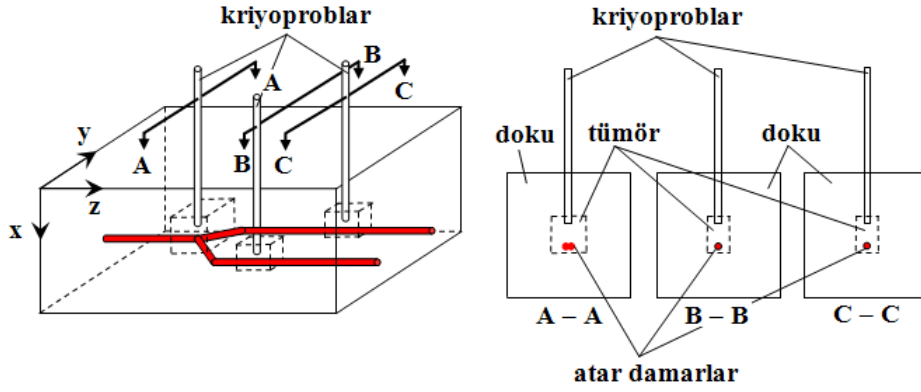
Teflon kanaldan akan suyun akış hızı ve debisi bir peristaltik pompa ile sağlanacaktır. Kriyoprob ve teflon kanaldan akan suyun sıcaklığı termokapul telleriyle ölçülürken doku sıcaklıklarını ölçmek içinde farklı yerlere yerleştirilmiş içerisinde termokapullar bulunan termokapul problar kullanılacaktır. Veriler, bir veri kaydedici tarafından belirlenecektir. Bu veri ölçer Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Laboratuvarında mevcuttur. Deneyde, sıcaklık okumaları veri kaydedici tarafından çeşitli zaman aralıklarında kaydedilecektir. Kullanılan deneysel düzeneğin şematik bir diyagramı Şekil 1'de gösterilmiştir.

Deneyler; içerisinde damar bulunmayan tümörlü bir dokuya uygulanan kriyo-dondurma, içerisinden atar damarlar geçen tümörlü bir dokuya uygulanan kriyo-dondurma ve yakınından atar damarlar geçen tümörlü bir dokuya uygulanan kriyo-dondurma işlemleri için gerçekleştirilecektir.



Şekil 1. Deney setinin şematik gösterimi

Yapılacak simülasyonlardan birinin görünümü Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. İçerisinde ikiye dallanan atar damar geçen ve dallar üzerinde de bulunan tümörlü dokulara uygulanan kriyo-dondurma tedavisinin görünümü

Damar içinde akan kanın hızının ve buna bağlı sıcaklık etkisinin değişimi, damarın içerisindeki ısı transfer yüzeyinin artışı ile optimum kriyo-dondurma işleminde gerekli olan sıcaklık ve donma alanı verileri atar damar yapısını ve boyutlarını veren damar çapı (D) ve damar uzunluğu (L) olmak üzere farklı damar yapısı parametrelerine bağlıdır. Bu parametreler için deneyler tekrarlanacaktır.

Bu çalışmada asıl amaç, farklı damar yapısı, sayısı ve farklı tümör konumları için optimum kriyo-dondurma işlemi için gerekli olan sıcaklık ve donma alanı verilerini belirlemektir.

Amaca ulaşmak için öncelikle literatürde mevcut olan bir deneysel çalışma aynen tekrarlanarak çalışmanın doğruluğu gösterildikten sonra asıl yapılmak istenilen deneysel çalışmalara geçilecektir. Böylece, farklı damar yapısı, sayısı ve farklı tümör konumları için optimum kriyo-dondurma işlemi için gerekli olan sıcaklık ve donma alanı verileri çıkarılacaktır. Cerrahlar için yapılan operasyonun başarı yüzdesinin artırılmasına katkıda bulunulabilmesi öngörülmektedir.

2.3. Araştırmacıların Deneyimi:

Proje ekibi yeterli deneysel ve sayısal çalışma tecrübesine sahiptir. Proje yürütücüsünün ve proje ekibinin deneysel ve sayısal çalışmalarından bazıları aşağıda tamamı ise özgeçmişlerinde sunulmuştur.

Proje Yürütücüsü: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Tamamlanan Projeler:

| | |
|---|--|
| 1 | “Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Türbülanslı Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2010-59 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012. Yürütücü |
| 2 | “Engelli-Oluklu Bir Dikdörtgen Kesitli Kanal İçerisindeki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2010-17 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012. Yürütücü |
| 3 | “Hidrodinamik Ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi |

| | |
|----|---|
| | Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2009-04 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012. Yürütücü |
| 4 | “Bir Mini Türbinin Tasarımı, Analizi ve Deneysel İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2009-02 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012. Yürütücü |
| 5 | “Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2008-38 , Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2009. Yürütücü |
| 6 | “Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2008-39 , Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2009. Yürütücü |
| 7 | “Sabit Sıcaklıkta Bulunan İki Dikey Paralel Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Kütle Transferi İle Deneysel Olarak İncelenmesi”, Proje No: 06/2005-06 , Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi , Aralık 2006. Yürütücü |
| 8 | “Sabit Duvar Sıcaklığında Yamuk Kesitli Kanal İçinde Tam Gelişmiş Akış Şartlarında Isı Transferinin Nümerik Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2006-08 , Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2006. Yürütücü |
| 9 | “Isı Değiştirgeçlerinde Kullanılan Değişken Geometrilili Kanallardaki Isı Transferinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Proje Kodu: 2002 K120250-13 (DPT Projesi) Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2005. Yürütücü |
| 10 | “Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Yamuk Kanallardaki Isı Transferinin Teorik Olarak Araştırılması”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2003-22 , Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2004. Araştırmacı |
| 11 | “Binaların Çatısına Düz Olarak Yerleştirilen Güneş Kollektörüne Rüzgarın Arkadan Gelmesi Durumunda Kollektör Yüzeyinden Rüzgarla Oluşan Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2003-29 , Kesin Rapor Tarihi: Mart 2004. Yürütücü |
| 12 | “Binaların Çatısına Düz Olarak Yerleştirilen Güneş Kollektörü Yüzeyinden |

| | |
|----|---|
| | Rüzgarla Oluşan Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 06/2002-17 , Kesin Rapor Tarihi: Mart 2004. Araştırmacı |
| 13 | “Güneş Kollektörlerinin Yüzeylerinde Oluşan Konvektif Isı Kayıplarına Rüzgar Etkisinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: MMF 06/2001-32 , Kesin Rapor Tarihi: Mayıs 2003. Araştırmacı |
| 14 | “Binaların Çatı ve Pencerelerine Monte Edilen Isıtma Amaçlı Güneş Kollektörlerinden Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, DPT Projesi, Proje Kodu: DPT 97 K121160 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2001. Araştırmacı |
| 15 | “Dikey Konumda Bulunan Biri Yalıtılmış Diğeri Sabit Sıcaklıkta Bulunan İki Paralel Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Olan Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması” Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarafından Destekli Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: 18/2000-01 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2001. Araştırmacı |
| 16 | “Biri Yalıtılmış Diğeri Yalıtılmamış İki Paralel Yatay Düzlem Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: MMF 06/99-23 , Kesin Rapor Tarihi: Nisan 2000. Araştırmacı |
| 17 | “İki Yatay Düzlem Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: MMF 06/98-14 , Kesin Rapor Tarihi: Haziran 1999. Araştırmacı |
| 18 | “Birbirine Paralel Dikey İki Saydam Levha Arasındaki Hava Akımının Güneş Enerjisinden Faydalanarak Isıtılmasının Deneysel Analizi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: MMF 06/96-10 , Kesin Rapor Tarihi: Ekim 1997. Araştırmacı |
| 19 | “Binalarda Olan Isı Kayıplarını Azaltmaya ve Güneş Enerjisinden Yararlanmaya Yönelik Pencere Geliştirilmesi”, Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi , Proje Kodu: MMF 06/94-15 , Kesin Rapor Tarihi: Eylül 1995. Araştırmacı |

Uluslararası SCI Indexli Dergilerde Taranan Yayınlar:

SCI dergilerindeki yayınlar

| | |
|---|---|
| 1 | Oğuz Turgut , Kamil Arslan, Periodically fully developed laminar flow and heat transfer in a two-dimensional horizontal channel with staggered fins, <i>Thermal Science</i> , 2015. doi: dx.doi.org/10.2298/TSCI150315160T. Basımda. |
| 2 | E. Kızılırmak, O. Turgut , G. O. Kızılırmak, Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle, <i>Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering</i> , doi: dx.doi.org/10.1007/s40997-016-0064-y. Basımda |
| 3 | Oğuz Turgut , Erkan Kızılırmak, Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transfer in a circular pipe, <i>Thermal Science</i> , 19 (5), 1633-1648, 2015. doi: dx.doi.org/10.2298/TSCI121011045T. |
| 4 | Oğuz Turgut , Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in hexagonal ducts under isothermal and constant heat flux boundary conditions, <i>IJST Transactions of Mechanical Engineering</i> , 38(M1): 45-56, 2014. |
| 5 | Oğuz Turgut , Mehmet Sarı, Experimental and numerical study of turbulent flow and heat transfer inside hexagonal duct, <i>Heat and Mass Transfer</i> , 49(4): 543-554, 2013, DOI. dx.doi.org/10.1007/s00231-012-1101-z |
| 6 | Onur N., Turgut O. , Arslan K., Three-dimensional numerical analysis of forced convection flow and heat transfer in a curved square duct, <i>Journal of Thermal Science and Technology</i> , 31 (2), pp. 13-24, 2011. |
| 7 | Turgut O., Onur N., An experimental and three dimensional numerical study on the wind-related heat transfer from a rectangular flat plate model collector flush mounted on the roof of a model house, <i>Heat and Mass Transfer</i> , 46(11-12):1345-1354, 2010. DOI 10.1007/s00231-010-0663-x |
| 8 | Turgut O., Onur N., Arslan K., Günbey F., Yamuk kesitli kanal içerisinde laminar akışta hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi probleminin sayısal olarak incelenmesi, <i>Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi</i> , 29 (2): 59-66, 2009. |
| 9 | Turgut O., Onur N., Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface, <i>International Communications in Heat and Mass Transfer</i> , 36(3): 274-279, 2009. DOI: |

| | |
|-----------|---|
| | 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.017. |
| 10 | Onur N., Turgut O., Arslan K., Kurtul Ö., An experimental and three dimensional numerical study on the convective heat transfer inside a trapezoidal duct under constant wall temperature, <i>Heat and Mass Transfer</i> , 45(3):263-274, 2009. DOI 10.1007/s00231-008-0423-3 |
| 11 | Onur N., Turgut O., Demirel D., Laminer zorlanmış konveksiyon şartında iki paralel levha arasına yerleştirilen engellerin akış ve ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, <i>Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi</i> , 27 (2): 7-13, 2007. |
| 12 | Turgut O., Onur N., An experimental and three dimensional numerical study of natural convection heat transfer between two horizontal parallel plates, <i>International Communications in Heat and Mass Transfer</i> , 34(5): 644-652, 2007. |
| 13 | Onur N., Sivrioğlu M., Turgut O., An experimental study on air window collector having a vertical blind for active solar heating, <i>Solar Energy</i> , 57 (5): 375-380, 1996. |

2.4. Araştırma Olanakları:

Mevcut çalışma için Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü “DeneySEL ve Sayısal Isı Transferi Laboratuvarı” alt yapısı kullanılacaktır. Laboratuvar daha önceden tamamlanmış projelerden alınan malzemeler ile alt yapıya sahiptir.

Sıcaklık ölçüm ve kaydedici cihaz olarak 40 kanallı bir datalogger laboratuvarımızda mevcuttur.

2.5. Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın:

| SIRA No | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) |
|---------|---|---|--|--|--|-------------------------|--|
| | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | Talep edilen cihazın proje elemanları | İstenen cihazdan aynı Bölüm ve Fakülte'de bulunup bulunmadığı, mevcutsa adedi; satın alınması istenen cihazdan farklı ise farklı özelliklerin sağlayacağı yararların açıklanması | Projenin tamamlanmasından sonra cihazın ne şekilde değerlendirileceği | Cihazın teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler | Birim | Cihazın tahmini fiyatını gösteren fatura (Bitiş makine ve teçhizatlar ait proforma faturalar bölüm 2.5.2. ve alt maddelerinde gösterilmiştir.) ve KDV dahil fiyatı |
| 1 | Kriyoterapi Cihazı | Hangi amaçla kullanılacağı | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Satıcı firma elemanlarından eğitim alınacaktır. | İstenen cihazdan Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | 2.5.1.1. nolu bölümde mevcuttur. | 1 ADET | Proforma Fatura VAR 4.680,00-TL+374,40-TL(KDV%8)= 5.054,40-TL 5.054,40-TL |
| 2 | Peristaltik Pompa | Karaciğerin içinden geçen teflon kanal içinde akan suyun pompalanması için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Satıcı firma elemanlarından eğitim alınacaktır. | İstenen cihazdan Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | 2.5.1.2. nolu bölümde mevcuttur. | 1 ADET | Proforma Fatura VAR 1639,25-GBP+295,07-GBP(KDV)= 1934,32-GBP 8.797,29-TL |
| 3 | Silikon Hortum 6.4mm x 1.6mm (iç çap x Et kalınlığı) | 2 nolu sırada yer alan peristaltik pompaya ait çalışma hortumu | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | 2.5.1.3. nolu bölümde mevcuttur. | 1 PAKET (5 metre/paket) | Proforma Fatura VAR 69,00-GBP+12,42-GBP(KDV)= 81,42-GBP 370,30-TL |
| 4 | Esnek tüpler için çap düşürücü (6.4mm'den 4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | 2.5.1.4. nolu bölümde mevcuttur. | 1 ADET | Proforma Fatura VAR 4,75-GBP+0,86-GBP(KDV)= 5,61-GBP 25,51-TL |

(04/04/2017 tarihli TCMB GBP satış kuru : 4,5480)

| SIRA No | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) |
|---------|---|---|--|--|---|--|----------------------------|--|
| | | Hangi amaçla kullanılacağı | Talep edilen cihazın proje elemanları tarafından daha önce kullanılıp kullanılmadığı, kullanılmadı ise eğitiminin nasıl alınacağı, | İstenen cihazdan aynı Bölüm ve Fakülte'de bulunup bulunmadığı, mevcutsa adedi; satın alınması istenen cihazdan farklı ise farklı özelliklerin sağlayacağı yararların açıklanması | Projenin tamamlanmasından sonra cihazın ne şekilde değerlendirileceği | Cihazın teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler | Birim | Cihazın tahmini fiyatını gösteren fatura (Bütün makine ve teçhizatları ait proforma faturalar bölüm 2.5.2. ve altı maddelerinde gösterilmiştir.) ve KDV dahil fiyatı |
| 5 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 3.2mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.5. nolu bölümde mevcuttur. | 5 ADET (1 adet = 4,75 GBP) | Proforma Fatura VAR 23,75-GBP+4,23-GBP(KDV)=28,05-GBP 127,55-TL |
| 6 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 2.4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.6. nolu bölümde mevcuttur. | 4 ADET (1 adet = 5,25 GBP) | Proforma Fatura VAR 21,00-GBP+3,80-GBP(KDV)=24,80-GBP 112,80-TL |
| 7 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 1.6mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.7. nolu bölümde mevcuttur. | 2 ADET (1 adet = 4,70 GBP) | Proforma Fatura VAR 9,40-GBP+1,70-GBP(KDV)=11,10-GBP 50,48-TL |
| 8 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 2.4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.8. nolu bölümde mevcuttur. | 3 ADET (1 adet = 4,80 GBP) | Proforma Fatura VAR 14,40-GBP+2,58-GBP(KDV)=16,98-GBP 77,22-TL |
| 9 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 1.6mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.9. nolu bölümde mevcuttur. | 2 ADET (1 adet = 4,35 GBP) | Proforma Fatura VAR 8,70-GBP+1,56-GBP(KDV)=10,26-GBP 46,66-TL |

(04/04/2017 tarihli TCMB GBP satış kuru : 4,5480)

| SIRA No | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) |
|---------|---|--|--|--|---|--|----------------------------|---|
| | | Hangi amaçla kullanılacağı | Talep edilen cihazın proje elemanları tarafından daha önce kullanılıp kullanılmadığı, kullanılmadı ise eğitiminin nasıl alınacağı, | İstenen cihazdan aynı Bölüm ve Fakülte'de bulunup bulunmadığı, mevcutsa adedi; satın alınması istenen cihazdan farklı ise farklı özelliklerin sağlanacağı yararların açıklanması | Projenin tamamlanmasından sonra cihazın ne şekilde değerlendirileceği | Cihazın teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler | Birim | Cihazın tahmini fiyatını gösteren fatura (Bütün makine ve teçhizatları ait proforma faturalar bölüm 2.5.2. ve alt maddelerinde gösterilmiştir.) ve KDV dahil fiyatı |
| 10 | Eşit bacaklı Y-konnektör (1.6mm'den 1.6mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.10. nolu bölümde mevcuttur. | 3 ADET (1 adet = 6,50 GBP) | Proforma Fatura VAR 19,50-GBP+3,51-GBP(KDV)=23,01-GBP 104,64-TL |
| 11 | Eşit bacaklı Y-konnektör (2.4mm'den 2.4mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.11. nolu bölümde mevcuttur. | 3 ADET (1 adet = 6,50 GBP) | Proforma Fatura VAR 19,50-GBP+3,51-GBP(KDV)=23,01-GBP 104,64-TL |
| 12 | Eşit bacaklı Y-konnektör (3.2mm'den 3.2mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.12. nolu bölümde mevcuttur.. | 3 ADET (1 adet = 6,50 GBP) | Proforma Fatura VAR 19,50-GBP+3,51-GBP(KDV)=23,01-GBP 104,64-TL |
| 13 | Eşit bacaklı Y-konnektör (4mm'den 4mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.13. nolu bölümde mevcuttur. | 2 ADET (1 adet = 8,00 GBP) | Proforma Fatura VAR 16,00-GBP+2,88-GBP(KDV)=18,88-GBP 85,86-TL |
| 14 | İç çapı 1.6 mm dış çapı 2.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer içinde yer alan büyük kan damarlarını temsilen karaciğerin içinden geçmek suretiyle kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarıncı kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.14. nolu bölümde mevcuttur. | 10 METRE | aliexpress.com fiyatı 25,22-USD (KDV YOK) 92,04-TL |

(04/04/2017 tarihli TCMB GBP satış kuru : 4,5480)
(04/04/2017 tarihli TCMB USD satış kuru : 3,6496)

| SIRA No | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) |
|---------|---|---|--|--|--|--|---|---|
| | | Hangi amaçla kullanılacağı | Talep edilen cihazın proje elemanları tarafından daha önce kullanılıp kullanılmadığı, kullanılmadı ise eğitiminin nasıl alınacağı, | İstenen cihazdan aynı Bölüm ve Fakülte'de bulunup bulunmadığı, mevcutsa adedi; satın alınması istenen cihazdan farklı ise farklı özelliklerin sağlayacağı yararların açıklanması | Projenin tamamlanmasından sonra cihazın ne şekilde değerlendirileceği | Cihazın teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler | Birim | Cihazın tahmini fiyatını gösteren fatura (<i>Bütün makine ve teçhizatlar ait proforma faturalar bölüm 2.5.2. ve alt maddelerinde gösterilmiştir.</i>) ve KDV dahil fiyatı |
| 15 | İç çapı 2.4 mm dış çapı 3.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.15. nolu bölümde mevcuttur. | 5 METRE (1 metre = 4,64GBP 3,83GBP KARGO) | ebay.co.uk fiyatı 23,2GBP+3,83GBP KARGO 27,03-GBP (KDV YOK) 122,93-TL |
| 16 | İç çapı 3.2 mm dış çapı 4.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.16. nolu bölümde mevcuttur. | 6 METRE (2 metre = 8,25 USD) | ebay.com fiyatı 24,75-USD (KDV YOK) 90,33-TL |
| 17 | İç çapı 4.0 mm dış çapı 5.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | 2.5.1.17. nolu bölümde mevcuttur. | 5 METRE (1 metre = 11,00 TL) | Proforma Fatura VAR 55,00-TL+9,90-TL(KDV)= 64,90-TL 64,90-TL |
| 18 | Sirkülatörli su banyosu (6 L'LİK) | Deneylerde kullanılacak karaciğerin içinden geçen teflon kanal içinde akan sıvının sıcaklığını 37°C'de tutmak için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Satıcı firma elemanlarından eğitim alınacaktır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Projenin tamamlanmasından sonra cihaz farklı proje ve deneylerde kullanılabilir. İhtiyaç duyulduğunda ise diğer fakülte personelinin kullanımına sunulacaktır. | 2.5.1.18. nolu bölümde mevcuttur. | 1 ADET | Proforma Fatura VAR 5.750,00-TL+1.035,00-TL(KDV) = 6.785,00-TL 6.785,00-TL |

(04/04/2017 tarihli TCMB GBP satış kuru : 4,5480)
(04/04/2017 tarihli TCMB USD satış kuru : 3,6496)

| SIRA No | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) |
|---------|---|---|--|--|--|--|-----------------------------|---|
| | | Hangi amaçla kullanılacağı | Talep edilen cihazın proje elemanları tarafından daha önce kullanılıp kullanılmadığı, kullanılmadı ise eğitiminin nasıl alınacağı, | İstenen cihazdan aynı Bölüm ve Fakülte'de bulunup bulunmadığı, mevcutsa adedi; satın alınması istenen cihazdan farklı ise farklı özelliklerin sağlayacağı yararların açıklanması | Projenin tamamlanmasından sonra cihaz farklı proje ve deneylerde kullanılabilir. İhtiyaç duyulduğunda ise diğer fakülte personelinin kullanımına sunulacaktır. | Cihazın teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler | Birim | Cihazın tahmini fiyatını gösteren fatura (Bütün makine ve teçhizatları ait proforma faturalar bölüm 2.5.2. ve alt maddelerinde gösterilmiştir.) ve KDV dahil fiyatı |
| 19 | 5 adet T-tipi termokapuldan oluşan birleşik termokapul düzeni | Deney esnasında kriyodondurma öncesinde ve sonrasında karaciğerin sıcaklığını ölçmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Satıcı firma elemanlarında eğitim almaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Projenin tamamlanmasından sonra cihaz farklı proje ve deneylerde kullanılabilir. İhtiyaç duyulduğunda ise diğer fakülte personelinin kullanımına sunulacaktır. | 2.5.1.19. nolu bölümde mevcuttur. | 2 ADET (1 adet = 432,72-TL) | Proforma Fatura VAR 865,44-TL+155,78-TL(KDV) = 1021,22-TL 1021,22-TL |
| 20 | Termokapul T-tipi yüzey sıcaklık sensörlü 20x20MM K.2MT(2x0,50TT) | Kriyocihazı içinde akan nitrojenin sıcaklığını ve teflon kanal içinde akan sıvının sıcaklığını ölçmek için kullanılacaktır. | Daha önce proje elemanlarınca kullanılmamıştır. Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzemeden Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Projenin tamamlanmasından sonra cihaz farklı proje ve deneylerde kullanılabilir. İhtiyaç duyulduğunda ise diğer fakülte personelinin kullanımına sunulacaktır. | 2.5.1.20. nolu bölümde mevcuttur. | 2 ADET (1 adet = 62,94 TL) | Proforma Fatura VAR 125,88-TL+22,66-TL(KDV) = 148,54-TL 148,54-TL |
| 21 | Dana Karacigeri (30 kg) | Deneylerde biyolojik doku olarak kullanılacaktır. | Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | İstenen malzeme Makine Mühendisliği Bölümü ve Mühendislik Fakültesinde bulunmamaktadır. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | Teknik özellikler bulunmamaktadır. | 30 KG (1 kg = 30,51 TL) | Proforma Fatura VAR 30 kg x (30,51 TL +2,44 TL (8%KDV)) = 988,50-TL 988,50-TL |
| 22 | Kurtasiye | Dokümantasyon, veri kayıt ve veri muhafazası için kullanılır. | Eğitime ihtiyaç duyulmamaktadır. | Genel sarf malzemesidir. | Sadece bu proje için kullanılacaktır. | Teknik özellikler bulunmamaktadır. | | |
| 22.1 | A4 Fotokopi Kağıdı 80gr 500lü | | | FİYAT | KDV | TOPLAM | BİRİM | T. FİYAT |
| 22.2 | Klasör Plastik Geniş Mavi | | | 14,29 TL | 1,14 TL | 15,43 TL | 2 | 30,86 TL |
| 22.3 | Kapaklı Cepli Sekreterlik Mavi | | | 13,94 TL | 2,51 TL | 16,45 TL | 2 | 32,90 TL |
| 22.4 | Makas 610-3 (17.8cm) | | | 15,53 TL | 2,80 TL | 18,33 TL | 2 | 36,66 TL |
| | | | | 6,29 TL | 1,13 TL | 7,42 TL | 1 | 7,42 TL |

| | | | | | | | |
|--------------------------|-------------------------------------|----------|---------|-----------|---|----------|--------------|
| 22.5 | Metal Ağzılı Büyük Boy Maket Bıçağı | 4,97 TL | 0,89 TL | 5,86 TL | 1 | 5,86 TL | 248,80- TL |
| 22.6 | Yapıştırıcı 11gr | 2,44 TL | 0,44 TL | 2,88 TL | 2 | 5,76 TL | |
| 22.7 | Geniş Mika Büro Cetveli 50cm | 10,75 TL | 0,86 TL | 11,61 TL | 1 | 11,61 TL | |
| 22.8 | Plastik Silgi Mavi Beyaz 2li | 2,63 TL | 0,21 TL | 2,84 TL | 2 | 5,68 TL | |
| 22.9 | İğne Uçlu Kalem Mavi (0.5mm) | 8,75 TL | 1,58 TL | 10,33 TL | 2 | 20,66 TL | |
| 22.10 | Uçlu Kalem (0.5mm) | 26,96 TL | 4,85 TL | 31,81 TL | 2 | 63,62 TL | |
| 22.11 | Kalem Ucu 2B (0.5mm) | 0,90 TL | 0,16 TL | 1,06 TL | 2 | 2,12 TL | |
| 22.12 | Spiralli Defter A4 Kareli 72 Yaprak | 4,75 TL | 0,38 TL | 5,13 TL | 5 | 25,65 TL | |
| | | | | 129,15 TL | | 248,80 | |
| GENEL TOPLAM (KDV DAHİL) | | | | | | | 24.624,22-TL |

2.5.1. Cihazın Teknik Özellikleri İle İlgili Ayrıntılı Bilgiler:

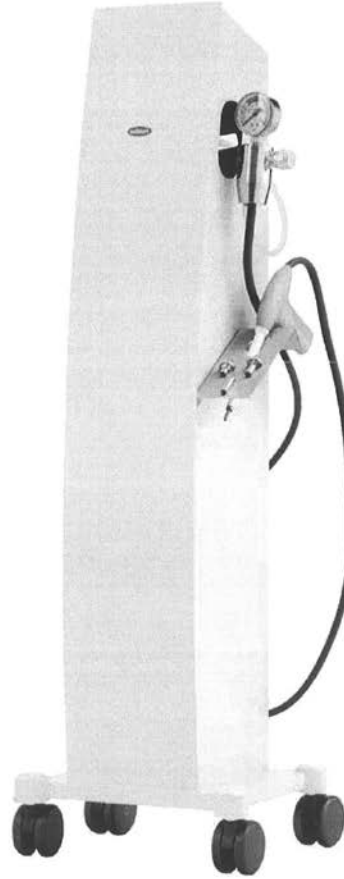
2.5.1. Kriyoterapi Cihazı

KRYO TERAPİ CİHAZI

Üzümcü Kryo Terapi Cihazı; anestezi ve cerrahi insizyon gerektirmeden farklı prob seçenekleri ile jinekoloji, dermatoloji ve proktoloji gibi cerrahi alanlarda azot ve karbondioksit gazının dondurucu etkisinden yararlanılarak tedavi olanağı sunan bir cihazdır.

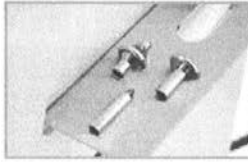


SK:44.1054



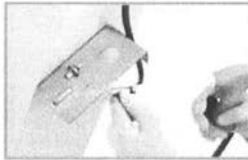
KRY-10S

Detay Özellikler



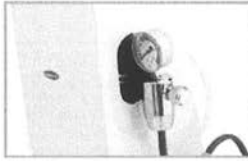
< Prob Seçenekleri

- Standart ve opsiyonel olarak verilen farklı prob seçenekleri ile jinekoloji, dermatoloji ve proktoloji gibi cerrahi alanlarda yaygın kullanım olanağı



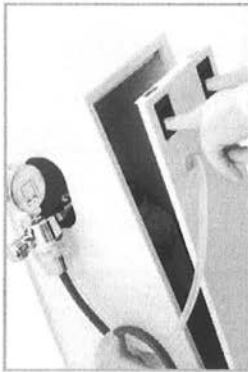
< Hızlı Etki

- Tetiğe basıldığı anda prop ısısını 10 saniye içerisinde -70 dereceye kadar düşürme, tetiğin bırakılmasıyla birlikte 5 saniye içerisinde prop ısısını oda sıcaklığına yükseltme özelliği



< Basınç Ayarı

- Tüp basıncını ayarlama ve izleme olanağı sunan manometre



< Taşıma ve Konumlandırma

- Tüp taşıma sehpası ve hareket kabiliyeti yüksek tekerlek yapısı ile her türlü muayene ortamında kullanıma uygunluk



ELEKTROKOTER
CİHAZLARI



2.5.1.2. Peristaltik Pompa



323E/D

323E/D manual control variable speed pump

- 313D pumphead produces flow rates to 2000ml/min
- 27:1 speed control ratio
- Snap-fit 313X extension pumpheads provide up to five channels

Digital speed control from 15 to 400rpm in 5rpm steps. Instantly reversible, rapid-loading 313 flip-top pumphead accepts five tube sizes. Switchable between 100-120V or 220-240V.

323E drives may also be fitted with 314 four roller pumpheads if lower pulsing is required, or with 313D2 or 314D2 pumpheads which accept 2.4mm wall thickness tubing for higher pressure operation or pumping more viscous fluids.

See the 300 series drive and pumpheads section on page 8 for details.



| 323E/D flow rate ranges (ml/min) | | | | | | |
|----------------------------------|--------------|---------|--------|--------|---------|---------|
| Pump | Speed range | 1.6mm | 3.2mm | 4.8mm | 6.4mm | 8.0mm |
| 323E/D | 15 to 400rpm | 4.1-110 | 15-400 | 33-880 | 54-1400 | 75-2000 |



323S/D

323S/D high-performance manual control variable speed pump

- High-performance microprocessor controlled pumps
- 323S/D can be extended with 313X extension pumpheads to five channels
- Flow rates to 2000ml/min and 133:1 speed control ratio

323S/D speed adjusts in 1rpm steps from 3 to 400rpm. Instantly reversible, rapid-loading flip-top pumphead accepts five tube sizes, keypad lock prevents tampering or accidental changes, auto restart for mains failure recovery, switchable between 100-120V or 220-240V, two year comprehensive warranty, MemoDose facility for accurate single shot dosing.

323S drives may also be fitted with 314 four roller pumpheads if lower pulsing is required, or with 313D2 or 314D2 pumpheads which accept 2.4mm wall thickness tubing for higher pressure operation or pumping more viscous fluids.

For low-flow pumping, up to ten channels, 323S drives may be fitted with 314MC (four-roller) and 318MC (eight-roller) microcassette pumpheads, which can be extended to ten channels by adding one 314MCX or 318MCX extension pumphead. See the 300 series drive and pumpheads section on page 8 for details.



| 323S/D flow rate ranges (ml/min) | | | | | | |
|----------------------------------|---------------|----------|---------|---------|---------|---------|
| Pump | Speed range | 1.6mm | 3.2mm | 4.8mm | 6.4mm | 8.0mm |
| 323S/D | 3.0 to 400rpm | 0.81-110 | 3.0-400 | 6.6-880 | 11-1400 | 15-2000 |

| Ordering information for 323E/D and 323S/D pumps | | | | |
|--|----------------------------|---------------|------------------------------------|---------------|
| Pump | Pumphead fitted | Speed range | Supply | Product code |
| 323E/D | 313D three roller pumphead | 15 to 400rpm | 100-120/220-240V 50/60Hz 1ph 100VA | 030.3124.3D0* |
| 323S/D | 313D three roller pumphead | 3.0 to 400rpm | 100-120/220-240V 50/60Hz 1ph 100VA | 030.3134.3D0* |

*Replace last 0 with A, E or U for American, European or UK mains lead

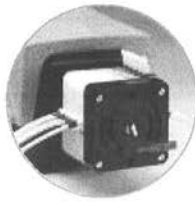
| Extension pumpheads | | Product code |
|--|--|--------------|
| 313X three-roller extension pumphead (maximum five - see page 9) | | 033.3431.000 |

| 323E and 323S specifications | | | |
|------------------------------|-------------------|------------|----------------------|
| Weights | 4.7kg | Dimensions | H132 x W230 x L225mm |
| Standards | EN60529 (IP31) CE | | |

For tubing for the 323E/D and the 323S/D, see table on page 10.



2.5.1.3. Silikon Hortum 6.4 mm x 1.6 mm (İç çap x Et kalınlığı)



314MC

| 314MC pumphead flow rate ranges (ml/min) - maximum 10 channels. Note speed must not exceed 110rpm. | | | | | | |
|--|-------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Drive | Speed range | Orange/Black 0.13mm | Orange/Red 0.19mm | Orange/Blue 0.25mm | Orange/Green 0.38mm | Orange/Yellow 0.50mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.002-0.09 | 0.01-0.3 | 0.01-0.5 | 0.03-0.9 | 0.05-1.7 |
| Drive | Speed range | Orange/White 0.63mm | Black/Black 0.76mm | Orange/Orange 0.88mm | White/White 1.02mm | Red/Red 1.14mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.08-3.1 | 0.13-4.6 | 0.17-6.4 | 0.22-8.1 | 0.27-9.9 |
| Drive | Speed range | Grey/Grey 1.29mm | Yellow/Yellow 1.42mm | Yellow/Blue 1.52mm | Blue/Blue 1.65mm | Green/Green 1.85mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.35-13 | 0.46-17 | 0.52-19 | 0.60-22 | 0.76-28 |
| Drive | Speed range | | Purple/Purple 2.05mm | Purple/Black 2.29mm | Purple/Orange 2.54mm | Purple/White 2.79mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | | 0.90-33 | 1.1-40 | 1.3-47 | 1.4-53 |

| 318MC pumphead flow rate ranges (ml/min) - maximum 10 channels. Note speed must not exceed 110rpm. | | | | | | |
|--|-------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Drive | Speed range | Orange/Black 0.13mm | Orange/Red 0.19mm | Orange/Blue 0.25mm | Orange/Green 0.38mm | Orange/Yellow 0.50mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.002-0.09 | 0.01-0.3 | 0.01-0.5 | 0.02-0.8 | 0.04-1.4 |
| Drive | Speed range | Orange/White 0.63mm | Black/Black 0.76mm | Orange/Orange 0.88mm | White/White 1.02mm | Red/Red 1.14mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.07-2.6 | 0.11-3.9 | 0.14-5.3 | 0.18-6.6 | 0.24-8.8 |
| Drive | Speed range | Grey/Grey 1.29mm | Yellow/Yellow 1.42mm | Yellow/Blue 1.52mm | Blue/Blue 1.65mm | Green/Green 1.85mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | 0.27-10 | 0.33-12 | 0.38-14 | 0.46-17 | 0.55-20 |
| Drive | Speed range | | Purple/Purple 2.05mm | Purple/Black 2.29mm | Purple/Orange 2.54mm | Purple/White 2.79mm |
| 323S, 323U, 323Du | 3.0-110rpm | | 0.65-24 | 0.79-29 | 0.90-33 | 0.98-36 |

| Tubing for 323E/D, 323S/D, 323U/D, 323Du/D and 323Dz/D | | | | | |
|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Tube number | 14 | 16 | 25 | 17 | 18 |
| Tube bore | 1.6mm | 3.2mm | 4.8mm | 6.4mm | 8.0mm |
| Bioprene | 903.0016.016 | 903.0032.016 | 903.0048.016 | 903.0064.016 | 903.0080.016 |
| Marpene | 902.0016.016 | 902.0032.016 | 902.0048.016 | 902.0064.016 | 902.0080.016 |
| Sta-Pure | 960.0016.016 | 960.0032.016 | 960.0048.016 | 960.0064.016 | 960.0080.016 |
| Platinum silicone | 913.A016.016 | 913.A032.016 | 913.A048.016 | 913.A064.016 | 913.A080.016 |
| Neoprene | 920.0016.016 | 920.0032.016 | 920.0048.016 | 920.0064.016 | 920.0080.016 |
| PVC | 950.0016.016 | 950.0032.016 | 950.0048.016 | 950.0064.016 | 950.0080.016 |
| Chem-Sure | 965.0016.016 | 965.0032.016 | 965.0048.016 | 965.0064.016 | 965.0080.016 |

| Double pump segment manifold pump tubing for 314MC and 318MC microcassette pumpheads | | | | | |
|--|--------|--------------|-------------------------|--------------|--------------|
| Colour code | Bore | Marpene | Autoclavable Marpene | PVC | Silicone |
| Orange/black | 0.13mm | | | 981.0013.000 | |
| Orange/red | 0.19mm | | | 981.0019.000 | |
| Orange/blue | 0.25mm | 979.0025.000 | 979.0025.00+ | 981.0025.000 | |
| Orange/green | 0.38mm | 979.0038.000 | 979.0038.00+ | 981.0038.000 | |
| Orange/yellow | 0.50mm | 979.0050.000 | 979.0050.00+ | 981.0050.000 | |
| Orange/white | 0.63mm | 979.0063.000 | 979.0063.00+ | 981.0063.000 | 983.0063.000 |
| Black/black | 0.76mm | 979.0076.000 | 979.0076.00+ | 981.0076.000 | 983.0076.000 |
| Orange/orange | 0.88mm | 979.0088.000 | 979.0088.00+ | 981.0088.000 | 983.0088.000 |
| White/white | 1.02mm | 979.0102.000 | 979.0102.00+ | 981.0102.000 | 983.0102.000 |
| Red/red | 1.14mm | 979.0114.000 | 979.0114.00+ | 981.0114.000 | 983.0114.000 |
| Grey/grey | 1.29mm | 979.0129.000 | 979.0129.00+ | 981.0129.000 | 983.0129.000 |
| Yellow/yellow | 1.42mm | 979.0142.000 | 979.0142.00+ | 981.0142.000 | 983.0142.000 |
| Yellow/blue | 1.52mm | 979.0152.000 | 979.0152.00+ | 981.0152.000 | 983.0152.000 |
| Blue/blue | 1.65mm | 979.0165.000 | 979.0165.00+ | 981.0165.000 | 983.0165.000 |
| Green/green | 1.85mm | 979.0185.000 | 979.0185.00+ | 981.0185.000 | 983.0185.000 |
| Purple/purple | 2.05mm | 979.0205.000 | 979.0205.00+ | 981.0205.000 | 983.0205.000 |
| Purple/black | 2.29mm | 979.0229.000 | 979.0229.00+ | 981.0229.000 | 983.0229.000 |
| Purple/orange | 2.54mm | 979.0254.000 | 979.0254.00+ | 981.0254.000 | 983.0254.000 |
| Purple/white | 2.79mm | 979.0279.000 | 979.0279.00+ | 981.0279.000 | 983.0279.000 |

2.5.1.4. Esnek tüpler için çap düşürücü (6.4 mm'den 4mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.5. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 3.2mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.6. Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 2.4mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

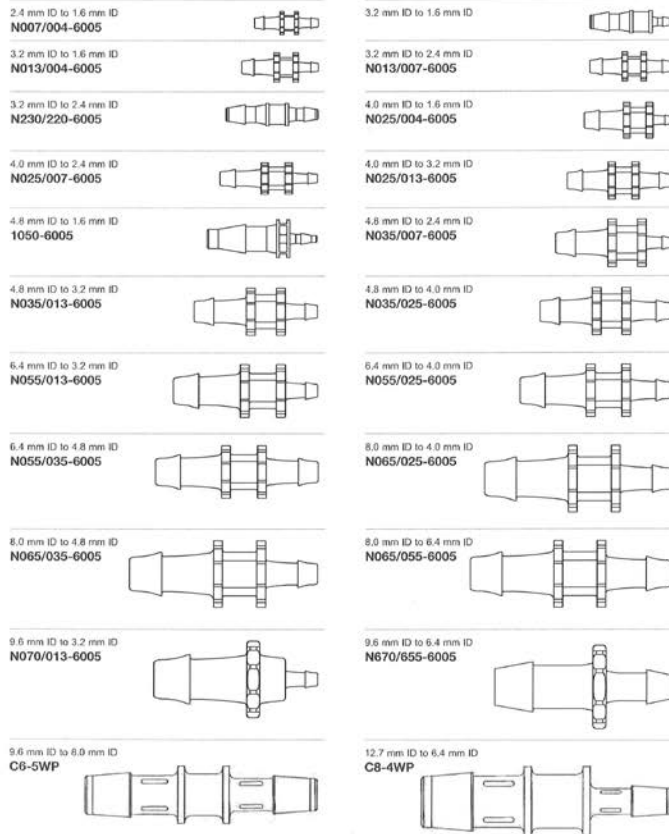
2.5.1.7. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 1.6mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.8. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 2.4mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.9. Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 1.6mm'ye) (Esnek tüpler için çap düşürücülere ait katalogda gösterilmiştir.)

Straight reductions

For flexible tubing



Product codes are for standard material, see the technical section. For additional materials, please see our price list, or contact your local Watson-Markov distributor. ID = Tubing inner diameter. All illustrations in scale 1:1.

2.5.1.10. Eşit bacaklı Y-konnektör (1.6mm'den 1.6mm'ye) (Eşit bacaklı Y-konnektörlere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.11. Eşit bacaklı Y-konnektör (2.4mm'den 2.4mm'ye) (Eşit bacaklı Y-konnektörlere ait katalogda gösterilmiştir.)

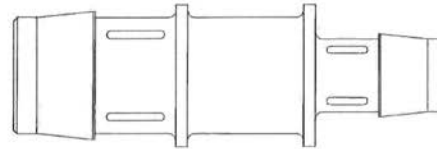
2.5.1.12. Eşit bacaklı Y-konnektör (3.2mm'den 3.2mm'ye) (Eşit bacaklı Y-konnektörlere ait katalogda gösterilmiştir.)

2.5.1.13. Eşit bacaklı Y-konnektör (4mm'den 4mm'ye) (Eşit bacaklı Y-konnektörlere ait katalogda gösterilmiştir.)

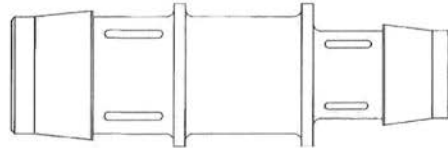
Straight reductions

For flexible tubing

25.4 mm ID to 16.0 mm ID
C16-10WP



25.4 mm ID to 19.2 mm ID
C16-12WP



Also see the Panel Mount section for further tube to tube options.

Y-connectors, equal legs

For flexible tubing

1.6 mm ID
Y210-6005



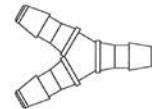
2.4 mm ID
Y220-6005



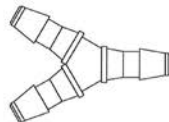
3.2 mm ID
Y230-6005



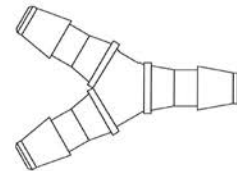
4.0 mm ID
Y240-6005



4.8 mm ID
Y250-6005



6.4 mm ID
Y260-6005



Product codes are for standard material, see the technical section. For additional materials, please see our price list, or contact your local Watson-Merlow distributor. ID = Tubing inner diameter. All illustrations in scale 1:1.

2.5.1.14. İç çapı 1.6 mm dış çapı 2.0 mm teflon laboratuvar hortumu (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.14. nolu bölümdeki faturada gösterilmiştir.)

2.5.1.15. İç çapı 2.4 mm dış çapı 3.0 mm teflon laboratuvar hortumu (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.15. nolu bölümdeki faturada gösterilmiştir.)

2.5.1.16. İç çapı 3.2 mm dış çapı 4.0 mm teflon laboratuvar hortumu (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.16. nolu bölümdeki faturada gösterilmiştir.)

2.5.1.17. İç çapı 4.0 mm dış çapı 5.0 mm teflon laboratuvar hortumu (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.17. nolu bölümdeki proforma faturada gösterilmiştir.)

2.5.1.18. Sirkülatörlü su banyosu (6 L'LİK)

Thermo Scientific SAHARA Series Heated Bath Circulators (CONTINUED)

Acrylic Ambient +13°C to 80°C

Transparent Acrylic Baths

These baths are ideal when visibility of your application is required.

Temperatures are maintained from ambient plus 13°C to a maximum of 80°C.

Useful Accessories:

- Lifting Platform
- Tap Water Cooling Coil
- Test Tube Racks
- Solenoid Valve for Tap Water Cooling Coil (AC200 controller and above)
- Auto-refill (AC200 controller and above)
- External Temperature Probe (AC150 controller and above)



| Controller | Bath | S6T | S12T | S19T |
|-------------------------|------|-----------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| SC100 | | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C |
| SC150 | | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C |
| AC150 | | — | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C |
| AC200 | | — | Ambient +13 to 80°C | Ambient +13 to 80°C |
| Bath volume (liters)* | | 6 | 12 | 19 |
| Work area (DxWxL) mm/in | | 150 x 138 x 223 / 5.9 x 5.4 x 8.8 | 150 x 302 x 148.9 / 5.9 x 11.9 x 5.9 | 150 x 302 x 326.9 / 5.9 x 11.9 x 12.9 |
| Net weight (kg/lb) | | 6.3 / 13.9 | 7.3 / 16.1 | 8.7 / 19.1 |
| Compliance | | CE/ROHS/WEEE | CE/ROHS/WEEE | CE/ROHS/WEEE |

Ordering Information:

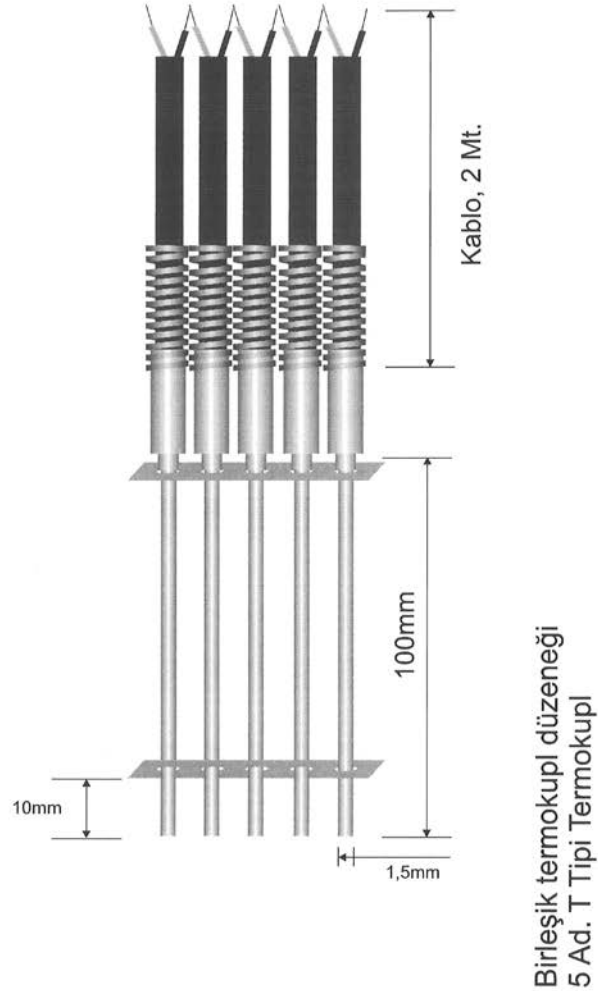
| Model | S6T | | | S12T | | | S19T | | |
|-----------------|---------|---------|-----------|---------|---------|-----------|---------|---------|-----------|
| Voltages | 115/60 | 230/50 | 100/50-60 | 115/60 | 230/50 | 100/50-60 | 115/60 | 230/50 | 100/50-60 |
| SC100 plus Bath | 1522068 | 1522061 | 1522066 | 1522128 | 1522121 | 1522126 | 1522198 | 1522191 | 1522196 |
| SC150 plus Bath | 1532068 | 1532061 | 1532066 | 1532128 | 1532121 | 1532126 | 1532198 | 1532191 | 1532196 |
| AC150 plus Bath | — | — | — | 1552128 | 1552121 | 1552126 | 1552198 | 1552191 | 1552196 |
| AC200 plus Bath | — | — | — | 1562128 | 1562121 | 1562126 | 1562198 | 1562191 | 1562196 |

* Fluid volume varies depending on the fluid used, temperature range, and items inserted in the reservoir.

See page 22 for complete list of available accessories.
Overall dimensions can be found on page 26-27

Sirkülatörlü Su Banyosuna ait Katolog (6 L'LİK) (Sayfa 1/1)

2.5.1.19. 5 adet T-tipi termokapuldan oluşan birleşik termokapul düzeneği (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.19. nolu bölümdeki proforma faturada gösterilmiştir.)



kontak noktası internet : www.kontaknoktasi.com.tr e-mail : info@kontaknoktasi.com.tr T : (0212)876-6687 F : (0212)876-1789 7/24 : 0507 705-6105

5 adet T-tipi Termokapuldan Oluşan Birleşik Termokapul Düzeneğine ait Teknik Resim (Sayfa 1/1)

2.5.1.20. Termokapul T-tipi yüzey sıcaklık sensörlü 20×20MM K.2MT(2×0,50TT) (Teknik özellikleri ile ilgili ayrıntılar 2.5.2.20. nolu bölümdeki proforma faturada gösterilmiştir.)

2.5.1.21. Dana Karaciğeri (30 kg) (Teknik özellikler bulunmamaktadır.)

2.5.1.22. Kırtasiye (Teknik özellikler bulunmamaktadır.)

2.5.2. Cihazın Tahmini Fiyatını Gösteren Faturalar:
2.5.2.1. Kriyoterapi Cihazı (1 nolu proforma faturada yer almaktadır.)

TEKLİF MEKTUBU

Teklif No : 1701018
Teklif Tarihi : 03.01.2017
Teklif Sahibi : İsmail AKTÜRK
Revizyon Tarih
Revizyon No

Erkan KIZILIRMAK

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Kat:4 Eti
Mah. Yükseliş Sok. No:5 06570 Maltepe
Ankara-Türkiye

Tel : 0 533 617 03 40
Fax :

Konu : Kryo Terapi Cihazı

Sayın : .

Talep etmiş olduğunuz cihazlar ile ilgili teklifimiz aşağıda bilgilerinize sunulmuştur.

| No | Ürün Kodu | Ürün Adı | Miktar | Birim | Kdv (%) | Birim Fiyat | Tutar | |
|----|-----------|--|--------|-------|---------|-----------------------|----------|----|
| 10 | KRY-10S | KRYO TERAPİ CİHAZI, SEHPASI VE TÜPÜ İLE BİRLİKTE | 1 | AD | 8 | 4.680,00 | 4.680,00 | TL |
| | | | | | | Toplam : | 4.680,00 | TL |
| | | | | | | Kdv Toplamı : | 374,40 | TL |
| | | | | | | Genel Toplam : | 5.054,40 | TL |

Garanti Süresi : 2 Yıl

Teslim Süresi : 4 Hafta

Teslim Şekli : Ücret Alıcı

Ödeme Şekli :

Geçerlilik : 01.01.2030 (4746 gün)

Açıklama : Bu teklif sipariş onayı verilmesi halinde taraflar arasında yapılan bir sözleşme niteliğindedir.

Bu teklif elektronik ortamda
gönderildiğinden kaşe-imza yer
almamaktadır.
**Sipariş Onayı
Kaşe-İmza**

Tarih...../...../.....

Banka Bilgisi :

Halkbank Merkez Şube

Iban No (TL) : TR37 0001 2009 1940 0010 2604 89
Iban No (EUR) : TR16 0001 2009 1940 0058 0000 96

Türkiye Finans Katılım Bankası Ankara Şubesi

Iban No (TL) : TR31 0020 6000 0100 0478 7200 02
Iban No (EUR) : TR47 0020 6000 0100 0478 7201 02

Ziraat Bankası Balgat Girişimci Şubesi

Iban No (TL) : TR42 0001 0022 7138 7859 6250 33
Iban No (EUR) : TR85 0001 0022 7138 7859 6250 35

☐ E- Fatura mükellefiyiz

☐ E- Fatura mükellefi değiliz

2.5.2.2. Peristaltik Pompa (2 nolu proforma faturanın 1. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.3. Silikon Hortum 6.4 mm x 1.6 mm (İç çap x Et kalınlığı) (2 nolu proforma faturanın 2. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.4. Esnek tüpler için çap düşürücü (6.4 mm'den 4mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 3. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.5. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 3.2mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 4. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.6. Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 2.4mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 5. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.7. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 1.6mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 6. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.8. Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 2.4mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 7. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.9. Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 1.6mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 8. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.10. Eşit bacaklı Y-konnektör (1.6mm'den 1.6mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 10. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.11. Eşit bacaklı Y-konnektör (2.4mm'den 2.4mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 11. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.12. Eşit bacaklı Y-konnektör (3.2mm'den 3.2mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 12. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.13. Eşit bacaklı Y-konnektör (4mm'den 4mm'ye) (2 nolu proforma faturanın 13. sırasında yer almaktadır.)



Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü Kat:4 Eti Mah.
Yükseliş Sok. No:5 06570 Maltepe/ANKARA
Sn. Erkan KIZILIRMAK dikkatine,

Tarih : 19/06/2017
Referans : 0617-BE-0277r1

Proforma

| No | Parça No | Tanımı | Miktar | Birim Fiyat (GBP) | Toplam Fiyat (GBP) |
|----|---------------|--|---------|-------------------|--------------------|
| 1 | 030.3134.3DE | Watson-Marlow marka 323S/D model peristaltik pompa <ul style="list-style-type: none">• 24 saat kesintisiz çalışmaya uygun, karbon fırçasız, bakım gerektirmeyen sessiz çalışan DC motor.• 3 roller'lı 313D pompa başlığı ile birlikte.• İstenildiğinde pompa başlığı ilavesiyle 5 kanala kadar çalışma imkanı.• 1 rpm hassasiyette 3 - 400 rpm dijital ayarlı hız kontrolü.• Kullanılan tubinge göre akış | 1 Adet | 1.639,25 | 1.639,25 |
| 2 | 913.A064.016 | Watson Marlow Silikon Hortum 6,4 mm x 1,6 mm (İç çap x Et kalınlığı) 5 metre / paket | 1 paket | 69,00 | 69,00 |
| 4 | N025/013-6005 | Watson Marlow Straight reductions For flexible tubing 4mm to 3,2mm | 5 adet | 4,75 | 23,75 |
| 5 | N230/220-6005 | Watson Marlow Straight reductions For flexible tubing 3,2mm to 2,4mm | 4 adet | 5,25 | 21,00 |

TERRALAB LABORATUVAR MALZEMELERİ SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Merkez: Çetin Emeç Bulvarı, 1328. Sokak No: 14 / 9 - A.Öveçler 06460 ANKARA

Tel : 0312 472 73 96 - 2 hat / Faks: 0312 472 73 98

İstanbul Tel: 0216 327 52 70 / Faks: 0216 327 57 02

<http://www.terralab.com.tr> • info@terralab.com.tr

1/2

2 nolu Proforma Fatura (Sayfa 1/2)



| | | | | | |
|-----------------------------|---------------|--|--------|------|---------|
| 6 | N025/004-6005 | Watson Marlow Straight reductions For flexible tubing 4mm to 1,6mm | 2 adet | 4,70 | 9,40 |
| 7 | N025/007-6005 | Watson Marlow Straight reductions For flexible tubing 4mm to 2,4mm | 3 adet | 4,80 | 14,40 |
| 8 | N013/004-6005 | Watson Marlow Straight reductions For flexible tubing 3,2mm to 1,6mm | 2 adet | 4,35 | 8,70 |
| 10 | Y210-6005 | Watson Marlow Y-connectors, equal legs 1,6mm to 1,6mm | 3 adet | 6,50 | 19,50 |
| 11 | Y220-6005 | Watson Marlow Y-connectors, equal legs 2,4mm to 2,4mm | 3 adet | 6,50 | 19,50 |
| 12 | Y230-6005 | Watson Marlow Y-connectors, equal legs 3,2mm to 3,2mm | 3 adet | 6,50 | 19,50 |
| 13 | Y240-6005 | Watson Marlow Y-connectors, equal legs 4mm to 4mm | 2 adet | 8,00 | 16,00 |
| Toplam Teslim Fiyatı | | | | | 2235,75 |
| Özel İndirimli Toplam Fiyat | | | | | 1860,00 |

Fiyatlara KDV(%18) dahil değildir.

Fiyatlar İngiliz Sterlini(GBP) üzerinden verilmiş olup, fatura tarihindeki geçerli TCMB döviz satış kuru üzerinden Türk Lirası'na (TL) çevrilecektir.

Ödeme teslimatta peşin olarak yapılacaktır.

Malzeme siparişi izleyen 8-10 haftada teslim edilir.

Teklifimiz 30 gün için geçerlidir.

TERRALAB LABORATUVAR MALZEMELERİ SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Merkez: Çetin Emeç Bulvarı, 1328. Sokak No: 14 / 9 - A.Öveçler 06460 ANKARA

Tel : 0312 472 73 96 - 2 hat / Faks: 0312 472 73 98

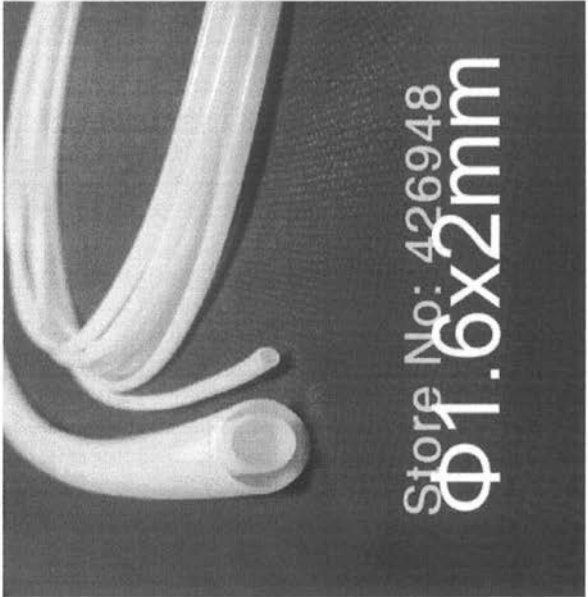
İstanbul Tel: 0216 327 52 70 / Faks: 0216 327 57 02

<http://www.terralab.com.tr> • info@terralab.com.tr

2 / 2

2 nolu Proforma Fatura (Sayfa 2/2)

2.5.2.14. İç çapı 1.6 mm dış çapı 2.0 mm teflon laboratuvar hortumu (3 nolu faturada yer almaktadır.)



TEFLON KANAL 1,6 X 2,0 mm, 10 m
INTERNET ADDRESS : <https://tr.aliexpress.com/item/ID-1-6mm-OD-2mm-10m-Length-PTFE-Tubing-Tube-Pipe-hose-1-6x2mm-PFA/1777846568.html?spm=2114.49010508.4.141.7F2bTG>
TOTAL PRICE : 25,22-USD

KİMLİK 1.6mm OD 2mm 10 m Uzunluk PTFE TEFLON Boru Boru hortum,
1.6x2mm PEP PFA F46 F4 kılcal tüp 3D yazıcı
Açık İngilizce orijinal başlığı görüntüle

Fiyat: **US \$25.22** / parti 10 Metre / parti , US \$2.53 / Metre

Gönderim: **Ücretsiz Gönderi e/a Turkey aracılığıyla AliExpress Standard Shipping**
Teslimat: 20-31 günler

Adet: **1** + parti (988 partiler available)

Toplam Fiyat: **US \$25.22**

Şimdi Al **Sepete Ekle**

İstek Listesine ekle (3 Reklamları)

İade Politikası: Ürün tanımlandıktan farklı ise iadeler kabul edilir, geri gönderi ücretini alıcı öder; ya da ürünü alıcıya ve satıcı ile para iadesi üzerine anlaşılır.
Detayları görüntüle

Satıcı Zamanında Teslimat
Garantileri: **60 günler**

Ödeme: **VISA** **MasterCard** **Western Union** Bank Transfer Daha çok görüntüle

2.5.2.15. İç çapı 2.4 mm dış çapı 3.0 mm teflon laboratuvar hortumu (4 nolu faturada yer almaktadır.)

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

Condition: New
Quantity: 1
More than 10 available
194 sold

Buy it now
Add to basket

£4.64

Add to Watch list
15 watching

Add to collection
★

13 Inquiries

Experienced seller

194 sold

Collect 4 Nectar points
Get Stamped | Conditions

Postage: £3.83 Standard Delivery | See details
See details about international postage here
Item location: Warrington, Cheshire, United Kingdom
Pots to: Worldwide

Delivery: Dispatched within 1 day
Estimated between Thu. 13 Apr. and Tue. 25 Apr.

Payments: PayPal | Visa | Mastercard | American Express | Debit Card | Bank Transfer | See payment information

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

INTERNET ADDRESS : <http://www.ebay.co.uk/itm/PTFE-Teflon-Tubing-2.4mm-Internal-Bore-0.3mm-O-D-TW11-Per-Metre-/251131970985>

£4.64 + Postage: £3.83 Standard Delivery

TOTAL PRICE : 8.47-GBP

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

Condition: New
Quantity: 1
More than 10 available
194 sold

Buy it now
Add to basket

£4.64

Add to Watch list
15 watching

Add to collection
★

13 Inquiries

Experienced seller

194 sold

Collect 4 Nectar points
Get Stamped | Conditions

Postage: £3.83 Standard Delivery | See details
See details about international postage here
Item location: Warrington, Cheshire, United Kingdom
Pots to: Worldwide

Delivery: Dispatched within 1 day
Estimated between Thu. 13 Apr. and Tue. 25 Apr.

Payments: PayPal | Visa | Mastercard | American Express | Debit Card | Bank Transfer | See payment information

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

INTERNET ADDRESS : <http://www.ebay.co.uk/itm/PTFE-Teflon-Tubing-2.4mm-Internal-Bore-0.3mm-O-D-TW11-Per-Metre-/251131970985>

£4.64 + Postage: £3.83 Standard Delivery

TOTAL PRICE : 8.47-GBP

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

Condition: New
Quantity: 1
More than 10 available
194 sold

Buy it now
Add to basket

£4.64

Add to Watch list
15 watching

Add to collection
★

13 Inquiries

Experienced seller

194 sold

Collect 4 Nectar points
Get Stamped | Conditions

Postage: £3.83 Standard Delivery | See details
See details about international postage here
Item location: Warrington, Cheshire, United Kingdom
Pots to: Worldwide

Delivery: Dispatched within 1 day
Estimated between Thu. 13 Apr. and Tue. 25 Apr.

Payments: PayPal | Visa | Mastercard | American Express | Debit Card | Bank Transfer | See payment information

PTFE Teflon Tubing - 2.4mm Internal Bore 0.3mm O.D. TW11 Per Metre

INTERNET ADDRESS : <http://www.ebay.co.uk/itm/PTFE-Teflon-Tubing-2.4mm-Internal-Bore-0.3mm-O-D-TW11-Per-Metre-/251131970985>

£4.64 + Postage: £3.83 Standard Delivery

TOTAL PRICE : 8.47-GBP

4 nolu Fatura (Sayfa 1/1)

2.5.2.16. İç çapı 3.2 mm dış çapı 4.0 mm teflon laboratuvar hortumu (5 nolu faturada yer almaktadır.)

2meters OD 4mm ID 3.2mm Teflon PTFE Tube Bowden tubing f/ 3.0mm Chimera 3D Print

Item condition: **New**

Quantity: 10 available / 3 sold

Price: **US \$8.25**

Buy it Now

Add to cart

☐ Add to watch list
☒ Add to collection

Free Shipping

30-day Returns

New Condition

Top-rated seller

3dprinterhut (1165 ★)

98.7% Positive feedback

- Consistently receives highest buyers' ratings
- Ships items quickly
- Has earned a track record of excellent service

Follow this seller

Visit store: [3dprinterhut](#)

See other items

PayPal

IS THE RECOMMENDED WAY TO PAY ON EBAY

It's safer, faster and easier. Why not open a free PayPal account now?

Learn more

SIGN UP NOW

Shipping: FREE Economy International Shipping | [See details](#)
International items may be subject to customs processing and additional charges.

Delivery: Estimated between **Mon, Apr. 24** and **Mon, May. 15**
Seller ships within 2 days after receiving cleared payment.

Payments: **PayPal** | **VISA** | **MasterCard** | **Discover**
Processed by PayPal

Returns: 30 days money back, buyer pays return shipping | [See details](#)

Guarantee: **ebay MONEY BACK GUARANTEE** | [See details](#)
Get the item you ordered or get your money back. Covers your purchase price and original shipping.

2meters OD 4mm ID 3.2mm Teflon PTFE Tube Bowden tubing f/ 3.0mm Chimera 3D Print

INTERNET ADDRESS : <http://www.ebay.com/itm/2meters-OD-4mm-ID-3-2mm-Teflon-PTFE-Tube-Bowden-tubing-f-3-0mm-Chimera-3D-Print-/262700608934>

TOTAL PRICE : US \$8.25

ORKİM**KİMYEVİ MADDELER TİC. LTD. ŞTİ****ORKİM KİMYEVİ MADDELER TİCARET LİMİTED ŞİRKETİ**

Oğuzlar Mahallesi 1379 Sok. No: 13/7 Balgat- Ankara / Türkiye

Tel: (0312) 286 40 70 (pbx) Faks: (0312) 205 50 30 -284 47 80

Web: www.orkim.com.tr - www.orkim.com.tr - www.kimyaevi.org

www.mikrobiyoloji.org - www.laboratuvarguvenligi.com

E-Posta : siparis@orkim.com.tr - teklif@orkim.com.tr - ithalat@orkim.com.tr

ORKİM FİYAT TEKLİFİ

| | | |
|--|---|--|
| Sayın Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü (991168) | Teklifi Veren E-Posta Tarih Evrak No Teklifi İsteyen E-Posta Referans No Telefon Faks | Seçil Kabasakal / 117 seccil@orlab.com.tr 23.03.2017 15:39 SC 001176 Erkan KIZILIRMAK erkankizilirmak@gmail.com () -312 |
| Çankaya/Ankara | | |

| Sıra No | Talep No | Mal Adı | Marka | Mal Kodu | Ambalaj | Mevcut Miktar | Kalan Miktar | Toplam Miktar | Birim | Birim Fiyatı | Tutar | % Kdv | Y |
|------------|-------------|----------------------------|-------|----------|---------|------------------|-----------------|------------------|-------|--------------|---------|----------|---|
| 1 | | PTFE Teflon Hortum, 4x5 mm | D&N | F411350 | 1 Mt. | 1 | 0 | 1 | Mt | 11,00 ₺ | 11,00 ₺ | 18 | |

ÖDEME GÜNÜ : 0 GÜNDÜR**Lütfen Siparişlerinizi Almış Olduğunuz Teklife İstinaden Evrak No'yu Belirterek Gönderiniz.**

Notlar: Fiyatlarımız 07.04.2017 tarihine kadar geçerlidir. Stok opsiyonumuz yoktur.

- 1 SATIŞLARIMIZ PEŞİNDİR.
- 2 MEVCUT MİKTAR** TEKLİF VERİLDİĞİ ANDAKİ STOK MİKTARLARIMIZDIR. REZERVE İŞLEMİ YAPILMAMAKTADIR. SİPARİŞ ANINDA STOK MİKTARLARINDA DEĞİŞİKLİK OLABİLİR.
- 3 FİYATLARIMIZ NET BİRİM FİYATLARIDIR.
- 4 FİYAT İSTEMİ VE SİPARİŞLERİNİZİ FAKS VEYA MAIL İLE TEYİD ETMENİZİ RICA EDERİZ.
- 5 İTHALAT SİPARİŞLERİNİZDE AVANS OLARAK SİPARİŞ TUTARININ YARISI NAKİT ALINMAKTADIR.
- 6 SİPARİŞ TARİHİNDE MEVCUT OLMAYAN MALZEMELER 30-45 GÜN İÇİNDE TESLİM EDİLİR.

Açıklama 1:

Mal Bedeli

TL Toplamı 11,00 ₺

KDV Tutarı %18 1,98 ₺

Genel Toplam 12,98 ₺

2.5.2.18. Sirkülatörlü su banyosu (6 L'LİK) (7 nolu proforma faturanın 1. sırasında yer almaktadır.)



PRİZMA LABORATUAR ÜRÜNLERİ SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
4.Cadde 1317 Sokak No:2/1 A.Öveçler ANKARA
Tel: 0312 472 39 88 Faks: 0312 472 39 70
e-posta: info@prizmalab.com web: www.prizmalab.com

TEKLİF ÖZETİ

Firma Adı : GAZİ ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Adres : G.Ü Müh-Mimarlık Fak.Eti Mah.Yükseliş
Sok.Maltepe
ANKARA
İlgili : ERKAN KIZILIRMAK

Tarih : 28.03.2017
Referans : HILA-AKVHRR

Teklif Konusu : SİRKÜLATÖRLÜ SU BANYOSU

01-THERMO SİRKÜLATÖRLÜ SU BANYOSU

| | STOK KODU | AÇIKLAMA | MİKTAR | BİRİM FİYAT | TUTAR |
|----|------------|----------------|--------|-------------|-------------|
| 01 | PR-1522061 | SC100-S6T 230V | 1 ADET | 5.750,00 | 5.750,00 TL |
| 02 | PR-1532061 | SC150-S6T 230V | 1 ADET | 7.400,00 | 7.400,00 TL |

TEKLİF ŞARTLARI

- 1.Fiyatlarımıza KDV (%18) dahil değildir.
- 2.Fiyatlarımız 30 gün geçerlidir.
- 3.Teslim süresi: Kesin siparişten sonra 6-8 Hafta.
- 4.Ödeme: Teslimde peşin.
- 5.Fiyatlarımız EURO olup ödeme tarihindeki Yapı Kredi Bankası efektif satış kurundan TL'ye çevirilir.

PRİZMA LABORATUAR ÜRÜNLERİ SANAYİ VE TİCARET LTD. ŞTİ.

2.5.2.19. 5 adet T-tipi termokapuldan oluşan birleşik termokapul düzeneği (8 nolu proforma faturanın 1. sırasında yer almaktadır.)

2.5.2.20. Termokapul T-tipi yüzey sıcaklık sensörlü 20×20MM K.2MT(2×0,50TT) (8 nolu proforma faturanın 2. sırasında yer almaktadır.)

Kontak Noktası - Sedat Aksoy

Endüstriyel Ölçüm Kayıt Kontrol Enstrümanları ve Sistemleri San.Tic.
Yakuplu Mah.188.Sk.Koyunlu Ap.No:1/A Beylikdüzü / İstanbul
Beylikdüzü VD. 63829209672

Telefon : (0212) 876-8687

Faks : (0212) 876-1789

7/24 Gsm : 0507 705-6186

E-Mail : info@kontaknoktasi.com.tr

İnternet : www.kontaknoktasi.com.tr / www.trtech.biz

**Kontak
Noktası**
Endüstriyel Ölçümler
TRTECH

*Sıcaklık Ölçüm Sensörleri, Kayıt Kontrol Enstrümanları
Bazal Değer Güvenliği ve İzleme Sistemleri*

Firma Bilgileri

Kodu
Ünvanı **Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Erkan Kızılırmak**
Makine Mühendisliği Bölümü Kat:4 Eti Mah.
Adres **Yükselis Sok. No:5 06570 Maltepe/ANKARA**

Tel **(0533) 617-0340**
Faks
Vergi Dairesi
Vergi Numarası

**PROFORMA
FATURA**

Düzenleme Tarihi **30 / 03 / 2017**
Fatura Vade **30 / 03 / 2017**
İrsaliye No.

| Açıklama | Miktar | Birim | Birim Fiyat | Tutar |
|--|--------|-------|-------------|--------|
| BİRLEŞİK TERMOKUPL DÜZENEGİ | 1 | ADET | 432,7180 | 432,72 |
| TERMOKUPL T_TİPİ YÜZEY SICAKLIK SENS. 20X20MM K.2MT(2X0,50TT) | 1 | ADET | 62,9408 | 62,94 |
| EUR/TRY 1 EURO : 3,9338 TL | | | | |

kontaknoktasi.com.tr/termoslok.net/termoeleman.com

YALNIZ **BESYÜZSEKSENDÖRT TL SEKSENSEKİZ KR.**

* İşbu fatura muhteviyatı, mal ve faturanın ibrazından itibaren 8 gün içinde ifraz edilmediği takdirde aynen kabul edilmiş sayılır.

* Vadesinde ödenmeyen faturalar için aylık %vade farkı uygulanır.

| Önceki Bakiyeniz | Fatura Tutarı | Şimdiki Bakiyeniz |
|------------------|------------------|-------------------|
| 0,00 TL | 584,88 TL | 584,88 TL |

| | |
|--------------|---------------|
| Toplam | 495,66 |
| Kdv | 89,22 |
| Genel Toplam | 584,88 |

Banka Hesap Numaralarımız :

İş Bankası Hadimköy Şb. / 1224 : Hesap, 19678 (TL) IBAN : TR47 0006 4000 0011 2240 0196 78

8 nolu Proforma Fatura (Sayfa 1/1)

2.5.2.21. Dana Karaciğeri (30 kg) (9 nolu faturada yer almaktadır.)

MIGROS TİCARET A.Ş.
MIGROS ANKARA TANDOĞAN SATIŞ MAGAZASI
G.M.K. BULVARI NO:138
TANDOĞAN/ANKARA TEL:0(850)310 2117
BÜYÜK MUKELLEFLER V.D.6220529513
http://www.migros.com.tr
MERKEZ ADRESİ: ATATÜRK MAH. TURGUT ÖZAL
BULV. NO:7 ATAŞEHİR/İSTANBUL
MERSİS NO: 0622052951300016

TARİH:05/04/2017 SAAT:13:42
MALİ OLMAYAN FİŞ NO: 93

MALİ DEĞERİ YOKTUR

**E-ARSİV FATURA
BİLGİ BELGESİ**

BU BELGEYE İSTİNADEN 10720024807170405
İŞLEM REFERANS NUMARASI İLE
20612352540 - ERKAN KIZILIRMAK
ADINA E-ARSİV FATURASI DÜZENLENECEKTİR.

İSBU BELGE ÜZERİNDEKİ İMZA İLE
433 SERİ NO.LU VUK GT GEREĞİ
İRSALİYE VERİNE GECER.

| | | |
|------------------|-------------|-------|
| 0,100KG X | 32,95 TL/KG | |
| DANA CİĞER | %8 | *3,30 |
| | ARATOP | *3,30 |
| TOPKDV | | *0,24 |
| TOPLAM | | *3,30 |
| #515755*****9048 | ORTAK POS | *3,30 |
| KDV %8 | *0,24 | *3,30 |

BU BELGE İÇİN OLUŞTURULAN
E-ARSİV FATURASINA,
<https://earsiv.migros.com.tr>
ADRESİ ÜZERİNDEN,
BU BELGE ÜZERİNDEKİ
REFERANS NO VE VKN/TCKN NUMARASI
GİRİLEREK ALISVERİS TARİHİNİ
TAKİP EDEN GÜNDEN İTİBAREN ULASILABİLİR.

BU BİLDİRİM TTK NEZDİNDE
TEBLİĞ HÜKMÜNDİR.

KASİYER 008 KEYSER ASLANBAS
.4807 1072/002/008 + 05/04/17 13:43 AC-00

EKU NO:8

Z NO:2388

MALİ DEĞERİ YOKTUR
TQ 43496517

9 nolu Fatura (Sayfa 1/1)

2.5.2.22. Kırtasiye (10 nolu proforma faturada yer almaktadır.)



Firma : ** Erkan KIZILIRMAK

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü Kat:4 Eti Mah.
Yükseliş Sok. No:5 06570 Maltepe/ANKARA

Tarihi : 05.04.2017

PROFORMA FATURA

Yetkili : Erkan KIZILIRMAK

Telefon :

Faks :

| | |
|-----------------|------------------|
| Teslimat Tarihi | 05.04.2017 |
| Ödeme Şekli | Peşin Ödeme (KU) |

| Ürün | KDV% | Miktar / Birim | Birim Fiyat | Tutar |
|--|------|----------------|-------------|-------|
| COPİER BOND FOTOKOPİ KAĞIDI A4 80GR/M2 500LÜ | 8 | 1 PAKET | 14,29 | 14,29 |
| NOKİ MEMO YAP. NOT KAĞ. 38X51MM SARI 100 X 12Lİ | 18 | 1 ADET | 11,15 | 11,15 |
| LEİTZ 1010 PLASTİK KLASÖR GENİŞ MAVİ | 18 | 1 ADET | 13,94 | 13,94 |
| NOKİ 4820 HD TELLİ DOSYA MAVİ 25Lİ | 18 | 1 ADET | 13,51 | 13,51 |
| ESSELTE 414170 AYRAÇLI A4 POŞET DOSYA 12 SAYFA | 18 | 1 ADET | 20,38 | 20,38 |
| ESSELTE 6320 SUNUM DOSYASI 20SAYFA MAVİ | 18 | 1 ADET | 8,97 | 8,97 |
| ESSELTE AYRAÇ A4 10 RENK | 18 | 1 PAKET | 3,88 | 3,88 |
| NOKİ 59029 HD AYRAÇ A-Z HARF | 18 | 1 ADET | 5,47 | 5,47 |
| MAS 523 PERFORE EVRAK RAFI GRİ 3LÜ | 18 | 1 ADET | 56,19 | 56,19 |
| ESSELTE 3901 KAPAKLI CEPLİ SEKRETERLİK MAVİ | 18 | 1 ADET | 15,53 | 15,53 |
| ESSELTE 610-3 MAKAS (17.7CM) | 18 | 1 ADET | 6,29 | 6,29 |
| MAS 565 METAL AĞIZLI BÜYÜK BOY MAKET BİÇAĞI | 18 | 1 ADET | 4,97 | 4,97 |
| MAX ZIMBA TELİ NO:24/6 1000Lİ | 18 | 1 ADET | 1,63 | 1,63 |
| LEİTZ 5590 TEL SÖKÜCÜ | 18 | 1 PAKET | 5,67 | 5,67 |
| LEİTZ 5500 ZIMBA MAKİNASI 24/6 MAVİ | 18 | 1 ADET | 44,74 | 44,74 |
| STD P-300 GÜÇ TASARRUFLU DELGEÇ SİYAH (30 SAYFA) | 18 | 1 ADET | 50,05 | 50,05 |
| MAS 210 ATAŞ NO:1 100LÜ | 18 | 1 PAKET | 0,99 | 0,99 |
| PRİTT STICK YAPIŞTIRICI 10GR | 18 | 1 ADET | 2,44 | 2,44 |
| HATAS 0200 GENİŞ MİKA BÜRO CETVELİ 50CM | 8 | 1 ADET | 10,75 | 10,75 |
| FABER CASTELL 7082 PLASTİK SİLGİ MAVİ BEYAZ 2Lİ | 8 | 1 ADET | 2,63 | 2,63 |
| PILOT V5 GRİP İÇNE UÇLU KALEM MAVİ | 18 | 1 ADET | 8,75 | 8,75 |
| ROTRING RAPİD VERSATİL KALEM (0.5MM) BORDO | 18 | 1 ADET | 26,96 | 26,96 |
| TOMBOW MİN KALEM UCU (0.5MM) 2B | 18 | 1 ADET | 0,90 | 0,90 |
| UMUR 2003 SPİRALLİ DEFTER A4 KARELİ 72 YAPRAK | 8 | 1 ADET | 4,75 | 4,75 |

Akal Kurumsal Hizmetler Tic. A.Ş.

Doğan Araslı Cad. No:149/35 Esenyurt /

Tel: 0850 220 60 70 Faks: (212) 259 49 43



Firma : ** Erkan KIZILIRMAK

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü Kat:4 Eti Mah.
Yükseliş Sok. No:5 06570 Maltepe/ANKARA

Tarihi : 05.04.2017

PROFORMA FATURA

Yetkili : Erkan KIZILIRMAK

Telefon :

Faks :

| | |
|-----------------|------------------|
| Teslimat Tarihi | 05.04.2017 |
| Ödeme Şekli | Peşin Ödeme (KU) |

| Ürün | KDV% | Miktar / Birim | Birim Fiyat | Tutar |
|----------------|------|----------------|-------------|----------|
| | | | | |
| FATURA TOPLAMI | | | | : 334,83 |
| KDV'siz Toplam | | | | : 334,83 |
| KDV Toplamı | | | | : 57,02 |
| Genel Toplam | | | | : 391,85 |

Yalnız : ÜçYüzDoksanBir TL SeksenBeş Kuruş

BİLGİ VE DEĞİŞİKLİKLER İÇİN TELEFON: 0850 220 60 70

Akal Kurumsal Hizmetler Tic. A.Ş.

Doğan Araslı Cad. No:149/35 Esenyurt / İstanbul

Tel: 0850 220 60 70 Faks: (212) 259 49 43

10 nolu Proforma Fatura (Sayfa 2/2)

3. Diğer Bilgiler

3.1.1.

Bu çalışmada, kriyo-dondurma yöntemiyle yapılan kanser tedavisi esnasında tümörlü dokudaki ve bu dokuya yakın bir bölgede bulunan büyük kan damarlarındaki bio-ısı transferinin farklı damar yapılarında ve sayısında bulunan dokular için sıcaklık ve akış ölçümü ile akış görüntüleme ve dondurulan bölgedeki donma alanı büyüklüğüne olan etkisi deneysel olarak incelenecektir.

Klasik biyo-ısı transferi denklemi, genel ısı difüzyon denklemine benzemektedir. Kan ile doku arasındaki ısı transferi vücudun kan mikro dolaşım sisteminde gerçekleşir. Metabolizma, enerjiyi üreten hücrelerde gerçekleşen kimyasal reaksiyonlar ve yaşamı sürdürmek için gerekli olan temel materyal olarak tanımlanır. Literatürde belirli bir vücut kütlesi ve aktivitesi için metabolik süreçten dolayı oluşan ısıнын nispeten sabit olduğu gözlemlenmiştir (Deng, Z., Liu, J., Wang, H. 2008).

Damar içinde akan kanın hızının ve buna bağlı sıcaklık etkisinin değişimi, damarın dallanma sayısına bağlı ısı transfer yüzeyinin artışı ile optimum kriyo-dondurma işleminde gerekli olan sıcaklık ve donma alanı verileri Şekil 2’de gösterilen (bkz. sayfa 4) dallanmış bir atar damar yapısını ve boyutlarını veren damar çapı (D), damar uzunluğu (L), dallanmış damarlar arası açı (α) ve dallanmış damarlar arası mesafe (s) olmak üzere farklı damar yapısı parametrelerine bağlıdır.

Literatürde deneysel olarak yapılmış ve kriyoterapi uygulanan içerisinde büyük damarlar ve doku/tümör bulunan bölgelerin sıcaklık gelişimleri incelenecek olup ilk olarak literatürde bulunan mevcut sonuçlar ile bu çalışmada yapılacak deneysel sonuçlar birbiriyle kıyaslanarak doğruluğu gösterilecektir.

Bunun içinde doğruluğu gösterilen deney sonuçları sonrasında literatürde bulunmayan ve daha önceden çalışılmamış labaratuvar deneyleri yapılacak ve farklı damar yapısı, sayısı ve farklı tümör konumları için optimum kriyo-dondurma işlemi için gerekli olan sıcaklık ve donma alanı verileri çıkarılacaktır.

Doğruluğu ispatlanan modelde, optimum kriyo-dondurma işlemi için gerekli şartlar mühendislik açısından belirlenmeye çalışılacak ve cerrahlar için özelleştirilmiş bir uygulama planı içinde yapılmasının sağlanması ile yapılan operasyonun başarı yüzdesinin artırılmasına katkıda bulunulması amaçlanmaktadır.

Craciunescu ve Clegg (2001) yaptıkları çalışmada kan dolaşımı titreşimlerinin biyolojik ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuçlar şunu göstermektedir: titreşen eksenel hız titreşen sıcaklık dağılımı üretir; Akışın tersi, aortda ve büyük damarlarda meydana gelir ve sıcaklık profilinde önemli zaman değişimleri meydana gelir. Titreşim oranının değiştirilmesi, büyük damarlar için damar çapı ve kan arasındaki enerji taşımacılığında bir değişiklik getirmektedir. Atım hızı ile atıl kan akış hızı nedeniyle zaman ortalamalı kararsız ısı dağılımı arasında küçük bir fark olduğu göz önüne alındığında, biyolojik ısı transferini tahmin etmek için titreşimsiz kan akış hızını varsaymak mantıklıdır.

Monte Carlo yöntemi, kanserli hiperterminin tedavi planlamasında genellikle karşılaşılan doğrudan bio-ısı transfer problemlerini çözmek için uygulanmaktadır. Çeşitli zaman veya konuma bağlı sınır koşulları, kan dolaşımı, metabolik hız ve dokular için hacimsel ısı kaynağı ile biyolojik cisimlerin içindeki sıcaklık geçişleri için Deng ve Liu (2002) tarafından çeşitli algoritmalar geliştirilmiştir. Parametrik hesaplamalar, mevcut

Monte Carlo algoritmalarının teknik uyarlanabilirliğini test etmek için yapılmıştır. Elektromanyetik ısınlama ile üretilen hacimsel ısı oluşum hızını ve oluşan sıcaklık dağılımını hesaplamak için Thiebaut ve Lemonnier (2002) heterojen ortamda üç boyutlu sayısal bir model geliştirilmiştir. Dokulardaki elektromanyetik güç birikimi frekans bölgesindeki Maxwell alan denklemleri çözerek incelenmiş ve termal süreç Pennes'in bio-ısı transfer denklemi ile tanımlanmıştır. Hedef, çevredeki sağlıklı dokularda 42°C'yi aşmadan tümörde mümkün olan en yüksek sıcaklığın elde edilmesidir. Çalışılan konfigürasyonlar bir tümörün derine gömülü olduğu pelvik bölge ile ilgilidir. Bölgesel hipertermi için bir tedavi planında optimizasyon rutininin etkinliğini bildirmişlerdir.

Khaled ve Vafai (2003) tarafından yapılan çalışmada akış ve biyolojik dokulardaki ısı transferi incelenmiştir. Biyo ısı denkleminin geliştirilmesi (biyolojik dokularda ısı transferi denklemi) ve biyo ısı denklemi ile ilişkili uygulamaların değerlendirilmesi analiz edilmiştir. Difüzyon uygulamalarının belirgin örnekleri ve konveksiyon ile momentum taşınımı bu çalışmada ele alınmıştır. Biyolojik dokularda ısı transferi için gözenekli ortam teorisinin, farklı biyo ısı modellere kıyasla daha az varsayım içerdiğinden en uygun yaklaşım olduğu ifade edilmiştir.

Deng ve Liu (2004) yaptığı çalışmada son zamanlarda dondurmaya dayanan yeni bir tümör yok etme modeli hemen ardından hızlı ve güçlü bir ısıtmanın geleneksel kriyoterapiden daha etkili ve esnek olduğu kanıtlandığı belirtilerek yapılan çalışmada birleşik dondurma ve ısıtmaya tabi tutulan biyolojik dokuların üç boyutlu (3-D) evre değişim problemlerini çözmek için etkin ısı kapasitesi yöntemine dayanan sayısal bir algoritma oluşturulmuştur. Mevcut algoritmanın birleşik kriyocerrahi ve hipertermi tedavisi için değerli bir tedavi planlama aracı olması beklenmiştir. Ying vd. (2004) yaptıkları çalışmada yaşayan dokuları çevreleyen damarlar içindeki kan dolaşım sıcaklığının genel olarak daha çok kan akış oranı ile ilgili olduğu ve özellikle bu dokular arasındaki ısı transferinde önemli bir rol oynadığını düşünmüşlerdir. Yaptıkları çalışmanın amacı, tek boyutlu bir termo-sıvı modeli ile vücut sıcaklığı üzerindeki kan akış hızının etkisini incelemek olarak belirtmişlerdir. Damar duvarlarının bükülme sertliğinin etkisinin yanı sıra kan viskozitesinin kan basıncı ve sıcaklığına etkisini incelemişlerdir.

Devashish ve Robert (2005) yaptıkları çalışmada damar-damar ve damar-doku ısı transferi hızları, genel Dirichlet sınır koşulları ile ilk etapta eşit olarak ısıtılmış, sonlu rastgele yerleştirilmiş iki dairesel damarın bulunduğu dairesel bir doku bölgesi için tanımlamış ve açıklayarak belirtmişlerdir. Sonuçlar ilk olarak hem damar-damar hem de damar-doku ısı transfer hızlarının damar duvarı sıcaklık dalgalanmalarının etkisinin önemli olduğunu göstermiştir. İkinci olarak, damar duvarı sıcaklık dalgalanmalarının aksine, dış doku sınırındaki dalgalanmaların sadece damar-doku ısı transfer oranını etkilediği, damar-damar ısı transfer hızlarını etkilemediği görülmektedir. Üçüncü olarak, damar duvarlarında ve dış doku sınırının şekil faktörleri üzerinde güçlü dalgalanmalar mevcut olduğunda dalgalanmanın şekline bağlı olduğu ve bunun çok özel bir problem oluşturduğu görülmektedir.

Kriyoablasyon prosedürü esnasında buz topunun kan damarlarının ve/veya büyük kan damarlarının kopmalarından kaynaklanan kanamaların bloke edilmesi sağlıklı dokulara veya organlara istenmeyen hasar verebilir. Deng ve Liu (2006) tarafından yapılan çalışmada kriyocerrahi tedavisi sırasında büyük kan damarlarının geçici doku sıcaklık dağılımları üzerindeki etkilerini incelemek için tümör hipertermi sırasında doku

sıcaklığının simülasyonunda yaygın olarak kullanılan bazı tipik kan damarı ağı modelleri uygulanmıştır. Sonuçlar, farklı kan damarı ağı modellerini belirli bir dondurucu patern için önemli derecede farklı sıcaklık geçişi ürettiğini göstermiştir. Büyük ve sıcak kan damarlarının ısıtılması nedeniyle hedeflerin yetersiz soğutulması, tümör hücrelerinin rejenerasyonuna yol açabilir.

Dondurma parametrelerinin manipülasyonunun amacı, çevredeki sağlıklı dokudaki kriyo yaralanmanın en aza indirgenmiş belirli bir uzaysal alan içindeki kanser hücrelerinin imhasını en üst düzeye çıkarmaktır. Bir karaciğer tümörü içindeki dondurma- çözülme kriyoterapi sürecine giren hücre yok etme oranını incelemek için Chua vd. (2007) tarafından bir analitik model geliştirilmiştir. Kalibre edilmiş model, farklı donma hızları, donma-çözülme döngüleri ve çok-problu dondurmanın, bir karaciğer tümöründeki hücre hasarına etkilerini incelemek için kullanılmıştır. Bu çalışmanın sonuçları, termal etkileri ve tümörlerde hücre yıkımının boyutunu içeren, optimize edilmiş bir kriyocerrahi protokolü tasarlamak için temel oluşturmaktadır. Khanafer vd. (2007) yapmış oldukları sayısal çalışmada titreşimli laminar akış ve ısıtma uygulamasının tek bir kan damarındaki ve hipertermi tedavisi gören tümör dokusundaki sıcaklık dağılımı üzerine etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada 50 ve 300 aralığında değişen Reynolds sayılarında bir fizyolojik dinlenme dalga formundan hem de bir sinüs dalga formundan yararlanılmıştır. Atar damar duvarı ortalama-hacim gözenekli ortam denklemleri kullanılarak modellenmiştir. Sonuçlar dalga seçiminin önemli ölçüde hipertermi tedavisi sırasında oluşan sıcaklık dağılımı ve ısı transfer oranı ile ilgili bulguları etkilediğini göstermiştir. Bu araştırmanın sonuçları büyük damarların hipertermi tedavisi gören dokuların ısı transferi özellikleri üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Stolwijk modeline dayalı olarak geliştirilen çok parçalı matematiksel bir model vücut kısımları ve çevresinde çıplak insanın termal ve düzenleyici tepkilerini araştırmak için Salloum vd. (2007) tarafından geliştirilmiştir. Çıplak vücut modeli giyim katmanları üzerinden ısı ve kütle difüzyonuna dayalı lifler tarafından nem emme özelliğine sahip giyim modeline entegre edilmiştir. Bu insan biyofiziksel modeli vücudun cilt, zar ve iç kısım sıcaklığı, ter oranları ve her vücut kısmında gerçekleşen kuru ve belirti göstermeyen ısı kayıpları gibi çıplak insanın geçici fizyolojik tepkilerini tahmin edebilen bir yeteneğe sahiptir. Hem çıplak hem de giyinik insan modeli tüm vücut ısı kazanç veya kayıpları için %8 den az bir doğruluk hassasiyetine; çıplak insan modeli cilt sıcaklığı değerleri için ise $\pm 0.48^{\circ}\text{C}$ aralığında da bir doğruluk hassasiyetine sahiptir. Hipertermi kanser tedavilerinde dokuya zarar vermemek için tümörü çevreleyen normal doku sıcaklığını belirli bir eşik değerin altında tutmak çok önemli bir sorundur. Bu durumda, tüm tedavi bölgesinin sıcaklık alanının elde edilme sürecini kontrol etmek önemlidir. Wang vd. (2007) yapmış olduğu bu çalışmada çok sayıda kan damarı ile gömülü üç katmanlı cilt yapısında en uygun sıcaklık dağılımını elde etmek için bir model ve sayısal bir yöntem geliştirmişlerdir. Isı elektromanyetik (EM) radyasyon ile iletilmiştir.

Biyolojik doku termal relaksasyon zamanı dikkate alınarak, Dai vd. (2008) Pennes modelini modifiye etmişlerdir. Cilt çok düzeyli kan damarları, atar damar ve toplardamar boyutları ile bir üç katmanlı gömülü dendritik ters akımlı olan üç boyutlu bir yapı olarak görülmekte olup çok düzeyli kan damarları içindeki kan akışı çok ölçekli ağaç biçimli ısı değiştiricilerine ait yapısal teoriye göre belirlemişlerdir. Deng vd. (2008) kriyocerrahi sırasında büyük damarların termal etkileri hem simüle edilmiş hem de hayvan

deneylerinin izlenmesinde kızıl ötesi termografi sistemi getirilerek deneysel olarak araştırmışlardır. Tüm deneyler için dondurma, sıvı nitrojenin geçtiği 5 mm çaplı bir kriyoprob ile sağlamışlardır. Hem simüle edilen hem de hayvan deneyleri büyük damarlarda akan kanın ısınma niteliğinin dik sıcaklık gradyanları üretebileceğini ve dondurulmuş dokularda yetersiz soğutma üretebileceğini ve bu nedenle kriyocerrahi sırasında tümörün başarısız öldürülmesine ciddi şekilde katkıda bulunabileceğini ileri sürmüşlerdir.

Manyetik akışkan hipertermi, hipertermi kanser tedavisinin yeni bir alt sınıfı olup çevredeki sağlıklı dokulara zarar vermeden seçilen bir tümörü ısıtma işlemidir. Bazı araştırmacılar, manyetik olarak aracılık edilen bir tümörün sıcaklık dağılımını, tümör içindeki nanoparçacıkların homojen dağılımını varsayarak incelemiştir (Chua, K. J., Chou, S. K. 2009). Kriyoterapinin ana amacı, tümörlü bir bölgenin yakınında tanımlanmış hücreleri öldürmektir. Biyolojik dokudaki hücreleri etkin bir şekilde öldürmek için, donma sırasındaki yaralanma üç boyutlu olarak düzenlenirken bazı kritik sıcaklık ve donma halleri aralıklarında soğutma/çözülme oranını kontrol etmek önemlidir. Chua ve Chou (2009) biyolojik bir sistem dondurularak-eritilerek ısıtma işleminin incelenmesi için bir model geliştirmişlerdir. Farklı dondurma-çözme döngüsü şemalarını uygulamanın biyolojik dokudaki buz-topu gelişimi ve sıcaklık profilleri üzerindeki etkilerini nicel olarak araştırmışlardır. Buna ek olarak modelin hayatta kalan hücre miktarı ile birleştirilerek biyolojik dokudaki hücre hasarının derecesi üzerinde de çalışmışlardır. Shi vd. (2009) tarafından yapılan çalışmada kan damarlarının biyolojik dokunun sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Kan damarları fraktal yöntemlerle damar ağaçları olarak kabul edilmiştir. Biyolojik doku gözenekli ortam olarak kabul edilir ve biyolojik dokuda faz değişiminde ısı aktarımı için sayısal bir model oluşturulmuştur. Kriyocerrahi sırasında damar ağacı geometrisinin biyolojik dokudaki faz değişiminin ısı transferi üzerindeki etkisi de analiz edilmiştir.

Huang vd. (2010) tarafından yapılan çalışmada hipertermi sırasında optimizasyon yapılırken emilen güç ve sıcaklık dağılımlarında kan damarlarının önemi araştırılmıştır. Tedavi edilen tümör bölgesi karşı bir damar ağı ile gömülmüş üç boyutlu bir (3D) doku modeli kullanılarak simüle edilmiştir. Çok düzgün olmayan bir ısı dağılımı bulunan bir tedavi bölgesinde kabaca yapılan optimizasyon çözümleme sonuçları kan damarlarının güçlü bir soğutma etkisine sahip olduğunu göstermiştir. Tüm vücut hipertermisi (WBH), malign tümörün tedavisinde umut verici bir yol olarak tanımlanmıştır. Biyolojik ısı transferinin tüm mekanizmaları arasında, kan akışı yoluyla taşınım insan vücuduna harici ısı iletilmesini kolaylaştırmak için oldukça etkili bir yol olarak hizmet etmiştir. Damar olarak zengin cildi WBH'yi bozulmayacak şekilde tercih edilen ısıyı yüklemek için Jia ve Liu (2010) tarafından kapsamlı bir şekilde değerlendirilme yapılmıştır. Spesifik olarak her bir elle ve ayak bölgesinin büyük bir bölümünü 20 W ile aşırı ısıtma, WBH sırasında çekirdek sıcaklığının 1°C'den daha fazla artmasına neden olmuştur ve sonuç olarak sırasıyla radyasyonlu WBH'de ve girişimsel WBH'de ısıtma süresini 0,6 saat veya 0,3 saate düşürmüştür. Ek olarak, radyasyondan kaynaklanan aşırı ısıtma yüzey soğutması ile arttırılabildiğinden 10 °C'de soğuk bir pedin verilen gücü ikiye katladığı ve böylece 0,3 °C'den daha fazla sıcaklık artışı olduğu elde edilmiştir. Majchrzak ve Tarasek (2010) tek kan damarı ve onu çevreleyen biyolojik doku arasındaki termal etkileşimlerini analiz etmişlerdir. Kan damarı boyunca kan sıcaklığındaki değişimi belirleyen denklem yeterli enerji dengesi temelinde formüle edilirken, doku içindeki sıcaklığını Pennes denklemiyle

tanımlamışlardır. Bu denklemler kan damarı duvarında verilen sınır koşuluyla birlikte verilmiştir.

Pratik olarak, enjekte edilen nanoparçacıklar genel olarak tümörün tamamında düzgün dağılmamakta ve nanopartiküller olmadan tümörün bazı kısımlarını bırakmaktadır. Chua (2011) çok damarlı dondurma modelini benimseyerek, düzensiz şekilli karaciğer tümörü için simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Seçilen matematiksel tedavi ve simülasyon tekniği, düzensiz şekilli tümörlerdeki kanser hücrelerini yok etmek için çok sayıda kriyoprob kullanılması gerektiğini göstermiştir. Bu çalışma, cerrahların tümörün şekil ve boyutundaki düzensizlik derecesine dayanarak en etkili cerrahi protokol hakkında bilinçli kararlar vermelerine izin vermek için gerekli bir çerçeve oluşturmaktadır. Peng vd. (2011) yaptıkları çalışmada ameliyatla çıkarma tekniklerinin kötü prognoza sahip cerrahi parça alma tekniklerine göre kanserli tümörlerin tedavisi için yaygın bir seçenek haline geldiği belirtilmiştir. Ancak, kapsamı ve ameliyat bölgesinin şekli hem ölçülmesi ve hem de doğru modellenmesi zor olan kan akması sonucu oluşan ısı kaybı nedeniyle önemli ölçüde etkilenebilir. Burada iki denklem birleştiğinde oluşan bir biyo-ısı modeli gözenekli bir ortam olarak dikkate alınan damar sistemi tarafından kan akışı ve çevresindeki biyolojik doku arasındaki ısı değişimini modellemek için sunulmuştur. Damar sisteminin farklı jenerasyonlarının soğutma etkisi modelde ayrı ayrı incelenmiştir.

Geleneksel olarak, en uygun güç biriktirme dağılımlarını belirlemek için basit bir birinci dereceden sıcaklık tabanına uyarlamalı güç düzenini kullanarak, olması muhtemel termal olarak önemli damarları dikkate almadan tümör bölgesi tedavi edilmiştir. Huang vd. (2012) tarafından yapılan bu çalışmanın amacı, tek bir büyük kan damarı dikkate alındığında bu yaklaşımın zorluğunu ortaya çıkarmak ve üzerine getirebilecek geleneksel olarak sıcaklık tabanı ile uyumlu güç düzeni için yedek olabilecek yeni bir hız düzeni önermektir. Güç düzenine uyumlu sonuçlar, termal olarak önemli kan damarının varlığı göz önüne alındığında tümör bölgesinde yüksek hassasiyetle en uygun ısı dağılımını veren hızlı bir yaklaşımın ve enerji yoğunluğu dağılımının sağlanmasını göstermiştir. Karaciğerdeki kan damarı sistemlerinin uygun geometrik bir modeli, kan akışını modellemek için organ ve organizmanın geri kalan kısmı arasındaki bağlantı için çok önemlidir. Schwen ve Preusser (2012) tarafından yapılan çalışmada farklı geometrik özellikler bakımından analizler yapılmıştır. Bu topolojik Strahler kan damarı ağının düzenlenmesi, istatistiksel testler ve ortalamayı içermektedir. Mevcut "Constrained Constructive Optimization" algoritmasının sonuçları gerçek kan damarı ağı verileri ile karşılaştırılmıştır. Temel amacı, termal olarak önemli kan damarlarındaki pulsatil kan akımı ve canlı dokuların termal olarak gevşeme zamanı ikilisinin termal tedaviler sırasında sıcaklık dağılımları üzerine etkisini araştırmak olan Shih vd. (2012) tarafından yapılan çalışmada katı dokularda ısı transferi yayılma hızının, deneylere göre aslında sonlu olduğu gerçeğini göz önüne alındığında, geleneksel Pennes biyoısı transferi denklemi (PBTE) bir dalga biyoısı iletimi denklemine (WBTE) modifiye edildiğinde denklem içeriğinde bulunan ve termal gevşeme zamanı ile karakterize edilen hem dalga taşınımının hem de difüzyonun birbirleriyle yarıştığı görülmüştür. Gevşeme zamanı büyük olduğunda dalga davranışı daha baskın olacaktır. Kan damarı akışı için bir enerji nakil denklemi ile birlikte WBTE birleştirilerek mevcut tümör kan damarı sisteminin sıcaklığının değişimini tanımlamak için kullanılmıştır ve denklemler sayısal olarak oldukça hassas doğruluk ölçüsüne sahip Chebyshev pseudospektral yöntemle

çözölmüştür. Mevcut çalışmada, önemli olduğu tahmin edilen ve kalp atışı ile oluşın kan akışı nabız frekansının termal davranış olarak, oldukça etkisiz olduğu ortaya çıkarılmıştır. Solovchuk vd. (2012) tarafından yapılan çalışmada karaciğer tümörlerinin yüksek yoğunlukla yapılan ultrason (HIFU) ile ortadan kaldırılması uygulaması sırasında kan damarlarının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Karaciğerdeki kanserli bölgenin sıcaklık alanını hesaplamak için üç boyutlu bir akustik-termal-akışkan bağlantı modeli simüle edilmiştir. Bu çalışmada, karaciğer tümörlerinin yüksek yoğunlukla yapılan ultrason (HIFU) ile ortadan kaldırılması uygulaması sırasında kan damarlarının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Karaciğerdeki kanserli bölgenin sıcaklık alanını hesaplamak için üç boyutlu bir akustik-termal-akışkan bağlantı modeli simüle edilmiştir. Bu üç boyutlu bağlantı çalışmasında büyük kan damarındaki hem konvektif soğutma hem de akustik akışın kan damarlarının yakınındaki sıcaklık alanını ve termal lezyonu önemli ölçüde değiştirebildiğı bulunmuştur. Zhao ve Chua (2012) tarafından yapılan çalışmada kriyoterapinin, kriyo-lezyonu indüklemek için son derece düşük sıcaklık kullanarak seçilemeyen tümörler için uygun bir tedavi olduğu bilinmekte olduğu bununla birlikte dokudaki büyük kan damarlarının hedef bölgede donması yetersiz kalabildiğı belirtilmektedir. Yapılan çalışmada, CT-taranmış görüntülerden alınan kompleks bir kan damarı ağına sahip tümörler özel olarak dondurularak dondurucu bir model geliştirilmiştir. Kullanılan model bir insan karaciğeri tedavisinde optimal bir kriyoterapinin incelenmesi için uygulanmıştır. 265K'deki ısı eğrisi hareketleri ve kan akımının termal etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre büyük damarların birbirine yakın olması bu damarların buz cephelerinin şeklini önemli ölçüde etkileyebileceğini, ancak ölümcül sıcaklık sınırının gelişimi üzerinde daha az etkili olduğunu göstermiştir. Pragmatik olarak, bu çalışma cerrahlara, cerrahi başarıyı daha çok artırmak için önemli parametreleri tam olarak nasıl ayarlayabilecekleri konusunda temel bilgiler sağlamıştır. Zi-Qiao vd. (2012) büyük kan damarlarının gömülü olduğu tümör dokularını tamamen dondurmak için nano-kriyoşürjik yöntem kullanılan ilk in vivo hayvan deneyleri sunarak bu konunun farklı bir yöntemle araştırılmasının oldukça zor olduğunu belirtmişlerdir. Nanoparçacıkların başarılı bir şekilde uygulanması büyük kan damarlı tümör bölgesini tamamen ortadan kaldırmakta ve kriyocerrahinin dondurucu etkinliğini arttırmada klasik zorlukların üstesinden başarıyla çıktığından bahsederek bu araştırmanın geç evre tümörü tedavisinde oldukça etkili bir dondurma stratejisi öneren nano kriyocerrahi için pratik ve teorik temelleri pekiştirdiğini belirtmişlerdir.

Chua (2013) tarafından yapılan diğeri bir çalışmada ise damar ağı yapısının basitleştirilmiş bir matematiksel tanımını içeren hesaplamalı bir kriyo-dondurma modeli oluşturulmuştur. Değişik kan akım hızları olan kompleks damar ağı basitleştirilmiş ve ağaç gibi dallı fraktal ağ olarak modellenmiştir. Farklı nanopartiküllerin termal özelliklerine bağlı olarak, komşu dokuya istenmeyen kriyo-yaralanmayı en aza indirmek için ısı iletimi artırabilir veya donma geciktirebilir. Bu nedenle bazı önemli nanopartiküllerin kriyo-dondurma yöntemiyle tümörlü dokunun yok edilmesine yardımcı dondurma maddeleri olarak görev yaparken bazılarının ise tümörü çevreleyen sağlıklı dokuları koruyabildiğı de gösterilmiştir. He vd. (2013) biyolojik ısı transferinin üç boyutlu (3D) simülasyonu, fizyolojik süreçleri analiz etmek ve yüksek sıcaklıktan alçak sıcaklık tıbbına kadar birçok terapötik/teşhis uygulamasını değerlendirmek için çok önemli olduğunu belirterek, yapılan çalışmada alternatif bir yönde tam sonlu fark yöntemine (ADI-FDM) dayanan 3D geçici biyoısı transfer denklemlerini çözmek için

verimli bir sayısal şema geliştirmişlerdir. Sayısal ve deneylerin kapsamlı sonuçları, mevcut çalışmada geliştirilen algoritmanın, hipertermi ve kriyoşürüj sırasında sıcaklık dağılımını tahmin etmede çok etkili olduğunu göstermişlerdir. Yapılan çalışmaya göre yakın gelecekte hipertermi ve kriyocerrahi için hesaplamalı bir planlama aracının geliştirilmesinde önemli bir rol oynayabileceğini ifade etmişlerdir. Huang ve Sheu (2013) tarafından yapılan çalışmada amaç cilt yüzeyinin altındaki sıcaklık dağılımını alınmış ve ısıya maruz bırakılmış damarlarda akan ve tersi yönde akan kanın nasıl etkilendiğini ortaya koymaktır. Sıcaklık arttıkça azalan viskozite nedeniyle kan akış hızında artış olduğu bu çalışmada bulunmuştur. Hem yatış hem de ayakta duruş pozisyonlarında mevcut yakı çalışması incelenmiştir. Ayakta duruş pozisyonunda ortalama hızda daha büyük bir değişiklik olacağı tahmin edilirken yatış pozisyonu için, kan akışının daha yüksek bir ortalama hıza sahip olduğu görülmüştür. Termal enerji açısından bakıldığında, yatış pozisyonunda ortaya çıkan yüksek kan akışı hızının bütün vücutta daha etkin bir ısı transferine sebep olması nedeniyle yatış pozisyonunun daha iyi bir seçim olduğu görülmüştür. Sarifuddin vd. (2013) yaptığı sayısal çalışmada daralan atardamar yoluyla gerçekleşen ısı transferi ile birlikte kararsız Newtonian olmayan kan akışının matematiksel bir modeli geliştirilmiştir. Akan kan, tüm eritrositlerin süspansiyonu olan Eringen'in mikropolar sıvısı olarak kabul edilerek gösterilmiştir ve atardamar duvarında lümeniden kaynaklanan sert oluşumlu farklı şekilli stenozlardan dolayı çeşitli anormal büyümelerin ya da plak oluşumunun bulunduğu kabul edilmiştir. Sonuçlar başlangıçta sıfır olmayan bir microspin hızında atardamar duvarı üzerinde erken akış ayrılımlarının olabildiğini ve çok sayıda ayrılma bölgesinin sıfır olmayan microspin sınır koşulu parametresi S ile birlikte, düzensiz darlık gösteren ayrı ayrı bölümlerin sınırları üzerinde pürüzlü çukurların ve çıkıntıların oluşturduğunu göstermiştir. Tripathi (2013) tarafından yapılan çalışmada sonlu uzunluktaki bir gözenekli kanal üzerinden geçici peristaltik ısı akışı üzerine analitik ve sayısal çalışmalar sunulmuştur. Düşük Reynolds sayısı ($Re \rightarrow 0$) ve uzun dalga boyu yaklaşımı ($a \gg \lambda \rightarrow \infty$) varsayımı altında sıcaklık alanı, eksenel hız, enine hız, basınç gradyanı, yerel duvar kesme gerilmesi, hacimsel debi, ortalama hacim akışı, mekanik verimlilik ve akış fonksiyonu sonuçları elde edilmiştir. Bu çalışmadan çıkartılacak ana sonuçlara göre peristaltik ısı akışı daha gözenekli ortamlara direnç gösterirken, peristaltik ısı akışı, Grashof sayısı ve ısı iletkenlik arttıkça artmaktadır. Xue vd. (2013) yaptıkları çalışmada yerel soğutma ve sıcak kompres tedavisi sırasında insan diz eklemine büyük kan damarlarının termal etkileri üzerine kapsamlı bir araştırma yapmışlardır. Klasik Pennes biyo-ısı transferi denkleminde dayanarak, diz noktalarının sıcaklık dağılımının ve büyük damarlardan gelen ısı akışının zaman içindeki gelişimini elde etmişlerdir. Sonuçlar büyük damarların termal etkilerinin tedavi işlemi sırasında diz eklemine sıcaklık dağılımını önemli ölçüde etkileyebileceğini göstermiştir. Kan dolaşım hızı ve metabolik ısı üretim hızındaki dalgalanmalar, büyük damarların termal etkileri üzerinde çok az etkili olduğunu bulmuşlardır. Bu sonuçlar, diz organizmasında termal olarak önemli olan büyük damarların temel ve uygulamalı araştırmalarında bir kılavuz oluşturmuştur.

Attar vd. (2014) nanoparçacıkların tümör içindeki homojen dağılımının dokuların sıcaklık profillerini etkilediğini varsaymışlardır. Problemi kutupsal koordinat sisteminde çözmüşlerdir. Ayrıca, domuz karaciğer dokusunda manyetik sıvının ısıtma etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kandala vd. (2014) kan damarının melanom doku bozulması olan veya olmayan bir cilt yüzeyinin geçici termal tepkisi üzerindeki temel

etkilerini araştırmışlardır. Deri tabakalarında ısı transferi ve doku bozulması Pennes biyo-ısı denklemi ile incelenirken, kan damarı sabit ısı transfer katsayısı ile tam gelişmiş boru akışı olarak modellenmiştir. Bu makalede kan damarı çapı, doku bozulmasına göre kan damarının yanal konumu, kan akış hızı ve cilt yüzey sıcaklık dağılımı gibi çeşitli parametrelerin etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar kan damarının cilt yüzeyinin ve bozulan doku sıcaklığı ve çevresindeki sağlıklı doku üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Shih vd. (2014) termal olarak önemli kan damarındaki titreşimli kan akışının tümör dokusunun etkin termal iletkenliğinde ve termal tedaviler sırasında sıcaklık dağılımlarında katı dokulardaki termal relaksasyon zamanının birleştirilmiş etkilerini incelemişlerdir. Canlı dokuların kan dolaşımına bağlı ısı iletkenliğinde artış göz önüne alındığında etkili doku ısı iletkenliğini araştırmışlardır. Hızlı ısıtma durumlarında zirve sıcaklığının oluşması, termal gevşeme süresinin etkisinden dolayı zaman gecikmesi sergilemektedir. Aksine yavaş ısıtma vakalarında zirve sıcaklığı ısıtma süresinin bitiminden önce gerçekleşebilir. Son yıllarda HAD yüksek performanslı donanım ve yazılımlarından dolayı koroner atar damar hastalığının biyomedikal araştırmalarında giderek daha fazla kullanılmaktadır. Suna vd. (2014) yaptığı bu sayısal çalışmada HAD teknikleri insan vücudunda dolaşan kan akışının davranışını öngörmek için simülasyon araçları vasıtasıyla hemodinamiğin çalışılması için uygulanmıştır. Bu araştırmada, aterosklerotik plaklar, plak progresyonu ve plak lokasyonuna ve kompozisyonuna göre bölgesel hemodinamiklere bağlı kopma biyomekaniği de dahil olmak üzere koroner atar damar hastalığında HAD uygulamaları genel hatlarıyla incelenmesi amaçlanmıştır. Yuan vd. (2014) yaptıkları çalışmada merkezi bir bölgede bir ısıtma ile küresel bir dokunun sıcaklık tepkisini tahmin etmek için gözenekli bir modeli kullanmışlardır. Bilinen Pennes biyo-ısı transfer denkleminin sonuçları ile karşılaştırma yapıldığında gözenekli model ile hesaplanan nümerik sonuçların kan damarı çapı, kan hızı ve gözeneklilik çok küçük olduğunda Pennes modeli tarafından hesaplanan nümerik sonuçlar ile uyduğunu görmüşlerdir. Damar çapı ve kan hızı arttıkça güçlü ısı taşınımı kabiliyetli, alt akış yönünde hareket eden dokunun sıcaklık dağılımını sağladığı için kanın taşınım etkisi görünür hale gelmiştir. Yue vd. (2014) tarafından yapılan araştırmada manyetik sıvı hipertermi (MFH) tedavisindeki kütle ve ısı transfer mekanizmalarını analiz etmek amaçlanmış ve bir kan damarı bifurkasyonundaki kan akışının termal dozun doğru mekansal kontrolü üzerindeki etkisi ortaya konmuştur. Kan akış hızı dağılımını, manyetik sıvının konsantrasyon dağılımını ve tedavi edilen tümör dokularının sıcaklık dağılımını elde etmek için üç boyutlu bir çoklu fiziksel model geliştirilmiştir. Hesaplanan sonuçlar, bir bifurasyon damarının yapısının boyutunun ve konumunun MFH tedavisi için enjeksiyon parametrelerinin seçimini büyük ölçüde etkilediğini göstermiştir. Bununla birlikte manyetik akışkanların ısıtma etkisini ortadan kaldırmak amacıyla enjeksiyon bölgesi ile kan damarı arasındaki mesafe nispeten kısaysa daha yaygın bir enjeksiyon modelinin avantajlı olduğu belirtilmiştir. Zare vd. (2014) canlı bir dokudaki kan damarlarına uygulanan radyasyonla ısı transferinin etkilerini incelemişlerdir. Üç boyutlu alandaki sıcaklık dağılımları sayısal olarak süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini çözerek değerlendirmişlerdir. Cilt, dairesel kesit alanları en iyi şekilde dağılmış, karşı-akım damarları ile gömülü üç katmandan oluşan aşağıdakileri içeren bir üç boyutlu bir yapı olarak görülmüştür. Sıcaklık dağılımından elde edilen sonuçlar toplardamarlar doku üst kısmından dışarıya ısıyı taşıırken atar damarların ısı alıcıları olarak hareket ettiğini

göstermişlerdir. Radyasyon altındaki dokunun soğutulması için kanın rolünün daha önceki çalışmalarda kabul edilmiş olandan daha önemli olduğunu görmüşlerdir.

Ge vd. (2015) tarafından yapılan çalışmada kriyo cerrahi, minimal invaziv doğası nedeniyle istenmeyen kanserli dokunun ortadan kaldırılması için uygun bir tedavi seçeneği olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada dalmış sınır yöntemi (IBM) kullanılan, kriyo dondurma geçiren bir biyolojik karaciğer dokusu üzerinde bir sonlu farklar çalışması sunulmuştur. Sonuçlar göstermiştir ki biyo ısı transferi denklemi daldırılmış damar içinde kan akışı nedeniyle oluşan ısı kaynağı bölgesinde doku sıcaklık profilleri ve termal gradyan geçmişleri için anlamlı etkiler oluşturmuştur. Lokal hipertermide hedef, hedef doku sıcaklıklarını normal dokulara minimal zarar vermek suretiyle eşit bir terapötik sıcaklığa (yani 41-45 °C) yükseltmektir. Huang vd. (2015) hipertermi ile tedavi edilen bir tümöre ters akımlı kan damarları (arteryein) mevcut olduğunda, yeni bir hızlı uyarlanabilir güç şemasını incelemişlerdir. Yüksek dereceli güç depolama şeması (7. sıraya kadar), iki ters akımlı kan damarı ve geniş atar damar ile toplardamar arasındaki çeşitli mesafeler bilgisayar simülasyonlarında inceleyerek ve test etmişlerdir. Sonuçların, yeni şemanın tahmin edilenin altında birden fazla büyük kan damarı ile güçlendirildiğini göstermişlerdir. Tümör mikro ortamında ısı ve kütle taşınımı çifti için sofistike bir matematiksel model Nabil vd. (2015) tarafından türetilmiş ve nanopartikül iletimini ve kanserin hipertermi tedavisini incelemek için uygulanmıştır. Alternatif bir manyetik alan tarafından uyarılmış süper paramanyetik nanoparçacıklarla müdahale edilen bir tümör kütlesi içindeki zamanla değişen ve parçacıkların mekânsal dağılımı ve sıcaklık dağılımı analiz edilmiştir. Sayısal deneylerle nano bazlı hiperterminin tümör boyutuna ve damar sistemine nasıl bağlı olduğunu gösteren ölçekleme yasaları sentez edilmiştir. Sarkar vd. (2015) tarafından yapılan çalışmada çok katmanlı bir yapıdaki sabit Pennes bio-ısı transfer denklemi için analitik bir çözüm sunulmuştur. Her tabakadaki sıcaklık dağılımı ayrı olarak türetilir ve komple çözümü belirlemek için arayüz sıcaklığı ve ısı akısı uyumluluk koşulları kullanılmıştır. Bu çözüm, beş katmanlı bir yapı olarak modellenen deride bir tümöre termal tedavi sırasında ısı üretiminin etkisini analiz etmek için kullanılmıştır. Model, çeşitli fiziksel parametrelerin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini analiz etmek için kullanılmıştır. Singh vd. (2015) cilt yüzeyinde soğutmalı lazere bağlı hipertermiler sırasında doku sıcaklığının uzaysal ve zamansal gelişimini ele almışlardır. Üç farklı cilt yüzey soğutma metodolojisi, yani optik pencere temaslı soğutma, kriyojenik spreyl soğutma ve kriyojen soğutmalı optik pencere temaslı soğutma düşünülmektedir. Doku lazerle aktarılan ışıının transfer denklemi kullanılarak modellenmiştir. Optik pencerelerin ve kriyojenlerin farklı kombinasyonları için eksenel ve radyal (cilt yüzeyindeki) sıcaklık dağılımları analiz edilmiştir. Wang vd. (2015) tarafından yapılan çalışmada kanser tedavisinde kullanılan kriyocerrahi ve hipertermi tedavilerinden elde edilen tedavi sonuçları dikkate alınarak damar ağı etkilerini niceliksel olarak değerlendirmek için çok ölçekli bir üç boyutlu hücre-doku modeli geliştirilmiştir. Burada bio-ısı transfer denklemi hem tümörlü hem de normal dokulardaki termal gelişimi incelemek için kullanılmıştır. Damar ağacının hem termal geçmiş hem de dokulardaki hücre içi buz oluşumu üzerine etkileri araştırılmıştır. Tümör ve kan damarı arasında sabit tutulan bir mesafe için üçüncü veya daha düşük damar ağacı seviyeleri termal olarak anlamlı değilken, birinci damar ağacı seviyesi için termal olarak anlamlı olduğu belirtilmiştir. Zhang vd. (2015) yaptığı çalışmada fotonlar ve doku yapıları arasındaki matematiksel olarak tanımlanmış geometrik ilişkiyi kullanan bir üç boyutlu (3D)

geometrik Monte Carlo (MC) metodu kullanılarak biyo-dokularda ışık yayılımı ve enerji depolaması hesaplanmıştır. Bu yöntemin doğruluğu ve verimliliği voksel tabanlı MC yöntemiyle karşılaştırılmış olup: 10 mm voksel boyutlu VMC'den 25 kat daha hızlı olduğu bulunmuştur. Çoklu-eş eksenli damar kümesindeki ışık yayılımı sonuçları benzer bir kan hacmi fraksiyonuyla gerçek dokulardaki emilim özelliklerini incelemek için yapay bir damar dağılımının kullanılabileceğini ifade etmişlerdir.

Attar vd. (2016) tarafından yapılan araştırmada manyetik sıvı hipertermi, hipertermi kanser tedavisinin yeni bir alt sınıfı olup, çevredeki sağlıklı dokulara zarar vermeden seçilen bir tümörü ısıtma işlemi olduğu belirtilerek bazı yazarların manyetik olarak aracılık edilen bir tümörün sıcaklık dağılımını, tümör içindeki nanoparçacıkların homojen dağılımını varsayarak incelediklerinden bahsedilmektedir. Yapılan çalışmanın amacı tümörlü ve sağlıklı sığır karaciğer dokusunun termo-visko-elastik davranışını araştırmak olduğundan bahsedilmiştir. Kumar ve Srivastava (2016) yaptıkları sayısal çalışmada biyolojik doku parçalarına uygulanan lazerli ışın tedavisinde büyük boyutlu kan damarlarında doğal nabızdan kaynaklanan kan akışının sıcaklık dağılımı üzerinde etkilerinin incelenmesi vurgulanarak doku-kan damarı çevresi üzerindeki ışık yayılımı fenomeni geçici ısıtım taşıma denklemi (RTE) ile modellemişlerdir. Kalp atım hızı, zaman-ortalama kan giriş hızı ve kan damarı büyüklüğü gibi çeşitli parametrelerin kan damarının içindeki sıcaklık dağılımına olan etkisini sunmuşlardır. Lazerli ışın tedavisinde sıcaklık artışı nedeniyle kan damarları olmayan doku parçalarında elde edilen sıcaklık artışı ile kan akımına bağlı olarak oluşan konvektif soğutmanın etkileri karşılaştırıldığında lazerli ışın tedavisindeki sıcaklık artışının nispeten daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Vallez vd. (2016) tarafından yapılan sayısal çalışmada canlı dokuda ısı transferi hesaplamaları için sayısal simülasyon yöntemleri uygulanmıştır. Modelde, çeşitli vücut bölgeleri için (baş, gövde, kollar, eller, bacaklar, ayaklar) bu bölgelerde bulunan doku tiplerinin ve dağılımının temel materyal özellikleri belirtilmiştir. Hesaplamalı şema ayrıca terleme, titreme, vazokonstriksiyon/vazodilatasyon ve termal çevre değişikliklerine izin vermektedir. Bu gibi durumlarda, hastalar sağlık üzerinde olumsuz etkilere sahip olan hipotermiye duyarlıdır. Vücudun ısı kayıplarına karşı koymak için konvektif ısıtılmalı bir battaniye kullanılmıştır. Bir battaniye/manken deneyinden elde edilen veriler taşınım bilgisini sağlamış ve hesaplama modeline uygulanmıştır.

3.1.2. Referans Listesi

Attar, M. M., Haghpanahi, M., Amanpour S., Mohaqeq, M. 2014. "Analysis of bioheat transfer equation for hyperthermia cancer treatment", Journal of Mechanical Science and Technology, 28 (2), 763-771.

Attar, M. M., Haghpanahi, M., Shahverdi H., Imam, A. 2016. "Thermo-mechanical analysis of soft tissue in local hyperthermia treatment", Journal of Mechanical Science and Technology, 30 (3), 1459-1469.

Chua, K. J. 2011. "Computer simulations on multiprobe freezing of irregularly shaped tumors", Computers in Biology and Medicine, 41, 493-505.

- Chua, K. J. 2013. "Fundamental experiments and numerical investigation of cryo-freezing incorporating vascular network with enhanced nano-freezing", *International Journal of Thermal Sciences*, 70, 17-31.
- Chua, K. J., Chou, S. K. 2009. "On the study of the freeze-thaw thermal process of a biological system", *Applied Thermal Engineering*, 29, 3696-3709.
- Chua, K. J., Chou, S. K., Ho, J. C. 2007. "An analytical study on the thermal effects of cryosurgery on selective cell destruction", *Journal of Biomechanics*, 40, 100-116.
- Craciunescu, O. I., Clegg, S. T. 2001. "Pulsatile blood flow effects on temperature distribution and heat transfer in rigid vessels", *Journal of Biomechanical Engineering*, 123, 500-505.
- Dai, W., Wang, H., Jordan, P. M., Mickens, R. E., Bejan, A. 2008. "A mathematical model for skin burn injury induced by radiation heating", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 5497-5510.
- Deng, Z., Liu, J. 2002. "Monte Carlo method to solve multidimensional bioheat transfer problem", *Numerical Heat Transfer, Part B*, 42: 543-567.
- Deng, Z., Liu, J. 2004. "Numerical simulation of 3-D freezing and heating problems for combined cryosurgery and hyperthermia therapy", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 46: 587-611.
- Deng, Z., Liu, J. 2006. "Numerical study of the effects of large blood vessels on three-dimensional tissue temperature profiles during cryosurgery", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49: 47-67.
- Deng, Z., Liu, J., Wang, H. 2008. "Disclosure of the significant thermal effects of large blood vessels during cryosurgery through infrared temperature mapping", *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 530-545.
- Devashish, S., Robert, R. 2005. "An analytical study of heat transfer in a finite tissue region with two blood vessels and general Dirichlet boundary conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 4090-4102.
- Ge, M. Y., Chua, K. J., Shu, C., Yang, W. M. 2005. "Analytical and numerical study of tissue cryofreezing via the immersed boundary method", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 1-10.
- He, Z. Z., Xue, X. Jing, L. 2013. "An effective finite difference method for simulation of bioheat transfer in irregular tissues", *Journal of Heat Transfer*, 135/071003-1.

- Huang, H., Lin, W., Moros, E. G. 2015. "A robust power deposition scheme for tumors with large countercurrent blood vessels during hyperthermia treatment", *Applied Thermal Engineering*, 89, 897-907.
- Huang, H., Liauh, C., Chou, C., Shih, T., Lin, W. 2012. "A fast adaptive power scheme based on temperature distribution and convergence value for optimal hyperthermia treatment", *Applied Thermal Engineering*, 37, 103-111.
- Huang, H., Liauh, C., Shih, T., Horng, T., Lin, W. 2010. "Significance of blood vessels in optimization of absorbed power and temperature distributions during hyperthermia", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 5651–5662.
- Huang, C., Sheu, T. W. H. 2013. "Study of the effect of moxibustion on the blood flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 63, 141–149.
- Jia, D., Liu, J. 2010. "Evaluation on the capacity of selectively heating vessel-rich-skin to realize noninvasive whole body hyperthermia", *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 1968-1976.
- Kandala, S. K., Deng, D., Herman, C. 2014. "Simulation of discrete blood vessel effects on the thermal signature of a melanoma lesion", *International Mechanical Engineering Congress Expo*.
- Khaled, A.-R. A., Vafai, K. 2003. "The role of porous media in modeling flow and heat transfer in biological tissues", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4989–5003.
- Khanafer, K., Bull, J. L., Pop, I., Berguer, R. 2007. "Influence of pulsatile blood flow and heating scheme on the temperature distribution during hyperthermia treatment", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 4883–4890.
- Kumar, S., Srivastava, A. 2016. "Numerical investigation of the influence of pulsatile blood flow on temperature distribution within the body of laser-irradiated biological tissue phantoms" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 662–677.
- Majchrzak, E., Tarasek, D. 2010. "Numerical modeling of heat transfer in a single blood vessel and surrounding biological tissue", *Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science*, 9, 2, 145-152.
- Nabil, M., Decuzzi P., Zunino, P. 2015. "Modelling mass and heat transfer in nano-based cancer hyperthermia", *R. Soc. Open sci.* 2: 150447.
- Peng, T., O'Neill, D. P., Payne, S. J. 2011. "A two-equation coupled system for determination of liver tissue temperature during thermal ablation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2100–2109.

- Salloum, M., Ghaddar, N., Ghali K. 2007. "A new transient bioheat model of the human body and its integration to clothing models", *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 371–384.
- Sarifuddin, Chakravarty, S., Mandal, P. K. 2013. "Heat transfer to micropolar fluid flowing through an irregular arterial constriction", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56, 538–551.
- Sarkar, D., Haji-Sheikh, A., Jain, A. 2015. "Temperature distribution in multi-layer skin tissue in presence of a tumor", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 602–610.
- Schwen, L. O., Preusser, T. 2012. "Analysis and algorithmic generation of hepatic vascular systems", *International Journal of Hepatology*, Article ID 357687, 17 pages, Volume 2012.
- Shi, J., Chen, Z., Shi, M. 2009. "Simulation of heat transfer of biological tissue during cryosurgery based on vascular trees", *Applied Thermal Engineering*, 29, 1792–1798.
- Shih, T., Horng, T., Huang, H., Ju, K., Huang, T., Chen, P., Ho, Y., Lin, W. 2012. "Numerical analysis of coupled effects of pulsatile blood flow and thermal relaxation time during thermal therapy", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 3763–3773.
- Shih, T., Huang, H., Wei, W., Horng, T. 2014. "Parametric analysis of effective tissue thermal conductivity, thermal wave characteristic, and pulsatile blood flow on temperature distribution during thermal therapy", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 52, 113–120.
- Singh, R., Das, K., Okajima, J., Maruyama, S., Mishra, S. C. 2015. "Modeling skin cooling using optical windows and cryogens during laser induced hyperthermia in a multilayer vascularized tissue", *Applied Thermal Engineering*, 89, 28–35.
- Solovchuk, M. A., Sheu, T. W. H., Lin, W., Kuo, I., Thiriet, M. 2012. "Simulation study on acoustic streaming and convective cooling in blood vessels during a high-intensity focused ultrasound thermal ablation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 1261–1270.
- Suna, Z., Xub, L. 2014. "Computational fluid dynamics in coronary artery disease", *Computerized Medical Imaging and Graphics*, 38, 651–663.
- Thiebaut, C., Lemonnier, D. 2002. "Three-dimensional modelling and optimisation of thermal fields induced in a human body during hyperthermia", *International Journal of Thermal Sciences*, 41, 500–508.

- Tripathi, D. 2013. "Study of transient peristaltic heat flow through a finite porous channel", *Mathematical and Computer Modelling*, 57, 1270–1283.
- Vallez, L. J., Plourde, B. D., Abraham, J. P. 2016. "A new computational thermal model of the whole human body: Applications to patient warming blankets", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 69, 3, 227–241.
- Wang, H., Dai, W., Bejan, A. 2007. "Optimal temperature distribution in a 3D triple-layered skin structure embedded with artery and vein vasculature and induced by electromagnetic radiation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1843–1854.
- Wang, Z., Zhao, G., Wang, T., Yu, Q., Su, M., He, X. 2015. "Three-dimensional numerical simulation of the effects of fractal vascular trees on tissue temperature and intracellular ice formation during combined cancer therapy of cryosurgery and hyperthermia", *Applied Thermal Engineering*, 90, 296-304.
- Xue, X., He, Z. Z., Liu, J. 2013. "Computational study of thermal effects of large blood vessels in human knee joint", *Computers in Biology and Medicine*, 43, 63–72.
- Ying, H., Hao L., Ryutaro, H. 2004. "A one-dimensional thermo-fluid model of blood circulation in the human upper limb", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 2735–2745.
- Yuan, P., Yang, C., Liu, S. 2014. "Temperature analysis of a biological tissue during hyperthermia therapy in the thermal non-equilibrium porous model", *International Journal of Thermal Sciences*, 78, 124-131.
- Yue, K., Yu, C., Lei, Q., Luo, Y., Zhang, X. 2014. "Numerical simulation of effect of vessel bifurcation on heat transfer in the magnetic fluid hyperthermia", *Applied Thermal Engineering*, 69, 11-18.
- Zare, M., Daneshi, M., Shirani, E., Salimpour, M. R. 2014. "A novel approach for prediction of 3-D skin structure burning with embedded branched vasculature", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 468–480.
- Zhao, X., Chua, K. J. 2012. "Studying the thermal effects of a clinically-extracted vascular tissue during cryo-freezing", *Journal of Thermal Biology*, 37, 556–563.
- Zhang, Y., Chen, B., Li, D., Wang, G. 2015. "Efficient and accurate simulation of light propagation in bio-tissues using the three-dimensional geometric monte carlo method", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 68, 827–846.
- Zi-Qiao, S., Yang, Y., Jing, L. 2012. "In vivo experiments and numerical investigations on nanocryosurgical freezing of target Tissues with large blood vessels", *Journal of Biomedical Nanotechnology*, 8, 10–18.

3.2. Gazi Üniversitesi dışındaki kurumların desteği ile yapılmış projeler:

1. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Binaların Çatı ve Pencerelerine Monte Edilen Isıtma Amaçlı Güneş Kollektörlerinden Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, DPT Projesi, Proje Kodu: **DPT 97 K121160**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2001. **Araştırmacı**

Yayınlar:

- ✓ Oğuz Turgut, Nevzat Onur, An experimental and three dimensional numerical study on the wind-related heat transfer from a rectangular flat plate model collector flush mounted on the roof of a model house, *Heat and Mass Transfer*, 46:1345-1354, 2010.
 - ✓ Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(3): 274-279, 2009. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.017
2. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Isı Değiştirgeçlerinde Kullanılan Değişken Geometrilili Kanallardaki Isı Transferinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, DPT Projesi, Proje Kodu: **2002 K120250-13**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2005. **Araştırmacı**
- #### **Yayınlar:**
- ✓ N. Onur, O. Turgut, K. Arslan, Ö. Kurtul, An experimental and three dimensional numerical study on the convective heat transfer inside a trapezoidal duct under constant wall temperature. doi: 10.1007/s00231-008-0423-3, *Heat and Mass Transfer*, 45 (3):263-274, 2009.
 - ✓ Kamil Arslan, Nevzat Onur, Oğuz Turgut, Experimental and Three-Dimensional Numerical Investigation of Laminar Flow Heat Transfer In a Rectangular Duct Under Uniform Bottom Surface Temperature With Developing Velocity and Temperature Fields, *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, p.847-852, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.

3.3. UYGULAMA PLANI

| Sıra No | İş Programı Adı/Tanımı | Kim(ler) Tarafından Yapılacağı | AYLAR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------|--|--------------------------------|-------|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| 1 | Ön hazırlık. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Literatür araştırması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Satın alımların yapılması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Laboratuvar deney düzeneğinin kurulması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | Ölçüm doğruluk hassasiyeti için ilgili cihaz ve gereçlerin bakımı ve kalibrasyonlarının yapılması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | Laboratuvar deneylerinin yapılması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | Deneyisel sonuçların değerlendirilmesi ve karşılaştırmalar. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | Ulusal veya uluslararası yayın yapılması. | Yürütücü ve Doktora öğrencisi | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

3.4. Araştırma giderlerinin gerekçeli dökümü:

| SIRA No | Satın Alınması Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Adı/Tanımı | Talep Edilen Makine ve Teçhizatın Satın Alınma Gerekçesi |
|---------|---|---|
| 1 | Kriyoterapi Cihazı | Kriyo-dondurma işlemi için kullanılacaktır. |
| 2 | Peristaltik Pompa | Karaciğerin içinden geçen teflon kanal içinde akan suyun pompalanması için kullanılacaktır. |
| 3 | Silikon Hortum 6.4mm x 16 mm (İç çap x Et kalınlığı) | 2 nolu sırada yer alan peristaltik pompaya ait çalışma hortumu |
| 4 | Esnek tüpler için çap düşürücü (6.4 mm'den 4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 5 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 3.2mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 6 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 2.4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 7 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 1.6mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 8 | Esnek tüpler için çap düşürücü (4mm'den 2.4mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 9 | Esnek tüpler için çap düşürücü (3.2mm'den 1.6mm'ye) | Taklit edilecek karaciğer kan damarlarının çapını değiştirmek için kullanılacaktır. |
| 10 | Eşit bacaklı Y-konnektör (1.6mm'den 1.6mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 11 | Eşit bacaklı Y-konnektör (2.4mm'den 2.4mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 12 | Eşit bacaklı Y-konnektör (3.2mm'den 3.2mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 13 | Eşit bacaklı Y-konnektör (4mm'den 4mm'ye) | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 14 | İç çapı 1.6 mm dış çapı 2.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer içinde yer alan büyük kan damarlarını temsilen karaciğerin içinden geçmek suretiyle kullanılacaktır. |
| 15 | İç çapı 2.4 mm dış çapı 3.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 16 | İç çapı 3.2 mm dış çapı 4.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 17 | İç çapı 4.0 mm dış çapı 5.0 mm teflon laboratuvar hortumu | Karaciğer kan damarlarının dallanmasını taklit etmek için kullanılacaktır. |
| 18 | Sirkülatörlü su banyosu (6 L'LİK) | Deneylerde kullanılacak karaciğerin içinden geçen teflon kanal içinde akan suyun sıcaklığını 37°C'de tutmak için kullanılacaktır. |
| 19 | 5 adet T-tipi termokapuldan oluşan birleşik termokapul düzeneği | Deney esnasında kriyodondurma öncesinde ve sonrasında karaciğerin sıcaklığını ölçmek için kullanılacaktır. |
| 20 | Termokapul T-tipi yüzey sıcaklık sensörlü 20×20MM K.2MT(2×0,50TT) | Kriyocihazı içinde akan nitrojenin sıcaklığını ve teflon kanal içinde akan suyun sıcaklığını ölçmek için kullanılacaktır. |
| 21 | Dana Karaciğeri (30 kg) | Deneylerde biyolojik doku olarak kullanılacaktır. |
| 22 | Kırtasiye | Dokümantasyon, veri kayıt ve veri muhafazası için kullanılacaktır. |

3.5. Projenin Türkçe ve İngilizce İsmi ve Özeti:

Kriyo-Dondurma Yöntemiyle Yapılan Kansere Tedavisi için Bio-Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Proje Özeti

Projenin amacı, dünyada uygulanmakta olup fakat ülkemizde henüz uygulamaya geçmemiş olan kanser tedavi yöntemi olarak kullanılan yöntemlerden biri olan kriyo-dondurma yöntemiyle kanser tedavisinde bio-ısı transferinin deneysel olarak incelenmesidir.

Kriyoterapi, kriyoprobler vasıtasıyla biyolojik dokuda donmayı sağlayarak tümörü yok etmek için kullanılan etkili bir tıbbi tedavi yöntemidir. En az nüks etme ve hastanede kalış süresi kısa olan kanser tedavisi olması nedeniyle iyi bir tedavi seçeneği olarak kabul edilmektedir. Hızlı, uygulaması kolay ve ucuz olması en önemli avantajlarından. Poliklinik şartlarında yapılabilir ve anestezi gerektirmez. İşlem sonrası kanama riski son derece azdır ve sonrası normal yaşantıda değişiklik gerektirmez. Üreme potansiyeli üzerinde olumsuz bir etkisi yoktur. Ciddi yaralanma ya da komplikasyon riski son derece düşüktür. Bu tedavi yöntemi, prostat ve karaciğer tümörlerinin yok edilmesi için yurtdışında kullanılmaya başlanmıştır, fakat ülkemizde henüz bu konuda herhangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Kriyo-dondurma yönteminin kanser tedavisinde uygulanması ile ilgili yapılmış çalışmalar atar damarın tümöre olan uzaklığı ve ters akışlı damar çifti içindir. Yapılacak olan mevcut çalışmada tümörün kriyo-terapi tedavisi ile yok edilmesinde önemli parametreler olan damar içerisinde akan kan hızı ve buna bağlı olan sıcaklık değişimi, damarlar arası mesafe, atar damar boyutları ve damar uzunluğu deneysel olarak incelenecektir, bu ise yapılacak çalışmanın özgün değerini oluşturmaktadır.

Mevcut çalışma için Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü “Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Laboratuvarı” alt yapısı kullanılacaktır. Laboratuvar daha önceden tamamlanmış projelerden alınan malzemeler ile gerekli bazı alt yapıya sahiptir. Deneysel kısımda içerisinde sıvı nitrojen bulunan bir silindir tüp içerisindeki sıvı nitrojen, bir kriyoprob içine akacaktır. Sıvı nitrojen, kriyoprobun içindeki iç borudan geçtikten sonra kriyoprobun ucunun yakınında buharlaşarak kriyoprobun dış duvarı ile iç boru arasında bir ara tabakadan akacaktır. Bu da kriyoprob ucunun kriyo-dondurma işleminin sağlanabilmesi için uygun negatif sıcaklık değerlerine ulaşılmasını sağlayacaktır. Piyasadan temin edilen sığır karaciğerleri, kriyo-dondurma işlemini ve damar boyutlarını araştırmak için in-vitro deneylerde biyolojik doku olarak kullanılacaktır. Sığır karaciğerlerinden teflon malzemedan yapılmış kanallar geçirilecektir. Kan damarı olarak düşünülen teflon kanalların içinden maddesel özellik olarak kana çok benzeyen su kullanılacaktır. Kriyoprob ve teflon kanaldan akan suyun sıcaklığı termokaput telleriyle ölçülürken doku sıcaklıklarını ölçmek içinde farklı yerlere yerleştirilmiş içerisinde termokaputlar bulunan termokaput probler kullanılacaktır. Deneylerde, sıcaklık okumaları bir veri kaydedici tarafından çeşitli zaman aralıklarında kaydedilecektir.

Bu çalışmanın günümüzde en önemli sağlık sorunlarından birisi olan kanser hastalığının tedavi edilmesinde ülkemiz tıp endüstrisine önemli katkılarının olacağı

düşünülmektedir. Makine mühendisliğinin uzmanlık alanında, Dünyada kriyo-dondurma yöntemiyle yapılan kanser tedavisi konusunda çok az akademik çalışma yapılmış olup henüz ülkemizde bu konuda akademik bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu araştırmada makine mühendisliği açısından optimum kriyo-dondurma işlemi için gerekli şartlar belirlenerek kriyo-dondurma işleminin cerrahlar için özelleştirilmiş bir uygulama planı içinde yapılmasının sağlanması için literatüre katkıda bulunulacaktır. Diğer tedavilere göre uygulanışı oldukça kolay ve klasik yöntemler kadar başarılı sonuçlar elde edilen yöntem sayesinde, yaşı veya mevcut hastalıkları (diabet, hipertansiyon, kalp-damar hastalıkları gibi) nedeniyle ameliyat edilemeyen hastalar da tedavi olma şansına sahip olacaklardır. Etkili ve ekonomik bir yöntem olan Kriyo-dondurma yönteminin ülkemizde geliştirilmesiyle pahalı olan diğer kanser tedavisi yöntemlerine kıyasla ülke ekonomisine önemli ölçüde katkıda bulunulacaktır.

Experimental and Numerical Investigation of Bio-Heat Transfer for Cancer Treatment Using Cryo-Freezing Method

Project Summary

The aim of this project is to investigate bio-heat transfer in cancer therapy experimentally by using cryo-freezing method which is one of the methods that have been started to be applied in the world but has not yet been implemented in our country.

Cryotherapy is an effective medical treatment that is used to destroy tumors by placing cryoprobes that cause frozen tissue in the biological tissue. The least recurrence and the length of stay in the hospital is considered a good treatment option because of the short duration of cancer treatment. It is the most important advantages of being fast, easy to apply and cheap. It can be carried out in polyclinic conditions and does not require anesthesia. The risk of bleeding after the procedure is extremely low and does not require a change in the normal course of life. There is no negative effect on reproductive potential. The risk of serious injury or complications is extremely low. This treatment method is widely used for the destruction of prostate and liver tumors.

Studies on the application of cryo-freezing in the treatment of cancer are based on the locus distance of the atrial vein and the opposite-flow vein pair. In the current study to be performed, important parameters in destroying the tumor with cryotherapy treatment are the blood velocity flowing in the vein and the temperature change due to it, the number of branches in the vein, the angle between the branched veins and the distance between the veins, the structure and dimensions of the arterial veins, the distance from the vein to the locus will be examined experimentally and numerically, which constitutes the original value of the work to be done.

For the current study, the "Experimental and Numerical Heat Transfer Laboratory" substructure of Gazi University Faculty of Engineering Department of Mechanical Engineering will be used. The laboratory has a substructure with materials from previously completed projects. In the experimental study, liquid nitrogen within a cylindrical tube will flow into a cryoprobe. Liquid nitrogen, after passing through the inner tube in the cryoprobe, is evaporated near the cryoprobe tip and flows through an intermediate layer between the outer wall of the cryoprobe and the inner tube. This will

provide the appropriate negative temperature at the tip of the cryoprobe to be able to supply cryo-freezing. Cattle livers from the market will be used as biological tissue for in-vitro experiments to investigate the cryo-freezing process and the structure of vascular branches. Channels made of teflon material will be passed through the cattle liver. Among the teflon channels which are thought to be blood vessels, water which is very similar to blood is used as material property. While measuring the temperature of the water flowing through the cryoprobe and teflon channel with thermocouple wires, thermocouple probes with thermocouples placed in different locations are used to measure the tissue temperatures. The data will be determined by a datalogger. In the experiment, temperature readings will be recorded at various time intervals by a datalogger.

This study will make an important contribution to the medical industry of our country in the treatment of the cancer disease which is one of the most important health problems today. In the area of expertise in mechanical engineering, very little academic work has been carried out on cryo-freezing cancer treatment in the world, yet no academic work has been found in our country yet. This study will contribute to the literature in order to determine the conditions for optimum cryo-freezing in terms of mechanical engineering and to ensure that the cryo-freezing process is performed in a customized application plan for surgeons. Patients who can not be operated on due to age or existing diseases (such as diabetes, hypertension, cardiovascular diseases) will have the chance of being treated by the method which is very easy to apply according to other therapies and results as successful as classical methods. The development of an effective and economical method of cryo-freezing in our country will make a significant contribution to the national economy as compared to other expensive cancer treatment methods.

3.6. Türkçe ve İngilizce Anahtar Kelimeler:

Anahtar Kelimeler: Kriyo-dondurma, bio-ısı transferi, kanser tedavisi, kan akışı, kan damarları.

Keywords: Cryo-freezing, bio-heat transfer, cancer treatment, blood flow, blood vessels.


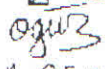
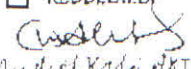
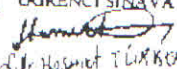
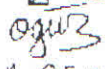
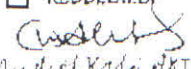
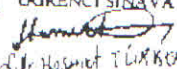
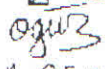
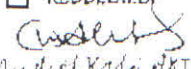
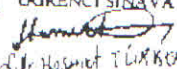


3.7. Üç Uzman Hakemin İsim, Adres, Telefon ve e-posta Adresleri:

- ✓ Prof. Dr. Nuri YÜCEL
Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06570
Maltepe-ANKARA
Tel: (0312) 582 34 22
e-mail: nuyucel@gazi.edu.tr
- ✓ Prof. Dr. Haşmet TÜRKÖĞLU
Çankaya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
Eskişehir Yolu 29. Km, Yukarıyurtçu Mahallesi Mimar Sinan Caddesi No:4
06790, Etimesgut/ANKARA
Tel: (0312) 233 13 06
e-mail: hasmet@cankaya.edu.tr

- ✓ Prof. Dr. Nevzat ONUR
Çankaya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
Eskişehir Yolu 29. Km, Yukarıyurtçu Mahallesi Mimar Sinan Caddesi No:4
06790, Etimesgut/ANKARA
Tel: (0312) 233 1383
e-mail: nevonur@cankaya.edu.tr

3.8. Deney hayvanı ve klinik çalışmaları söz konusu değildir.

3.9. Tez konusunun kabul edildiğini gösteren resmi belge:

| | | | | | | | |
|--|--|--|---|---|--|--|--|
|  GAZİ ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ | | | | | | | |
| ÖĞRENCİNİN ADI-SOYADI : Erhan KIZILIRMAK NUMARASI : 138310504 ANABİLİM DALI : Makina Mühendisliği DANIŞMANI : Doç. Dr. Oğuz TURGUT DOKTORA YETERLİLİK SINAVINA GİRİŞ TARİHİ : 04 / 03 / 2016 TEZ ADI (Form 4'e göre) : KRIYO-DONDURMA YÖNTEMİYLE YAPILAN KANSER TEDAVİSİ İÇİN BIO-İSİ TRANSFERİNİN ANALİZİ TEZ ADI (Değişiklik varsa) (*) : KRIYO-DONDURMA YÖNTEMİYLE YAPILAN KANSER TEDAVİSİ İÇİN BIO-İSİ TRANSFERİNİN ANALİZİ | | | | | | | |
| SINAV TUTANAĞI Tez İzleme Komitesi (TIK) 19.12.2016 tarihinde toplanarak adı geçen öğrencinin tez konusu önerisini incelemiş ve yapılan sözlü savunma sonrası aşağıdaki sonuca varılmıştır. <table border="0"> <tr> <td><input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLDİ</td> <td><input type="checkbox"/> REDDEDİLDİ</td> <td><input type="checkbox"/> ÖĞRENCİ SINAVA GİRMEDİ</td> </tr> <tr> <td> Doç. Dr. Oğuz TURGUT 1. Danışman</td> <td> Doç. Dr. Kadri AKTÖS Üye</td> <td> Prof. Dr. Hacı TURKOĞLU Üye</td> </tr> </table> | | <input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLDİ | <input type="checkbox"/> REDDEDİLDİ | <input type="checkbox"/> ÖĞRENCİ SINAVA GİRMEDİ |  Doç. Dr. Oğuz TURGUT 1. Danışman |  Doç. Dr. Kadri AKTÖS Üye |  Prof. Dr. Hacı TURKOĞLU Üye |
| <input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLDİ | <input type="checkbox"/> REDDEDİLDİ | <input type="checkbox"/> ÖĞRENCİ SINAVA GİRMEDİ | | | | | |
|  Doç. Dr. Oğuz TURGUT 1. Danışman |  Doç. Dr. Kadri AKTÖS Üye |  Prof. Dr. Hacı TURKOĞLU Üye | | | | | |
| FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ MÜDÜRLÜĞÜNE Yukarıda adı, soyadı verilen Anabilim Dalımız Doktora öğrencisinin Doktora Tez Önerisi ile ilgili Tez İzleme Komitesinin aldığı karar tutanak altına alınmıştır. Bilgilerinize saygıyla arz olunur. <div style="text-align: right;">  Prof. Dr. Rahmi ÜNAL Anabilim Dalı Başkanı Makina Müh. Böl. Başkanı Tarih: 22.12.2016 </div> | | | | | | | |
| ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI Karar No: 44/11 Yukarıda adı geçen öğrencinin Sınav Tutanağı'nda belirtildiği üzere Tez Önerisi Savunması sonucu <table border="0"> <tr> <td><input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLMİŞTİR</td> <td><input type="checkbox"/> REDDEDİLMİŞTİR</td> </tr> </table> <div style="text-align: right;">  Prof. Dr. Hacı GÖKÇEN Enstitü Müdürü </div> | | <input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLMİŞTİR | <input type="checkbox"/> REDDEDİLMİŞTİR | | | | |
| <input checked="" type="checkbox"/> KABUL EDİLMİŞTİR | <input type="checkbox"/> REDDEDİLMİŞTİR | | | | | | |
| Açıklama: (*) Tez adı ile tez konusu içsamsız olarak değişiyorsa, Tez Konusu Önerme Formu (Form 4) yeniden düzenlenecek ve bu forma eklenecektir. 1. Yeterlilik Sınavını başarıyla geçen öğrenci, en geç altı ay içerisinde yapacağı tez konusu önerisini TIK önünde sözlü olarak savunur. 2. İkinci Danışmanlar TIK Komitesine katılabilir, imza atabilir, fakat oy kullanamazlar. 3. Bu form ile sayfa sayfa onaylamak koşuluyla, önerilen tez çalışmasının özeti eklenmelidir. 4. Bu form bir nüsha doldurularak Enstitüye iletilecektir. | | | | | | | |

Zülfinaz Yüksel BOĞA

M.H.K.İ

Rızanur ÇATAK
Muhasebe Sorumlusu

3.10. Araştırmacıların özgeçmişleri ve konu ile ilgili başlıca yayınları:

3.10.1. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

A. ŞAHSİ BİLGİLER

Soyadı : Turgut

Adı : Oğuz

B. EĞİTİM

1989-1993 : Lisans

Gazi Üniversitesi

Mühendislik Mimarlık Fakültesi

1993-1996 : Yüksek Lisans

Gazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü/ANKARA

1996-2001 : Doktora

Gazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü /ANKARA

C. CALIŞTIĞI KURUMLAR VE İDARİ GÖREVLER

04.08.2016- : Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fakülte Kurulu
Üyeliği

04.03.2016-20.07.2016: İdari İşler Dekan Yardımcılığı
Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Kasım 2014 : Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR)
Yönetim Kurulu Üyesi

Şubat 2014 – : Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi Yardımcı Editör

27.01.2014 - : Doçent Dr., Gazi Üniversitesi, ANKARA

2010 (5 ay) : Georgia State University, Atlanta, USA

02.02.2010-29.04.2010: Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fakülte Yönetim
Kurulu Üyeliği

2006 – : Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği Genel Sekreteri
2006 – : Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği Yönetim Kurulu Üyesi
21.06.1994-2001 : Araştırma Görevlisi, Gazi Üniversitesi, ANKARA
21.03.2001-21.07.2002: Askeri Hizmet
2002-2003 : Öğretim Görevlisi, Gazi Üniversitesi, ANKARA
2003 (18.07.2003) – 27.01.2014 : Yardımcı Doçent, Gazi Üniversitesi, ANKARA
2004 (10 hafta) : California State University, San Bernardino, USA
2003 (03.09.2003) -2005 (04.09.2005) : Gazi Üniversitesi, ANKARA

Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yrd.

D. ARAŞTIRMA İLGİ ALANLARI

- Deneysel Isı ve Kütle Transferi
- Nano Akışkan İle Isı Transferi
- Mikrokanallarda Isı Transferi
- Yenilenebilir Enerji Sistemleri
- Güneş Kollektörleri Üzerinde Rüzgar Etkisinin İncelenmesi
- Güneş Enerjisinden Yararlanan Hava Isıtmalı Pencere Tipi Güneş Kollektörleri
- Sayısal Akışkanlar Dinamiği ve Isı Transferi
- Kullanılan Mühendislik Programları
 - CFD 2000 V3.45
 - Mathematica 3.0
 - Fluent
 -

E) UZMANLIK ALANI

- Isı ve Kütle Transferi
- Termodinamik
- Güneş Enerjisi

F) ALINAN BİLİMSEL ÖDÜLLER

- TÜBİTAK Bilimsel Yayın Ödülleri
- Gazi Üniversitesi Bilimsel Yayın Ödülleri

- ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) 2016 Student Design Project Competition, Applied Engineering Challenge, Third Place (January 29, 2017)

G) MESLEKİ VE DİĞER KURULUŞLARA ÜYELİK

- Isı Bilimi ve Tekniği
- Türkiye Makina Mühendisleri Odası Birliği (TMMOB)

H) TAMAMLANAN PROJELER

1. **O. Turgut**, “Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Türbülanslı Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2010-59**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012.
1. **O. Turgut**, “Engelli-Oluklu Bir Dikdörtgen Kesitli Kanal İçerisindeki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2010-17**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012.
2. **O. Turgut**, “Hidrodinamik Ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Kanatçıklı Dairesel Kesitli Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2009-04**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012.
3. **O. Turgut**, “Bir Mini Türbinin Tasarımı, Analizi ve Deneysel İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2009-02**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2012.
4. **O. Turgut**, “Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2008-38**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2009.
5. **O. Turgut**, “Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2008-39**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2009.

6. N. Onur ve **O. Turgut**, “Makine Mühendisliği Lisans Eğitimini Geliştirmek Amacıyla Öğrenci Laboratuvarı Geliştirilmesi ve Kurulması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2004-32**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2006.
7. **O. Turgut**, “Sabit Sıcaklıkta Bulunan İki Dikey Paralel Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Kütle Transferi İle Deneysel Olarak İncelenmesi”, Proje No: **06/2005-06**, **Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi**, Aralık 2006 .
8. **O. Turgut**, “Sabit Duvar Sıcaklığında Yamuk Kesitli Kanal İçinde Tam Gelişmiş Akış Şartlarında Isı Transferinin Nümerik Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2006-08**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2006.
9. N. Onur ve **O. Turgut**, “Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Bilgisayar Destekli Tasarım, Mühendislik Araştırma ve Uygulama Laboratuvarının Kurulması ve Denenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2003-78**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2005.
10. N. Onur ve **O. Turgut**, “Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Yamuk Kanallardaki Isı Transferinin Teorik Olarak Araştırılması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2003-22**, Kesin Rapor Tarihi: Aralık 2004.
11. **O. Turgut**, “Binaların Çatısına Düz Olarak Yerleştirilen Güneş Kollektörüne Rüzgarın Arkadan Gelmesi Durumunda Kollektör Yüzeyinden Rüzgarla Oluşan Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2003-29**, Kesin Rapor Tarihi: Mart 2004.
12. N. Onur ve **O. Turgut**, “Binaların Çatısına Düz Olarak Yerleştirilen Güneş Kollektörü Yüzeyinden Rüzgarla Oluşan Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **06/2002-17**, Kesin Rapor Tarihi: Mart 2004.
13. N. Onur ve **O. Turgut**, “Güneş Kollektörlerinin Yüzeylerinde Oluşan Konvektif Isı Kayıplarına Rüzgar Etkisinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **MMF 06/2001-32**, Kesin Rapor Tarihi: Mayıs 2003.

14. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Binaların Çatı ve Pencerelerine Monte Edilen Isıtma Amaçlı Güneş Kollektörlerinden Isı Kayıplarının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması”, DPT Projesi, Proje Kodu: **DPT 97 K121160**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2001.
15. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Dikey Konumda Bulunan Biri Yalıtılmış Diğeri Sabit Sıcaklıkta Bulunan İki Paralel Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Olan Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması” **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarafından Destekli Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **18/2000-01**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 2001.
16. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Biri Yalıtılmış Diğeri Yalıtılmamış İki Paralel Yatay Düzlem Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **MMF 06/99-23**, Kesin Rapor Tarihi: Nisan 2000.
17. N. Onur, ve **O. Turgut**, “İki Yatay Düzlem Levha Arasındaki Mesafenin Levhalar Arasında Gerçekleşen Doğal Konveksiyon Üstüne Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **MMF 06/98-14**, Kesin Rapor Tarihi: Haziran 1999.
18. N. Onur, ve **O. Turgut**, “Birbirine Paralel Dikey İki Saydam Levha Arasındaki Hava Akımının Güneş Enerjisinden Faydalanarak Isıtılmasının Deneysel Analizi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **MMF 06/96-10**, Kesin Rapor Tarihi: Ekim 1997.
19. N. Onur, M. Sivrioğlu, ve **O. Turgut**, “Binalarda Olan Isı Kayıplarını Azaltmaya ve Güneş Enerjisinden Yararlanmaya Yönelik Pencere Geliştirilmesi”, **Gazi Üniversitesi Araştırma Fonu Projesi**, Proje Kodu: **MMF 06/94-15**, Kesin Rapor Tarihi: Eylül 1995.

D) YAYIN LİSTESİ

SCI dergilerindeki yayınlar

- Oğuz Turgut, Kamil Arslan, Periodically fully developed laminar flow and heat transfer in a two-dimensional horizontal channel with staggered fins, *Thermal Science*, 2015. doi: dx.doi.org/10.2298/TSCI150315160T. Basımda.
- E. Kızılırmak, O. Turgut, G. O. Kızılırmak, Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle, *Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering*, doi: dx.doi.org/10.1007/s40997-016-0064-y. Basımda
- Oğuz Turgut, Erkan Kızılırmak, Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transfer in a circular pipe, *Thermal Science*, 19 (5), 1633-1648, 2015. DOI: dx.doi.org/10.2298/TSCI121011045T.
- Oğuz Turgut, Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in hexagonal ducts under isothermal and constant heat flux boundary conditions, *IJST Transactions of Mechanical Engineering*, 38(M1): 45-56, 2014.
- Oğuz Turgut, Mehmet Sarı, Experimental and numerical study of turbulent flow and heat transfer inside hexagonal duct, *Heat and Mass Transfer*, 49(4): 543-554, 2013, DOI. dx.doi.org/10.1007/s00231-012-1101-z
- Onur N., Turgut O., Arslan K., Three-dimensional numerical analysis of forced convection flow and heat transfer in a curved square duct, *Journal of Thermal Science and Technology*, 31 (2), pp. 13-24, 2011.
- Turgut O., Onur N., An experimental and three dimensional numerical study on the wind-related heat transfer from a rectangular flat plate model collector flush mounted on the roof of a model house, *Heat and Mass Transfer*, 46(11-12):1345-1354, 2010. DOI 10.1007/s00231-010-0663-x
- Turgut O., Onur N., Arslan K., Günbey F., Yamuk kesitli kanal içerisinde laminar akışta hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi probleminin sayısal olarak incelenmesi, *Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29 (2): 59-66, 2009.
- Turgut O., Onur N., Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface, *International Communications*

in *Heat and Mass Transfer*, 36(3): 274-279, 2009. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.017.

- Onur N., Turgut O., Arslan K., Kurtul Ö., An experimental and three dimensional numerical study on the convective heat transfer inside a trapezoidal duct under constant wall temperature, *Heat and Mass Transfer*, 45(3):263-274, 2009. DOI 10.1007/s00231-008-0423-3
- Onur N., Turgut O., Demirel D., Laminer zorlanmış konveksiyon şartında iki paralel levha arasına yerleştirilen engellerin akış ve ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, *Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 27 (2): 7-13, 2007.
- Turgut O., Onur N., An experimental and three dimensional numerical study of natural convection heat transfer between two horizontal parallel plates, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(5): 644-652, 2007.
- Onur N., Sivrioğlu M., Turgut O., An experimental study on air window collector having a vertical blind for active solar heating, *Solar Energy*, 57 (5): 375-380, 1996.

Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler

- Onur N., Turgut O., Kurtul Ö., Arslan K., Three-dimensional numerical analysis of laminar convective flow and heat transfer in a curved square duct with internal fin, *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, pp.467-472, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.
- Arslan K., Onur N., Turgut O., Experimental and three-dimensional numerical investigation of laminar flow heat transfer in a rectangular duct under uniform bottom surface temperature with developing velocity and temperature fields, *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, pp.847-852, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.
- Onur N., Arslan K., Turgut O., Experimental and numerical investigation of laminar heat transfer inside trapezoidal duct, *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, pp.853-858, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.

- N. Onur, M. Sivrioğlu, and O. Turgut, An experimental study on air window having horizontal venetian blinds for active solar heating, TIEES-96, First Trabzon International Energy and Environment Symposium, Trabzon, pp.95-101, July 29-31, 1996.

Ulusal hakemli dergilerde yayınlanan makaleler

- Oğuz Turgut, Faraz Khastar, Ali Murat Gültekin, Dikdörtgen kesitli kanalda akış ve ısı transferinin incelenmesi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 18(1), 22-29, 2014.
- Nevzat Onur, Kamil Arslan, Oğuz Turgut, Yamuk kesitli kanal içerisinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan laminar akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *Çankaya University Journal of Science and Engineering*, 9(2): 75-87, 2012.
- Turgut O., Yatay jaluzili, aktif güneş ısıtıcılı, hava-tutuculu pencerenin ısı performansının deneysel olarak incelenmesi, Gazi Üniversitesi, *Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 17 (4): 71-82, 2002.
- Turgut O., Onur N., Design and performance of a special solar collector and its application to drying of agricultural products, *Journal of the Institute of Science and Technology*, Gazi University, 13 (3): 639-648, 2000.
- Onur N, Turgut O., Yıldız M., An experimental study on the performance of a solar air window collector having a vertical blind made of aluminum slats for active solar heating, *Journal of the Institute of Science and Technology*, Gazi University, 11 (4): 761-770, 1998.

Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler

- Oğuz Turgut, Barış Pulat, Dairesel kesitli kanalda laminar akışın incelenmesi, 20. *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 2-5 Eylül 2015, BALIKESİR, 2015.
- Oğuz Turgut, Kadir Koyuncu, Ahmet Öztürk, Eşkenar üçgen kesitli kanalda laminar akışın incelenmesi, *Çankaya Üniversitesi 8. Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu*, 14-15 Mayıs 2015, ANKARA.

- Oğuz Turgut, Erkan Kızıllırmak, Dairesel kesitli kanal içerisine yerleştirilen kanatçığın türbülanslı akış ve ısı transferine olan etkisinin incelenmesi. Hakem incelemesinde.
- Oğuz Turgut, Namık Parmaksız, Dikdörtgen kesitli 90°'lik dirsekte laminar akış ve ısı transferinin incelenmesi, *19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 9-12 Eylül 2013, sf. 388-393, SAMSUN, 2013.
- Onur N., Altunok T., Arslan K., Turgut O., Yamuk kesitli kanal içerisinde laminar akış şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *Çankaya Üniversitesi 5. Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu*, 26-27 Nisan 2012, ANKARA.
- Turgut O., Özkan Z. Ç., Yamuk kesitli kanal içerisinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan laminar akışın sayısal olarak incelenmesi, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-10 Eylül 2011, sf. 8-13, Zonguldak.
- Turgut O., Gülce H. O., Çift borulu ısı değiştiricisi anular bölgesinde uzunlamasına yerleştirilen kanatçıkların laminar akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-10 Eylül 2011, sf. 388-393, Zonguldak.
- Onur N., Turgut O., Arslan K., Uslu R., İçerisine kanal boyunca farklı yüksekliklerde kanatçıklar yerleştirilmiş üçgen kesitli kanal içerisindeki zorlanmış akış ile ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-10 Eylül 2011, sf. 286-291, Zonguldak.
- Onur N., Turgut O., Arslan K., Kahraman S., Engelli-oluklu dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki türbülanslı akışın sayısal olarak incelenmesi, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-10 Eylül 2011, sf. 33-38, Zonguldak.
- Arslan K., Onur N., Turgut O., Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer inside rectangular cross-sectioned duct, *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-10 Eylül 2011, sf. 382-387, Zonguldak.
- Onur N., Turgut O., Arslan K., Uslu R., Geçiş bölgesinde üçgen kesitli kanalda türbülanslı zorlanmış konveksiyon ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *2010 Anova Kullanıcılar Konferansı*, 6-8 Temmuz 2010, Bilkent Otel, Ankara.

- Turgut O., Onur N., Arslan K., Deveci İ., Başataç K., Çapraz düzenlemede laminar zorlanmış konveksiyonun sayısal olarak incelenmesi, *17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 24-27 Haziran 2009, sf. 439-444, Sivas.
- Onur N., Arslan K., Turgut O., Kare kesitli 220 derecelik eğrisel bir kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 24-27 Haziran 2009, sf. 475-481, Sivas.
- N. Onur, Ö. Kurtul, K. Arslan, O. Turgut, Kare Kesitli 90° lik eğrisel bir kanal içerisinde laminar akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *14. Bilgisayar Destekli Mühendislik ve Sistem Modelleme Konferansı*, 05-06 Kasım 2009, ODTÜ, ANKARA.
- O. Turgut, M. Sarı, Altıgen kesitli bir kanal içerisinde geçiş bölgesi için hidrodinamik ve ısısal olarak gelişmekte olan türbülanslı akışın deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, *14. Bilgisayar Destekli Mühendislik ve Sistem Modelleme Konferansı*, 05-06 Kasım 2009, ODTÜ, ANKARA.
- N. Onur, K. Arslan, O. Turgut, Alt yüzeyine farklı açılarda engeller yerleştirilmiş iki paralel plaka arasındaki türbülanslı akışın sayısal olarak incelenmesi, *2008 Anova Kullanıcılar Konferansı*, 7-9 Ekim 2008, Bilkent Otel ve Konferans Merkezi, Ankara.
- Turgut O., Onur N., Cevahir D. S., Turbulent forced convection heat transfer in the entrance region of a parallel plate channel with in-line baffles, *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 30 Mayıs-2 Haziran 2007, sf. 624-629, Kayseri.
- Turgut O., Onur N., Arslan K., Tam gelişmiş akış şartlarında yamuk kesitli kanal içerisindeki zorlanmış konveksiyon ısı transferinin farklı türbülans modelleri kullanılarak incelenmesi, *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 30 Mayıs-2 Haziran 2007, sf. 624-629, Kayseri.
- O. Turgut, N. Onur ve D.S. Cevahir, Numerical analysis of periodically fully developed turbulent forced convection heat transfer in a parallel plate channel with in-line fins, *2006 Anova Kullanıcılar Konferansı*, 5-7 Temmuz 2006, Bilkent Otel ve Konferans Merkezi, Ankara.

- Turgut O., Onur N., Arslan K., Yamuk kesitli kanal içerisinde zorlanmış konveksiyon şartlarında türbülanslı akış ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi, *ULIBTK'05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-9 Eylül 2005, sf. 162-168, Trabzon.
- Onur N., Sivrioğlu M., Turgut O., Güneş enerjisinden yararlanan hava tutuculu pencerenin ısı performansının deneysel olarak incelenmesi, *ULIBTK'95 10. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 6-8 Eylül 1995, sf. 513-524, Ankara.

J) ADAYIN YÜKSEK LİSANS VE DOKTORA TEZLERİ

1. **O. Turgut**, “Güneş Enerjisinden Aktif Olarak Yararlanan Dikey Jaluzili Pencere Tasarımı ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, **Yüksek Lisans Tezi**, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yürütücüsü: **N. Onur**, Aralık 1995.
2. **O. Turgut**, “Güneş Kollektörü Olarak Kullanılan Bir Evin Çatısının Dış Yüzeyinden Zorlanmış Konveksiyon İle Gerçekleşen Isı Transferinin İncelenmesi”, **Doktora Tezi**, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yürütücüsü: **N. Onur**, Ocak 2001.

K) YÖNETİLEN VE TAMAMLANAN YÜKSEK LİSANS VE DOKTORA TEZLERİ

1. Halil İbrahim EROL, Siklon Çıkış Boru Çapının Siklon Verimliliğine Etkisinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Aralık 2016, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT**.
2. Faraz KHASTAR, Yamuk Kesitli Mikro Isı Değiştiricilerde Nanoakışkanların (Al₂O₃-Su ve CuO-Su) Akış ve Isı Transferinin Sayısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 2016, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT**.
3. Erkan KIZILIRMAK, İç Yüzeyinde Engeller Bulunan Dairesel Kanal İçerisinde Türbülanslı Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 2012, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT**.

4. Umut Barış YILMAZ, Altıgen Kesitli Kanalda Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 2012, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
5. Mehmet SARI, Altıgen Kesitli Kanal İçerisinde Türbülanslı Zorlanmış Konveksiyon Şartlarında Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 2010, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
6. Funda EROĞUL, Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Altıgen Kesitli Bir Kanalda Isı Transferinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 2010, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
7. Murat DURAN, Dairesel Kesitli Anular Bölgede Tam Gelişmiş Türbülanslı Akışın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mayıs 2010, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
8. Feyza GÜNBEY KIVRIK, Bir Yüzeyinde Bloklar Bulunan Yatay Yamuk Kesitli Kanal İçindeki Laminer Zorlanmış Konveksiyon Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat 2010, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
9. Zafer DENİZ, Güneş Kollektörü Olarak Kullanılan Bir Evin Çatısının Dış Yüzeyinden Zorlanmış Konveksiyon İle Gerçekleşen Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mayıs 2008, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**
10. Deniz Sarı CEVAHİR, Kanatçıklı Paralel İki Levhanın Giriş Bölgesindeki Türbülanslı Akış ve Isı Transferinin Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mart 2006, ANKARA, **Tez Yürütücüsü: O. TURGUT.**

3.10.2.

Erkan KIZILIRMAK

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü Doktora Öğrencisi
İş Adresi : TCDD İşletmesi Genel Müdürlüğü,
(0312) 309 05 15/4399- 0533 617 03 40
E-mail : erkankizilirmak@hotmail.com



KİŞİSEL BİLGİLER

Doğum Tarihi : 13/05/1982
Doğum Yeri : Kırşehir
Medeni Durum : Evli
Mesleği : Makine Yüksek Mühendisi
Öğrenci No : 138310504
Askerlik Durumu : Lv. Astğm. ve Lv. Tğm. görevleri yapılarak tamamlandı. (01/08/2006 – 01/08/2007)

EĞİTİM BİLGİLERİ

| | |
|--|--|
| Doktora | Gazi Üniversitesi – Ankara – Makine Mühendisliği – Termodinamik ve Enerji Ana Bilim Dalları üzerine – 02/2013 – devam etmektedir. (Ders dönemi ve doktora yeterlilik sınavı geçilmiş olup, doktora tezi yapım aşamasında devam etmektedir.) – NO: 3,14 |
| Yüksek Lisans | Gazi Üniversitesi – Ankara – Makine Mühendisliği – Termodinamik ve Enerji Ana Bilim Dalları üzerine – 02/2009 – 07/2012 – NO: 3,36 |
| Lisans (İngilizce Hazırlık ile birlikte) | Gazi Üniversitesi – Ankara – Makine Mühendisliği – 09/2000 – 06/2005 NO: 2,66 |
| Lise | Gaziantep Anadolu Lisesi – Gaziantep – 09/1998 – 06/2000 – NO: 4,58 |

BİLİMSEL MAKALELER (Uluslararası Hakemli SCI Olarak Taranan Makaleler)

| | |
|------|---|
| 2015 | Turgut O. and Kizilirmak E., Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transfer in a circular pipe, <i>Thermal Science</i> , Vol. 19, No. 5, pp. 1633-1648, 2015. |
| 2016 | Kızılirmak, E., Turgut, O., Kızılirmak, G.O. Effects of Reynolds number and baffle position on three-dimensional turbulent flow and heat transfer in a circular pipe for single baffle, <i>Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering</i> , Vol. Online First Articles, http://link.springer.com/article/10.1007/s40997-016-0064-y , doi:10.1007/s40997-016-0064-y, (2016). |

YABANCI DİL BİLGİSİ

| | |
|-----------|--|
| İngilizce | Üniversitelerarası Kurul Yabancı Dil Sınavı (ÜDS – 12/10/2008) Puanı : 62,5 İleri düzeyde İngilizce konuşma sertifikası : ENGLISH CLUB; 03/01/2009 – 26/04/2009 |
|-----------|--|

Not : “Proje Başvuru Formu” nda (Form-1) yer alması gereken bilgiler ile bu forma eklenmesi gereken diğer bilgi ve belgelerin eksiksiz olması amacıyla, aşağıda bulunan “Kontrol Listesi” ni mutlaka işaretleyiniz ve “Kontrol Listesi” ni birinci sayfa olarak ilishtiriniz.

TOTAL CARBON DIOXIDE ABSORPTION CAPACITY OF CALCIUM ACETATE SOLUTION

Duygu UYSAL, Javid SAFAROV, Özkan Murat DOĞAN, Egon HASSEL,

Bekir Zühtü UYSAL

CORRESPONDENCE ADDRESSES: Duygu Uysal, Ph.D., Assistant, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: duysal@gazi.edu.tr, Javid Safarov, Ph.D., Assoc. Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: javid.safarov@uni-rostock.de, Özkan Murat Doğan, Ph.D., Professor, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: mdogan@gazi.edu.tr, Egon Hassel, Ph.D., Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: egon.hassel@uni-rostock.de, Bekir Zühtü Uysal, Ph.D., Professor, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: bzuysal@gazi.edu.tr.

Abstract

The main reason of global warming is the increase in concentration of greenhouse gases in atmosphere, especially CO₂, which is mostly emitted from power plants. There are several systems conventionally used to prevent this increment like absorption of CO₂ from flue gases with ammonia or amine solutions. The drawback of these conventional systems is that they require so much energy to operate due to pressures and temperatures involved, resulting in the decrease of overall power plant efficiency. Calcium acetate could be an alternative sorbent due to its alkaline nature and the ability to react with CO₂. In this work, the total CO₂ absorption capacities of calcium acetate solutions were investigated. In the experiments, calcium acetate (Sigma-Aldrich BASF Quality, $\geq 99\%$) binary solutions with 8 different concentrations (ranging between 0.7719-22.3204 wt-%) in water were used. The experiments were performed in a stainless steel measuring cell in equilibrium by using the isochoric method at 3 different pressures (0.485 MPa, 0.988 MPa, 1.530 MPa) and 4 different temperatures (ranging between 273 – 333K). It was found out that with increasing pressure and decreasing temperature, the absorption capacity of the solutions increased. The pressure, however, was observed to have less profound effect at high values.

Keywords: carbon dioxide, absorption capacity, calcium acetate.

1 INTRODUCTION

Global warming, being one of the most important issues of the world, is a current threat for the environment [1]. It is proven that the greatest factor of global warming is the carbon dioxide gas concentration in the atmosphere [2]. Thus, currently it is important to prevent the increment of carbon dioxide amount in the atmosphere. This should be done by capturing the carbon dioxide from point sources, i.e., from the flue gases of plants [3,4]. There are many researches and projects about capturing and sequestering carbon dioxide from flue gases; but the conventional systems require so much energy that the CCS (carbon dioxide capture and storage) unit in a power plant decreases the overall efficiency of that plant by approximately 2% which is a non-negligible value regarding the amount of total energy being produced [4-6].

Arising from these problems, there is an inevitable need for a new alternative solution for carbon dioxide capture systems. Calcium acetate, a benign material, can be the answer for this problem. Calcium acetate is an environment-friendly, noncorrosive and relatively inexpensive material. The biggest advantage of this system is the solubility of it in water being high thus making it possible to be used in absorption systems (preferred to CaCO₃ and Ca(OH)₂ because they are slurry systems). Moreover, it is an inorganic system; thus decomposition is not a concern. Furthermore, it is an inexpensive chemical. All of these advantages of calcium acetate are making itself a perfect candidate for the alternative solution being sought.

In this work, the total absorption capacity of calcium acetate solutions with different

concentrations were investigated at elevated pressures and different temperatures.

2 MATERIALS AND METHODS

2.1 Preparation of Calcium Acetate-Water Binary Solutions

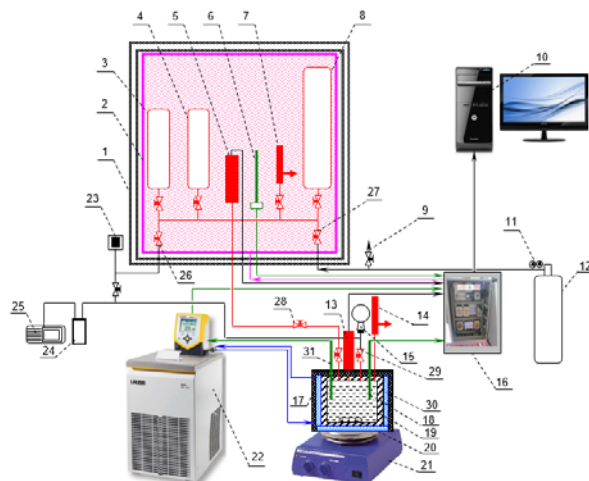
In order to investigate the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution at elevated pressures and different temperatures, firstly calcium acetate – water binary solutions with different concentrations were prepared.

To prepare these binary solutions, calcium acetate powder (Sigma Aldrich BASF Quality, $\geq 99\%$) was dehydrated due its to the hydrophilic nature in a closed flask, under vacuum for 24 hours. Also distilled water was degassed by applying vacuum to its flask, in order to get rid of any dissolved gases. Then the dehydrated calcium acetate powder and degassed distilled water were combined in a special apparatus under vacuum to obtain calcium acetate-water binary solution.

2.2 Experimental Setup

The experiments for the determination of total CO_2 absorption capacity of calcium acetate solution were done with the experimental setup shown in Figure 1.

Here, calcium acetate solution with previously measured volume was poured into the measuring cell. Then, after sealing up the system, CO_2 in the gas chambers at certain pressure was sent to measuring cell. Whilst the operation, the pressure inside the cell was measured continuously. As CO_2 was absorbed by the solution, the pressure inside the cell decreased until the equilibrium was reached. By the pressure point at which the equilibrium was reached, it was possible to calculate the CO_2 absorption capacity of the solution at that certain pressure and temperature. When the equilibrium was reached for that certain pressure, the temperature was decreased at the same chamber pressure.



1 – Gas reservoir, 2 – Heating, 3, 4 – Gas chambers (150 cm³), 5 – Pressure transducer, 6, 18 – PT100 Rod Sensor, 7 – Emergence valve, 8 – Gas balloon (300 cm³), 9 – Connection for the evacuation of gas from system, 10 – PC, 11 – Reducer, 12 – External CO_2 gas cylinder, 13 – Pressure transducer of measuring cell, 14 – Emergence valve of measuring cell, 15 – Coble with the filled sample, 16 – Electronic tracking system, 17 – Isolation, 19 – Measuring cell, 20 – Magnetic coupling, 21 – Magnet, 22 – Thermostat, 23 – Vacuum indicator, 24 – Liquid nitrogen trap, 25 – Vacuum pump, 26, 27, 28, 29 – Valve, 30 – Metal reservoir for heating of measuring cell.

Figure 1. Experimental setup

By this method, the total absorption capacities of 8 different calcium acetate solutions (0.7719, 1.4598, 3.6274, 5.4390, 11.9642, 14.4661, 17.6164 and 22.3204 wt-%) were obtained at 3 different pressures (0.485 MPa, 0.988 MPa, and 1.530 MPa) and 4 different temperatures (273.15, 293.15, 313.15 and 333.15 K).

These calcium acetate-water binary solutions were prepared regarding the maximum solubility of calcium acetate in water which is 24.8 g calcium acetate/100 g solution [7,8].

The reason of selecting the highest temperature as 333.15 K was that the maximum operating temperature of the conventional absorption system is 60°C.

In Figure 2, an example data graph for single experiment can be seen.

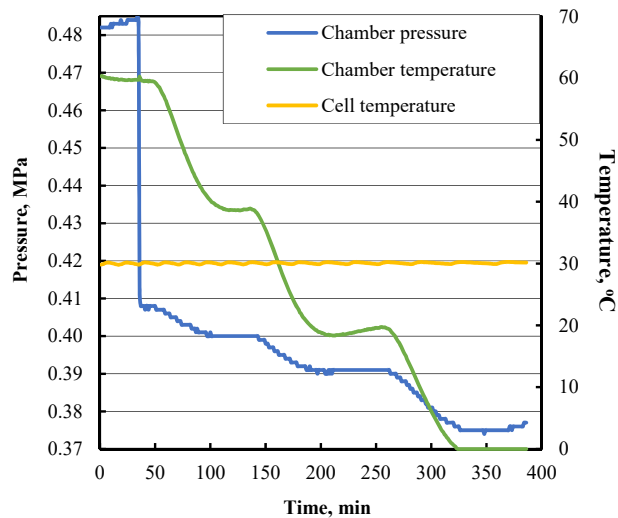


Figure 2. Experimental data graph (calcium acetate solution concentration: 0.7719 wt-%, initial chamber pressure: 0.482 MPa)

As it can be clearly seen from the figure, the initial conditions for the experiments were adjusted as the chamber pressure (which was selected as 0.485 MPa, 0.988 MPa, and 1.530 MPa, as mentioned before) and the highest temperature (which is 333.15 K or 60°C). When there was not any decrement in pressure, the temperature was then decreased to 313.15 K (or to 40°C). As the solubility of the gases increases with decreasing temperature, at a lower value of temperature than previous, the absorption process proceeded and a new equilibrium pressure point was reached. As a result, it was possible to calculate the total absorption capacities for different temperatures at different pressures.

3 RESULTS

In order to investigate the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solutions, the experiments were done with 8 different calcium acetate solution concentrations at 3 different pressures and 4 different temperatures. The result for the effect of pressure at different temperatures can be seen in Figure 3.

As it is clearly seen from the figure, as the pressure increases, the absorption capacity of the solution also increases. The absorption capacity values are very close to each other at higher pressures while there is a big gap between the capacity values obtained at approximately 0.5 MPa and 1 MPa and particularly at lower temperatures. Regarding the results, it is reasonable to say that, it may not be worth to

operate the absorption system at high pressures as the increase in the capacity (thus the yield of unit) may not compensate the increase in operating costs. The importance of pressure increment becomes unimportant at higher temperatures, due to the fact that the solution of gases in liquids decrease with increasing temperature.

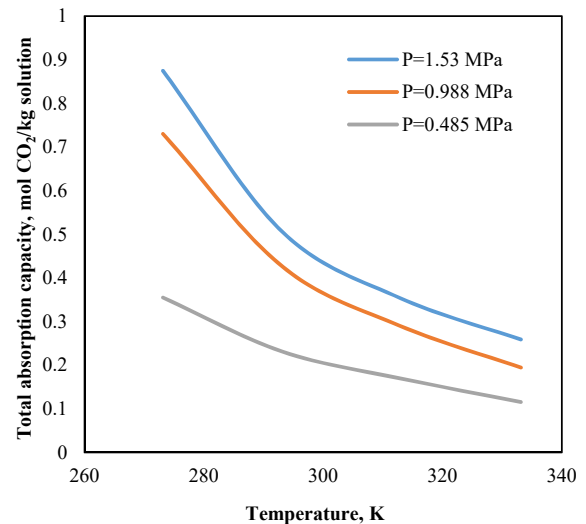


Figure 3. The change in the total CO₂ absorption of constant calcium acetate solution concentration (0.7719 wt-%) with respect to temperature at different pressures

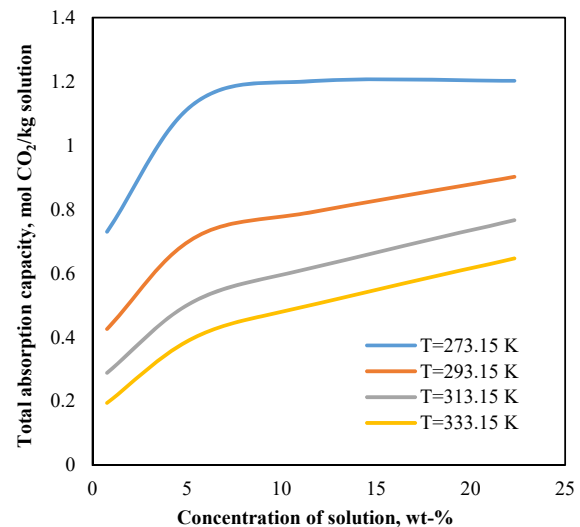


Figure 4. The change in the total CO₂ absorption at constant chamber pressure (1 MPa) with respect to concentration of solution at different temperatures

As it is seen from Figure 4 and Figure 5, as the concentration of the calcium acetate solution increases, the total absorption capacity of it also

increases. Again as seen in Figure 4, it is better to operate the system at lower temperatures. As calcium acetate lowers the freezing point of water, operating the system at lower temperatures would not cause any problem. But the lower the temperature is (than the ambient temperature), the higher the operating cost would be. It is also clearly seen from the figure that the slope of increase in the absorption capacity at lower concentrations is higher than that of at higher concentrations. So selecting an optimum value of concentration rather than operating the system with saturated calcium acetate solution would be feasible.

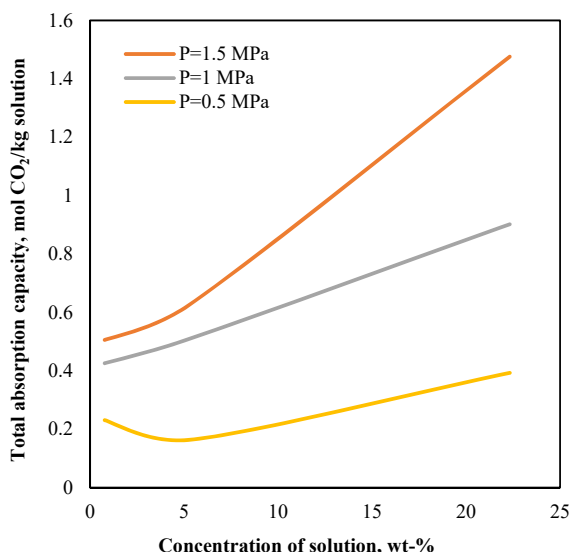


Figure 5. The change in the total CO₂ absorption for constant temperature (293.15 K) with respect to concentration of solution at different pressures

The same result can be said for the results presented in Figure 5. The increment in pressure result in higher absorption capacity, but it also results in higher operating costs.

So, when adapting these experimental results to CO₂ capture unit, the optimum values should be determined for the parameters regarding the operational costs and the efficiency of the unit.

4 CONCLUSIONS

In this work, the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution was investigated. The experiments were done at elevated pressures at several temperatures with different calcium acetate solution concentrations and the effects of these parameters were discussed. The main conclusion is that, the

capacity of carbon dioxide absorption of calcium acetate solutions increases with increasing pressure, solution concentration and with decreasing temperature. The important point here is that, the effect of these parameters on operating cost should be considered in optimization.

5 ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to thank to TUBITAK for granting this project.

REFERENCES

- [1] IPCC Synthesis Report, *Climate Change 2007: Synthesis Report*, An Assessment of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007.
- [2] IPCC Synthesis Report, *Climate Change 2014: Synthesis Report*, A report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014.
- [3] B. Smit, J.A. Reimer, C.M. Oldenburg, I.C. Bourg, *Introduction to carbon capture and sequestration*, The Berkeley Lectures on Energy – vol 1., Imperial College Press, London, 2014.
- [4] M. Wang, A. Lawal, P. Stephenson, J. Sidders, C. Ramshaw, "Post-combustion CO₂ capture with chemical absorption: a state-of-art review", *Chemical Engineering Research and Design*, 89, 1609-1624, 2011.
- [5] K.P. Resnik, J.T. Yeh, H.W. Pennline, "Aqua ammonia process for simultaneous removal of CO₂, SO₂ and NO_x", *International Journal of Environmental Technology and Management*, 4, 89-104, 2004.
- [6] Z. Feng, F. Cheng-Gang, W. You-Ting, W. Yuan-Tao, L. Ai-Min, Z. Zhi-Bing, "Absorption of CO₂ in the aqueous solutions of functionalized ionic liquids and MDEA", *Chemical Engineering Journal*, 160, 691-697, 2010.
- [7] D. B. Leineweber, *Production of Calcium Magnesium Acetate (CMA) from Dilute Aqueous Solutions of Acetic Acid*, M.Sc. Thesis, University of Wisconsin, Madison 2002.
- [8] C. Saury, R. Boistelle, F. Dalem, J. Bruggeman, "Solubilities of calcium acetates in the temperature range 0-100°C", *Journal of Chemical Engineering Data*, 38, 56-59, 1993.

Heat Capacity and Speed of Sound of 1-Butyl-3-Methylimidazolium Hexafluorophosphate and 1-Butyl-3-Methylimidazolium Trifluoromethanesulfonate Over Wide Range of Temperature

KHAGANI SULEYMANLI, DUYGU UYSAL, RENA HAMIDOVA, ABILGANI ALIYEV, JAVID
SA-FAROV, ASTAN SHAHVERDIYEV & EGON HASSEL

Abstract Ionic liquids are interesting to be useful in various branches of chemical industry. The wide range of application of them requires high quality thermophysical properties of them. In this work, we present the heat capacity and speed of sound measurements of 1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate [BMIM][PF₆] and 1-butyl-3-methylimidazolium trifluoromethanesulfonate [BMIM][TFO] at the wide range of temperature. The constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ of these IL's measured at ambient pressure and at wide range of temperature $T = (273.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ using the Pyris 1 DSC Differential Scanning Calorimeter. The accuracy of evaluation of constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ is $\pm 0.1\%$. The speed of sound values $u(p_0, T)/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ at ambient pressure and temperatures at $T = (278.15 \text{ to } 343.15) \text{ K}$ are investigated using the Anton Paar DSA 5000M vibration tube densimeter and sound velocity meter within an uncertainty of $\Delta u = \pm 0.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. The obtained experimental values of constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)$ and speed of sound values $u(p_0, T)$ are compared with the available literature values.

CORRESPONDENCE ADDRESS: Khagani Suleymanli, Azerbaijan Technical University Department of Heat Energy, H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan, e-mail: khagani.suleymanli@mail.ru. Duygu Uysal, Ph.D., Assistant, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: duygu@gazi.edu.tr. Rena Hamidova, Azerbaijan Technical University, Department of Heat Energy, H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan, e-mail: rqamidova81@mail.ru. Abilgani Aliyev, Azerbaijan Technical University, Department of Heat Energy, H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan, Javid Safarov, Ph.D., Assoc. Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: javid.safarov@uni-rostock.de. Astan Shahverdiyev, Azerbaijan Technical University, Department of Heat Energy, Azerbaijan, H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan, e-mail: astanshahverdiyev205@gmail.com. Egon Hassel, Ph.D., Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: egon.hassel@uni-rostock.de.

<https://doi.org/10.18690/978-961-286-064-6.4> ISBN 978-961-286-064-6
© 2017 University of Maribor Press
Available at: <http://press.um.si>.

10TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE ENERGY AND
ENVIRONMENTAL PROTECTION (JUNE 27TH – 30RD, 2017, BLED,
SLOVENIA), WATER AND AIR QUALITY

J. Krope, A.Ghani Olabi, D. Goričaneč & S. Božičnik



Keywords: • ionic liquid • heat capacity • Differential Scanning
Calorimeter • speed of sound • velocity meter •.

1 Introduction

Room temperature ionic liquids (IL's) are salts that are liquids at ambient temperatures and have a stable liquid range of over 300 K. They are excellent solvents for a broad range of polar organic compounds and show partial miscibility with aromatic hydrocarbons. An expanding interest in ionic liquids has been observed during the last decade. IL's are composed of bulky ions, have very small vapor pressure, low melting point, high solvating capacity, high ionic conductivity, which make them attractive for practical applications. IL's have been suggested as potentially “green” replacements for conventional organic solvents since they are nonvolatile, nonflammable and recyclable.

While scientific and technological interest in the properties of room-temperature IL's and their mixture with other fluids are rapidly increasing [1-4], their thermodynamical and structural properties have not yet been studied systematically [3-6]. The thermodynamic and reaction kinetics processes in IL's are different from those in conventional media [7]. This creates new opportunities for reaction, separation, photochemical and electrochemical processes. Binary mixtures of IL's and other fluids have been used for electrochemical applications (solar cells) and considerable improved the performance in the device [8, 9]. ILs also has thermophysical properties that very suitable for heat transfer and short heat term storage in power plants (Valkenburg et al. [10]).

Before the measurements, we have analysed the literature results of these IL's and the results of heat capacity measurements of [BMIM][PF₆] and [BMIM][TFO] in literature were summarized in Table 1-2, where are listed information on heat capacity and speed of sound measurements with temperatures or temperature ranges of this investigations, the techniques used and short characteristics of substances.

Table 1: Summary of the heat capacity measurements for [BMIM][PF₆]

| First author | Year | Method | Properties | Temperature, T/K | Pressure, p/MPa | Uncertainty, Δp | Purity | Company of Purchase |
|-----------------|------|--------|-----------------|--------------------|--------------------------|-------------------------|---------------------------------------|---------------------------|
| Fredlake | 2004 | MTDSC | ρ, T, c_p | 298.15 to 323.15 | 0.101 | (2.5 to 4) % | 99.9 % | NA |
| Kabo | 2004 | AC | ρ, T, c_p | 196.80 to 311.31 | 0.101 | $\pm 0.4\%$ | 99.96 % | Covalent Associates, Inc. |
| Azevedo | 2005 | Calc. | T, ρ, p, u | 298.15 to 323.15 | 0.1 to 100 | $\pm 0.2\%$ | Water < 75 ppm | Quill laboratory |
| Troncoso | 2006 | DSC | ρ, T, c_p | 283.15 to 328.15 | 0.101 | $\pm 0.2\%$ | 99.8 % | Quill laboratory |
| Yu | 2009 | DSC | T, c_p | 293.2 to 358.2 | 0.101 | $\pm 1\%$ | ≥ 0.981 | TCI Co. |
| Nieto De Castro | 2010 | DSC | T, c_p | 308.16 to 423.22 | 0.101 | $\pm 1\%$ | Chloride < $5 \cdot 10^{-6}$ mass fr. | Quill laboratory |
| Suleymanli | 2017 | DSC | T, c_p | 283.15 to 413.15 | 0.101 | 0.1% | 40 ppm | Merck |

Table 2: Summary of the heat capacity measurements for [BMIM][TFO]

| First author | Year | Method | Properties | Temperature, T/K | Pressure, p/MPa | Uncertainty, $\Delta\rho$ | Purity | Company of Purchase |
|--------------|------|--------|-------------------|-----------------------|-----------------------------|--|--------------|---------------------|
| Fredlake | 2004 | MTDSC | ρ, T, c_p | 298.15 to 327.19 | 0.101 | (2.5 to 4) % | 99.9 % | NA |
| Diedrichs | 2006 | TSM | T, c_p | 315 to 425 | 0.3 | ± 5 % | NA | Merck |
| Garcia-Miaja | 2008 | DSC | ρ, T, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | ± 0.3 % | 0.999 | Solvent Innovation |
| Ge | 2008 | DSC | T, c_p | 293 to 358 | 0.101 | 2.9 % | >98 % | Merck |
| Garcia-Miaja | 2009 | CM | ρ, T, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | $\pm 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | NA | Solvent Innovation |
| Garcia-Miaja | 2009 | DSC | ρ, T, u, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | $\pm 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | >0.985 | Solvent Innovation |
| Lin | 2009 | DSC | T, u, c_p | 303.2 to 353.2 | 0.101 | ± 2 % | ≤ 0.009 | TCI Co. |
| Yu | 2009 | DSC | σ, T, c_p | 303.2 to 358.2 | 0.101 | ± 2 % | ≥ 0.981 | TCI Co. |
| Faulechka | 2010 | AC | ρ, T, c_p | 292.86 to 367.78 | 0.101 | ± 0.4 % | 99.6 | NA |
| Valderrama | 2011 | GCM | T, c_p | 250 to 425 | 0.101 | NA | NA | NA |
| Calvar | 2013 | DSC | T, c_p | 298.15 to 323.15 | 0.101 | ± 5 % | >0.98 | IoliTec |
| Farahani | 2013 | DSC | T, c_p | 188.06 to 663.10 | 0.101 | 3.6 % | NA | NA |
| Suleymanli | 2017 | DSC | T, c_p | 283.15 to 413.15 | 0.101 | 0.1 % | 40 ppm | Merck |

MTDSC; Mettler-Toledo differential scanning calorimeter; TSM, Three-step method; DSC, differential scanning calorimeter; CM, Calvet microcalorimeter; AC, adiabatic calorimetry; GCM, group-contribution method; ρ , density; T , temperature; c_p , heat capacity at constant pressure; u , speed of sound; σ , surface tension; NA, not available;

2 Experiments

1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate [BMIM][PF₆] (CAS No 174501-64-5, chemical formula C₈H₁₅N₂F₆, product number 4900500100, purity $\geq 98\%$, $M_w=0.28418 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$) and 1-butyl-3-methylimidazolium trifluoromethanesulfonate [BMIM][TFO] (CAS: 174899-66-2, chemical formula C₉H₁₅F₃N₂O₃S, product number 4900240100, purity $\geq 98\%$, $M_w=0.28829 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$) were purchased from Merck. In order to remove all volatile impurities the sample was dried under vacuum during 48 hours at temperature $T=423.15 \text{ K}$. Mass fraction of water determined after drying by means of Karl-Fisher titration was less than 40 ppm.

The constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)$ measurements of [BMIM][PF₆] and [BMIM][TFO] at ambient pressure and experimental temperature interval of (p, ρ, T) measurements for the calculation of other thermophysical properties, like as heat capacities at constant pressure $c_p(p, T)$ and volume $c_v(p, T)$, also speed of sound $u(p, T)$ at high pressures and temperatures is required [11]. In this case, the constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ of the investigated ionic liquids is measured at $T = (283.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ using the Pyris 1 DSC Differential Scanning Calorimeter. The accuracy of evaluation of constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ is $\pm 0.1\%$. The obtained experimental data were used for the calculation of specific heat capacities $c_p(p, T)$ and $c_v(p, T)$ at high pressures and temperatures, in which the densities of the investigated ionic liquids are experimentally investigated.

The speed of sound values $u(p_0, T)$ of investigated ionic liquids at ambient pressure and temperatures at $T = (283.15 \text{ to } 343.15) \text{ K}$ are investigated using the Anton Paar DSA 5000M vibration tube densimeter and sound velocity meter with intervals of $\Delta T = (5\text{-}10) \text{ K}$ and an uncertainty of $\Delta u = \pm 0.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. These high accuracy values are necessary to check the accuracy of calculated speed of sound values $u(p_0, T)$ at $p = 0.101 \text{ MPa}$.

Specific heat capacity values of investigated ionic liquids at ambient pressure $c_p(p_0, T)$ were fitted to the polynomial equation:

$$c_p(p_0, T) = \sum_{i=0}^2 a_i T^i \quad (1)$$

where a_i are the coefficients of eqn. (1) and presented in Table 3.

Table 3. Coefficients a_i of eqn. (1).

| [BMIM][PF ₆] | |
|---|------------------------------------|
| $a_0/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | 634.685289248021 |
| $a_1/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | 3.19689261968619 |
| $a_2/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-3}$ | $-0.171804377292917 \cdot 10^{-2}$ |

| [BMIM][TFO] | |
|---|--------------------------------|
| $a_0/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | 896.5314826 |
| $a_1/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | 2.1577936223 |
| $a_2/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-3}$ | $-0.45613543147 \cdot 10^{-3}$ |

The eqn. (1) describe the obtained specific heat capacity values at ambient pressure within max. in $\Delta c_p(p_0, T)/c_p(p_0, T) = \pm 0.02$ % average percent deviation.

Figures 1 and 2 presents the plot of deviation of literature heat capacities $c_p(p_0, T)$ values of investigated IL's at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

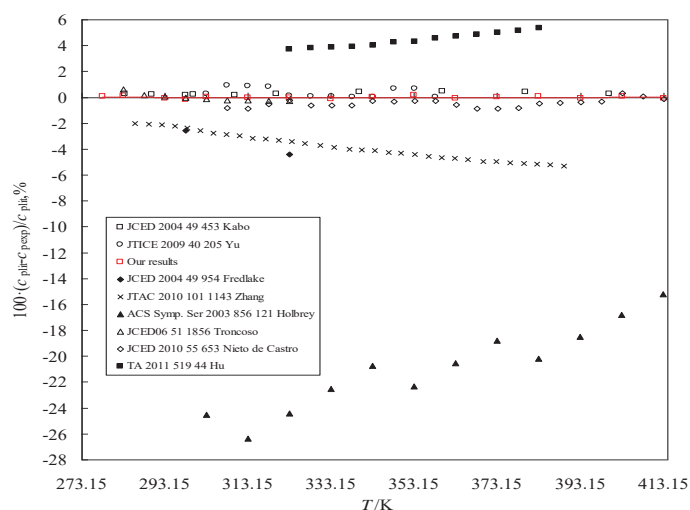


Figure 1. Plot of deviation of literature heat capacities $c_p(p_0, T)$ values of [BMIM][PF₆] at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

The literature heat capacities c_p values of [BMIM][PF₆] have good agreement with our results except the values Holbrey *et al.* [12].

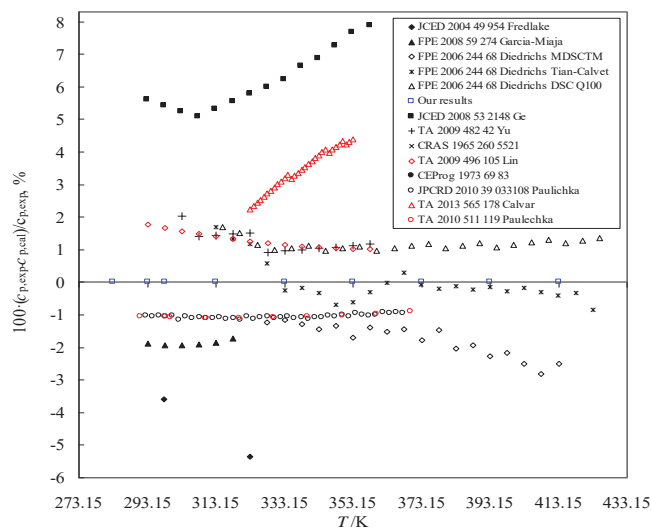


Figure 2. Plot of deviation of experimental $c_{p,\text{exp}}(p_0, T)$ and literature $c_{p,\text{lit}}(p_0, T)$ heat capacities of [BMIM][TFO] at $p = 0.101$ MPa *versus* temperature.

The literature heat capacities c_p values of [BMIM][TFO] have good agreement with our results.

Speed of sound values of investigated IL's at ambient pressure $u_{lit.}(p_0, T)$ were fitted to the polynomial equation:

$$u(p_0, T) = \sum_{i=0}^2 b_i T^i \quad (2)$$

where b_i are the coefficients of eqn. (2) and presented in Table 4.

Table 4. Coefficients a_i of eqn. (2).

| [BMIM][PF ₆] | |
|--|-----------------------------------|
| $b_0/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 2413.34314835316 |
| $b_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | - 4.11638421961098 |
| $b_2/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | $0.288736429969561 \cdot 10^{-2}$ |
| [BMIM][TFO] | |
| $b_0/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 2270.23018863204 |
| $b_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | -3.62707403572968 |
| $b_2/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | $0.227904272860968 \cdot 10^{-2}$ |

The eqn. (2) describe the obtained speed of sound values at ambient pressure in $\Delta u/u = \pm 0.033$ % average percent deviation for [BMIM][PF₆] and $\Delta u/u = \pm 0.010$ % for [BMIM][TFO].

Figure 3 and 4 presents the plot of deviation of literature speed of sound $u(p_0, T)$ values of investigated IL's at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

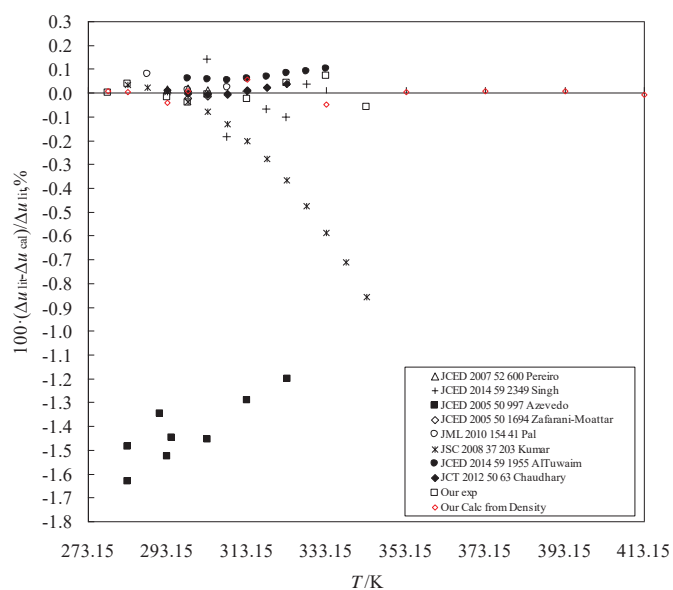


Figure 3. Plot of deviation of literature speed of sound $u_{lit}(p_0, T)$ values of [BMIM][PF₆] at ambient pressure from our measured $u_{exp.}$ and calculated $u_{cal.}$ values *versus* temperature.

The literature speed of sound $u_{lit}(p_0, T)$ values of [BMIM][PF₆] have good agreement with our results. Only the values of Azevedo *et al.* have some deviation from other values.

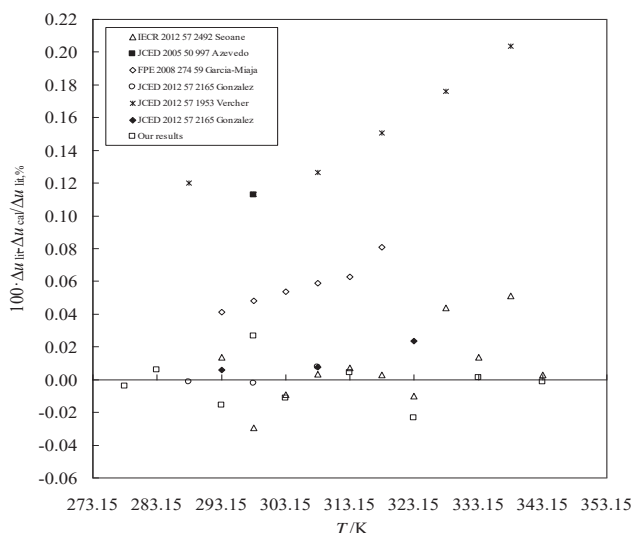


Figure 4. Plot of deviation of literature speed of sound $u_{\text{lit.}}(p_0, T)$ values of [BMIM][TFO] at ambient pressure from our measured $u_{\text{exp.}}(p_0, T)$ and calculated $u_{\text{cal.}}(p_0, T)$ values versus temperature.

Acknowledgements

The Azerbaijan Technical University, University of Rostock and Gazi University thanks for the supporting of these research investigations.

References

- [1] D.R. MacFarlane, K.R. Seddon, "Ionic liquids-progress on the fundamental issues", *Austrian Journal of Chemistry*, 60, 3–5, 2007.
- [2] M. Deetlefs, K.R. Seddon, "Ionic liquids: fact and fiction", *Chim. Oggi*, 24, 16–18, 2006.
- [3] R.D. Rogers, K.R. Seddon, (eds.). *Ionic Liquids as Green Solvents: Progress and Prospects*, ACS Symposium Series. ACS, Washington, 2003.
- [4] P. Wasserscheid, T. Welton (eds.). *Ionic Liquids in Synthesis*, Wiley-VCH, Weinheim, 2003.
- [5] R.D. Rogers, K.R. Seddon, "Ionic liquids-solvents of the future?", *Science*, 302, 792–793, 2003.
- [6] F. Endres, S. Zein Al Abedin, "Air and water stable ionic liquids in physical chemistry", *Physical Chemistry Chemical Physics*, 8, 2101–2116, 2006.
- [7] J. Dupont, R.F. de Souza, P.A.Z. Suarez, "Ionic liquid (molten salt) phase organometallic catalysis", *Chemical Reviews*, 102, 3667–3691, 2002.
- [8] P. Wang, B. Wenger, R. Humphry-Baker, J.-E. Moster, J. Teuscher, W. Kantelehn, J. Mezger, E.V. Stoyanov, S.M. Zakeeruddin, M. Graetzel, "Charge separation and efficient

light energy conversion in sensitized mesoscopic solar cells based on binary ionic liquids”,
Journal of American Chemical Society, 127, 6850–6856, 2005.

- [9] P. Wang, S.M. Zakeeruddin, R. Humphry-Baker, M. Graetzel, “A binary ionic liquid electrolyte to achieve ≥ 7 % power conversion efficiencies in dye-sensitized solar cells”, *Chemistry of Materials*, 16, 2694–2696, 2004.
- [10] M.E.V. Van Valkenburg, R.L. Vaughn, M. Williams, J.S. Wilkes, “Thermochemistry of ionic liquid heat-transfer fluids” *Thermochimica Acta*, 425, 181–188, 2005.
- [11] J. Safarov, R. Hamidova, S. Zepik, H. Schmidt, I. Kul, A. Shahverdiyev, E. Hassel, “Thermophysical Properties of 1-hexyl-3-methylimidazolium bis(trifluoromethylsulfonyl) imide at high temperatures and pressures”, *J. Mol. Liq.*, 187, 137-156, 2013.
- [12] J.D. Holbrey, W.M. Reichert, R.G. Reddy, R.D. Rogers, *Heat Capacities of Ionic Liquids and Their Applications as Thermal Fluids*, Ionic Liquids as Green Solvents: Progress and Prospects, ACS Symposium Series 856, 11, 121-133, American Chemical Society: Washington D. C., 2003.

DENSITY OF 1-BUTYL-3-METHYLIMIDAZOLIUM HEXAFLUOROPHOSPHATE AND METHANOL BINARY MIXTURES

Khagani SULEYMANLI*, Duygu UYSAL**, Rena HAMIDOVA*, Javid SAFAROV*,***,
Abilgani ALIYEV*, Astan SHAHVERDIYEV*, Egon HASSEL***

*Department of Heat Energy, Azerbaijan Technical University,
H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan.

** Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü
06570 Maltepe, Ankara, Turkey, duysal@gazi.edu.tr

*** Institute of Technical Thermodynamics, University of Rostock,
Albert-Einstein-Str. 2,D-18059 Rostock, Germany, javid.safarov@uni-rostock.de

Özet: İyonik sıvılar ve organik karışımlarının absorpsiyonda, soğutmada ve solar ısıtma sistemlerinde ısı aktarım akışkanı olarak kullanılmaları oldukça ilgi çekmektedir. Bu sistemlerde yüksek kaliteli termofiziksel özelliklere sahip maddeler aranmaktadır. Bu çalışmada, 1-bütıl-3-metilimidazolium hekzaflorofosfat [BMIM][PF₆] ve bunların metanol karışımlarının geniş bir sıcaklık aralığında [$T=(278.15$ to $413.15)$ K] ve $p=140$ MPa'a varan basınçlarda (p, ρ, T) özellikleri araştırılmıştır. Deneylerde Anton-Paar DMA HPM vibrasyon-tüp yoğunluk ölçer kullanılmış olup, bağıl birleşik standart belirsizliği yoğunluk ölçümlerinde $\Delta\rho/\rho = \pm(0.01$ to $0.08)$ % olarak belirlenmiştir. [BMIM][PF₆] ve metanol karışımlarının yoğunluk ve ses hızı ölçümleri, ortam basıncında Anton-PAAR DSA 5000 kullanılarak yapılmıştır. Isı kapasiteleri $c_p(p_0, T)/J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ortam basıncında ve farklı sıcaklıklarda diferansiyel tarama kalorimetresi kullanılarak ölçülmüştür.

Anahtar Kelimeler: iyonik sıvı, yoğunluk, aşırı molar hacim, görünür molar hacim, termofiziksel özellikler

Abstract: Ionic liquids and their organic mixtures are interesting to be useful as heat transfer fluids in absorption refrigerating and solar heating systems. Such application of substances requires high quality thermophysical properties. In this work, we present the new (p, ρ, T) properties of 1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at the wide range of temperature [$T=(278.15$ to $413.15)$ K] and pressures up to $p=140$ MPa with an estimated experimental relative combined standard uncertainty of $\Delta\rho/\rho = \pm(0.01$ to $0.08)$ % in density, which were investigated using a Anton-Paar DMA HPM vibration-tube densimeter. The density of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at ambient pressure were measurements using the Anton-Paar DSA 5000 density and sound of speed measurements. The heat capacities at ambient pressure $c_p(p_0, T)/J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ and various temperatures were measured using the differential scanning calorimeter.

Keywords: Ionic liquid, density, excess molar volume, apparent molar volume, thermophysical properties.

INTRODUCTION

The general trend of increasing costs of fossil fuels for electricity generation has made absorption technology an attractive alternative to conventional refrigeration equipment for both domestic and industrial applications [1]. The absorption refrigeration machines and heat pumps have received growing attention in recent years from the refrigeration and air-conditioning industry, especially the aspects of energy saving and protection of the environment.

Solutions for absorption refrigerating machines widely apply the aqueous solutions of LiBr and LiCl. The serious problems in using these pairs as a working fluid are crystallization and corrosion, because the high absorber temperature caused by the air-cooling needs a higher

absorbent concentration of the working fluid to maintain low vapor pressure in the absorber.

The application of new environmentally clean, ozone friendly refrigerants and heat transfers to the absorption refrigerating machines and absorption heat pumps is actually today. This research area becomes scientifically and practically important, because of control over the production, and even prohibition, of several ozone-destroying refrigerants. In recent years, researchers proposed ionic liquids (ILs) as novel alternative absorbent combined with refrigerants such as water, ammonia, alcohols, and hydro fluorocarbons [2].

ILs are salts that are liquids at ambient temperatures and have a stable liquid range of over room temperature. They are excellent solvents for a broad range of polar organic compounds and show partial miscibility with

aromatic hydrocarbons. An expanding interest in ILs has been observed during the last decade. They are composed of bulky ions, have very small vapor pressure, large liquidus range, high thermal stability, low melting point, high solvating capacity, high ionic conductivity, large electrochemical window, ability to solvate compounds of widely varying polarity, which make them attractive for practical applications. IL's have been suggested as potentially "green" replacements for conventional organic solvents since they are nonvolatile, non-flammable and recyclable [3].

In this work, thermophysical properties of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures were studied for the potential application as new working fluid pair in absorption refrigeration machines and heat pump.

EXPERIMENTAL

[BMIM][PF₆] (CAS No 174501-64-5, chemical formula C₈H₁₅N₂F₆, product number 4900500100, purity ≥ 98%, M_w=0.28418 kg·mol⁻¹) was purchased from Merck AG. In order to remove all volatile impurities the sample was dried under vacuum during 48 hours at T=423.15 K. Mass fraction of water determined after drying by means of Karl-Fisher titration was less than 40 ppm.

Methanol for analysis EMSURE® (>99.9 mass %) was supplied from Merck KGaA company of Germany. The water content of the purchased solutes was less than 0.05% per specification. Methanol was used without further purification and was carefully degassed.

The density values at ambient pressure $\rho(p_0, T)/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ and temperatures $T = (278.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ are investigated using the Anton Paar DMA 5000M, DSA 5000M and DMA HPM vibration tube densimeters with an uncertainty of $\Delta\rho = \pm (5 \cdot 10^{-3} \text{ to } 3 \cdot 10^{-1}) \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. These values are necessary to check the accuracy of the investigated high pressure – high temperature (p, ρ, T) data.

The density at high temperatures $T=(278.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ and pressures $p=(0.101 \text{ to } 140) \text{ MPa}$ was determined by means of high pressure – high temperature Anton-Paar DMA HPM vibrating tube densimeter [4]. The temperature steps were $\Delta T=(5 \text{ to } 20) \text{ K}$, whereas for pressures, typical steps (for pressures above 5 MPa) were $\Delta T=(5 \text{ to } 10) \text{ MPa}$. The viscosity correction $(\rho_{\text{HPM}}-\rho)/\rho_{\text{HPM}}$ is included in the density measurements according to relation [5]:

$$\frac{\rho_{\text{HPM}} - \rho}{\rho_{\text{HPM}}} = [0.4482\sqrt{\eta} - 0.1627] \cdot 10^{-4}, \quad (1)$$

To use eqn. (1) it is necessary to know $(\rho_{\text{HPM}}-\rho)/\rho_{\text{HPM}}$ as a function of viscosity, η versus temperature and pressures at the same T and p range as density measurements. We measured the dynamic viscosity $\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}$ of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at ambient pressures and in the temperature range $T= (278.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ using an Anton Paar SVM 3000 Stabinger Viscometer and Anton Paar Rheometer MCR 302, accuracy of these viscosity measurements according the manufacture instructions are $\pm 0.35 \%$ and 1% , respectively.

The constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)$ measurements of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at ambient pressure and experimental temperature interval of (p, ρ, T) measurements for the calculation of other thermophysical properties, like as heat capacities at constant pressure $c_p(p, T)$ and volume $c_v(p, T)$, also speed of sound $u(p, T)$ at high pressures and temperatures is required [6]. In this case, the constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ of the investigated ionic liquids is measured at $T = (283.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ using the Pyris 1 DSC Differential Scanning Calorimeter. The accuracy of evaluation of constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ is $\pm 0.1\%$. The obtained experimental data were used for the calculation of specific heat capacities $c_p(p, T)$ and $c_v(p, T)$ at high pressures and temperatures, in which the densities of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures are experimentally investigated.

The speed of sound values $u(p_0, T)/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at ambient pressure and temperatures at $T = (278.15 \text{ to } 343.15) \text{ K}$ are investigated using the Anton Paar DSA 5000M vibration tube densimeter and sound velocity meter with intervals of $\Delta T=(5-10) \text{ K}$ and an uncertainty of $\Delta u = \pm 0.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

RESULTS

Investigated density values of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at ambient pressure $\rho(p_0, T)/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ were fitted to the polynomial equation and versus mole fraction x of methanol shown in Figure 1:

$$\rho(p_{0 \text{ or } s}, T, w) = \sum_{i=0}^3 \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^i \sum_{j=0}^3 d_{ij} (T/K)^j, \quad (2)$$

where d_i are the coefficients of eqn. (2), which describe the obtained densities at ambient pressure within APD in $\pm 0.0158 \%$.

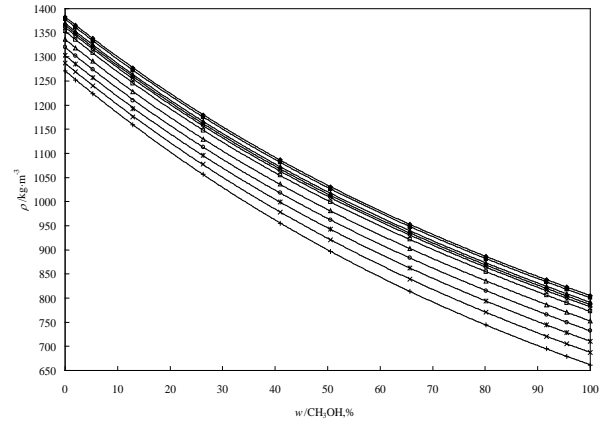


Fig. 1: Plot of density $\rho(p_0, T)$ of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures versus mole fraction x of methanol at various temperatures: ♦, 278.15 K; ■, 283.15 K; ▲, 293.15 K; ●, 298.15 K; ◇, 303.15 K; □, 313.15 K; △, 333.15 K; ○, 353.15 K; *, 373.15 K; ×, 393.15 K; +, 413.15 K.

The obtained (p, ρ, T) results as a function of pressure, temperature and mole fraction of methanol are fitted to the equation of state (1) from Ref. [7]:

$$p(\rho, T)/\text{MPa} = A(T, w) \cdot (\rho/\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})^2 + B(T, w) \cdot (\rho/\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})^8 + C(T, w) \cdot (\rho/\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})^{12}, \quad (3)$$

where the coefficients A , B and C of Eqn. (3) are functions of temperature and mole fraction of methanol:

$$\begin{aligned} A &= \sum_{i=1}^4 T^i \sum_{j=0}^3 a_{ij} \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^j, \\ B &= \sum_{i=0}^3 T^i \sum_{j=0}^3 b_{ij} \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^j, \\ C &= \sum_{i=0}^3 T^i \sum_{j=0}^3 c_{ij} \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^j. \end{aligned} \quad (4)$$

The eqns. (3-4) describe the experimental results of density of investigated mixtures within the uncertainties of measurements.

Specific heat capacity values at ambient and saturated pressures $c_p(p_0 \text{ or } s, T)/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ were fitted using polynomial equation:

$$c_p(p_0 \text{ or } s, T, w) = \sum_{i=0}^3 \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^i \sum_{j=0}^3 e_{ij} (T/K)^j, \quad (5)$$

The speed of sound values $u(p_0, T)/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ at ambient pressure and temperatures at $T = (278.15 \text{ to } 343.15) \text{ K}$ were fitted using polynomial equation:

$$u(p_0, T, w) = \sum_{i=0}^3 \left(\frac{w}{100} / \text{mass fr.} \right)^i \sum_{j=0}^3 f_{ij} (T/K)^j, \quad (6)$$

The isentropic exponent $\kappa_s(p_0, T)$ at ambient pressure was calculated using the Laplas equation:

$$\kappa_s(p_0, T) = \frac{1}{\rho(p_0, T) \cdot u(p_0, T)^2}, \quad (7)$$

Plot of isentropic exponent $\kappa_s(p_0, T)$ of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures versus mole fraction x of methanol at various temperatures are shown in Figure 2.

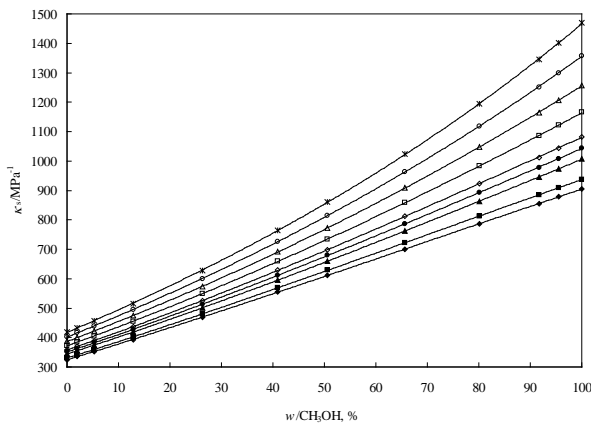


Fig. 2: Plot of isentropic exponent $\kappa_s(p_0, T)$ of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures versus mole fraction x of methanol at various temperatures: \blacklozenge , 278.15 K; \blacksquare , 283.15 K; \blacktriangle , 293.15 K; \bullet , 298.15 K; \diamond , 303.15 K; \square , 313.15 K; \triangle , 323.15 K; \circ , 333.15 K; $*$, 343.15 K.

The values of isothermal compressibility $\kappa_T(p, T)$, isobaric thermal expansibility $\alpha_p(p, T)$, thermal pressure coefficient $\gamma(p, T)$, internal pressure $p_{\text{int}}(p, T)$, isobaric $c_p(p, T)$ and isochoric $c_v(p, T)$ heat capacities, speed of sound $u(p, T)$ and isentropic exponent $\kappa_s(p, T)$ of mixtures

were calculated from the Eqns. (3-4) using the fundamental equations of thermodynamics [6,8].

Isothermal compressibility $\kappa_T(p, T)$, which is a measure of its relative volume change in response to a pressure change at constant temperature and concentration:

$$\kappa_T(p, T) = \left(\frac{1}{\rho} \right) \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial \rho} \right)_T^{-1}, \quad (7)$$

$$\kappa_T(p, T) = \frac{1}{2A(T)\rho^2 + 8B(T)\rho^8 + 12C(T)\rho^{12}}. \quad (8)$$

Isobaric thermal expansibility α_p is the tendency of the matter to change in volume in response to a change in temperature at constant pressure and concentration:

$$\alpha_p(p, T) = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial T} \right)_\rho \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial \rho} \right)_T^{-1}, \quad (9)$$

$$\alpha_p(p, T) = \frac{A'(T) + B'(T)\rho^6 + C'(T)\rho^{10}}{2A(T) + 8B(T)\rho^6 + 12C(T)\rho^{10}}, \quad (10)$$

here: A' , B' and C' are the derivatives of the A , B , and C :

$$\begin{aligned} A'(T) &= \sum_{i=1}^4 ia_i T^{i-1}, \quad B'(T) = \sum_{i=1}^3 ib_i T^{i-1}, \\ C'(T) &= \sum_{i=1}^3 ic_i T^{i-1}. \end{aligned} \quad (11)$$

Thermal pressure coefficients $\gamma(p, T)$ were calculated using the following equation:

$$\gamma(p, T) = \frac{\alpha_p(p, T)}{\kappa_T(p, T)}. \quad (12)$$

Internal pressure $p_{\text{int}}(p, T)$, which is defined as a partial derivative of internal energy with respect to volume at constant temperature and related to thermal pressure coefficient $\gamma(p, T)$.

$$p_{\text{int}}(p, T) = \frac{T \cdot \alpha_p(p, T)}{\kappa_T(p, T)} - p. \quad (13)$$

Specific heat capacities [at constant pressure $c_p(p, T)$ and constant volume $c_v(p, T)$] of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures at high pressures and temperatures were calculated using the following thermodynamic relations

$$c_v(p, T) = c_v(p_0, T) - T \int_{p_0}^p \left(\frac{\partial^2 p(T, \rho)}{\partial T^2} \right)_\rho \frac{d\rho}{\rho^2}, \quad (14)$$

$$c_p(p, T) = c_v(p, T) + \frac{T \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial T} \right)_\rho^2}{\rho^2 \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial \rho} \right)_T}, \quad (15)$$

$$c_p(p, T) - c_v(p, T) = \frac{\alpha_p^2(p, T) \cdot T}{\rho \cdot \kappa_T(p, T)}. \quad (16)$$

Definition of $c_v(p_0, T)$ in eq. (14) makes it possible to calculate $c_v(p, T)$ in Eqn. (14) and $c_p(p, T)$ in Eqn. (15) at high pressures and temperatures in which the density of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures has been experimentally investigated. $c_v(p_0, T)$ can be calculated using the experimental $c_p(p_0, T)$ values at the ambient pressure

and experimental temperatures of (p, ρ, T) data, see also Eqn. (16) for the ambient pressure situation. The calculated differences in specific heat capacities $[c_p(p, T) - c_v(p, T)]$ at high pressures were used for the calculation of constant pressure heat capacity $c_p(p, T)$ in Eqn. (15) at high pressures and temperatures.

After determination of specific heat capacities of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures, it is possible to establish the speed of sound at high pressures and various temperatures $u(p, T)$ using the following thermodynamic equation:

$$u^2(p, T) = \frac{c_p(p, T)}{c_v(p, T)} \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial \rho} \right)_T. \quad (17)$$

The isentropic exponent $\kappa_s(p, T)$ can be obtained using the following relation:

$$\kappa_s(p, T) = \frac{\rho(p, T)}{p} \cdot \frac{c_p(p, T)}{c_v(p, T)} \cdot \left(\frac{\partial p(T, \rho)}{\partial \rho} \right)_T. \quad (18)$$

Excess properties of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures

Excess molar quantities are properties of mixtures, which characterize the nonideal behaviour of real mixtures. Excess molar volumes are the difference between the real partial molar volume of the mixture and the ideal partial molar volume [9].

The excess molar volumes $V_m^E / \text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$ of investigated mixtures were calculated from experimental (p, ρ, T) values of solutions using Eqn. (22):

$$V_m^E = \{xM_a + (1-x)M_{IL}\} / \rho - xM_a / \rho_a - (1-x)M_{IL} / \rho_{IL}, \quad (19)$$

where: V_m^E is the excess molar volume of mixtures, x is mole fraction of pure methanol, M_a and M_{IL} are the molar masses, ρ_a and ρ_{IL} are the densities of pure methanol and [BMIM][PF₆], respectively. The densities of methanol, which need in Eqn. (19) were measured in our laboratory and through compared with the all possible literature values in last century.

Plot of excess molar volume of mixtures V_m^E of versus mole fraction x of methanol at various temperatures are shown in Figure 3. The excess molar volume becomes more negative with increasing temperature. The minimum of the excess molar volume lies in the methanol-rich region. Negative values of excess molar volumes V_m^E can be visualized by the strong hydrogen bonding effects between unlike molecules. An increase in alcohol chain length resulted in an increase in the values of V_m^E , while an increase in temperature resulted in a decrease in V_m^E .

The excess molar heat capacity $c_{p,m}^E / \text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ of pure methanol and [BMIM][PF₆] is an important thermodynamic property because it provides also information about molecular interactions in mixtures. The excess molar heat capacity can be calculated with knowledge of

the heat capacity values of pure components and compositions at various temperatures:

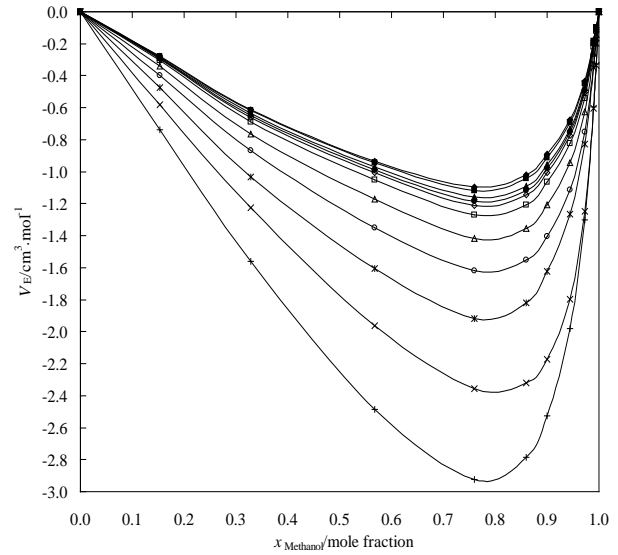


Fig. 3: Plot of excess molar volume V_m^E of [BMIM][PF₆] and methanol mixtures versus mole fraction x of methanol at various temperatures: \blacklozenge , 278.15 K; \blacksquare , 283.15 K; \blacktriangle , 293.15 K; \bullet , 298.15 K; \diamond , 303.15 K; \square , 313.15 K; \triangle , 333.15 K; \circ , 353.15 K; $*$, 373.15 K; \times , 393.15 K; $+$, 413.15 K.

$$c_{p,m}^E = c_{p,m} - x \cdot c_{p,ma} - (1-x) \cdot c_{p,mL}, \quad (23)$$

where: $c_{p,m}^E$ is the excess molar heat capacity of fuel blends; x is mole fraction of alcohols; $c_{p,m}$, $c_{p,ma}$ and $c_{p,mL}$ are the molar heat capacities of mixtures, methanol and [BMIM][PF₆], respectively.

SYMBOLS

| | |
|-------------|--------------------------------|
| ρ | density, |
| u | speed of sound values |
| c_p | heat capacity, |
| η | viscosity, |
| κ_T | isothermal compressibility, |
| α_p | isobaric thermal expansibility |
| γ | thermal pressure coefficient, |
| κ_s | isentropic exponent, |
| V_m^E | excess molar volume, |
| $c_{p,m}^E$ | excess molar heat capacity, |
| w | mass fraction. |
| M | molar mass. |

ACKNOWLEDGEMENT

Azerbaijan Technical University, Gazi University and University of Rostock thanks for the support of this research work.

REFERENCES

1. Li, X., Wu, W., Zhang, X., Shi, W., Wang, B. Energy saving potential of low temperature hot water system based, on air source absorption heat pump, *Appl. Therm. Eng.* 2012, 48, 317–324.

2. Currás, M.R., Mato, M.M., Sánchez, P.B., García, J. Experimental densities of 2,2,2-trifluoroethanol with 1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate at high pressures and modelling with PC-SAFT, *J. Chem. Thermodynamics* 2017, 113, 29–40.
3. Zhang, S., Sun, N., He, X., Lu, X., Zhang, X. Physical Properties of Ionic Liquids: Database and Evaluation, *J. Phys. Chem. Ref. Data* 2006, 35, 4, 1475-1517.
4. Safarov, J., Millero F.J., Feistel, R., Heintz, A. Hassel, E. Thermodynamic properties of standard seawater: extensions to high temperatures and pressures, *Ocean Science* 2009, 5, 235-246.
5. Segovia, J.J., Fandiño, O., López, E.R., Lugo, L., Martín, M.C., Fernández, J. Automated densimetric system: Measurements and uncertainties for compressed fluids, *J. Chem. Thermodynamics* 2009, 41, 632–638.
6. Safarov, J., Hamidova, R., Zepik, S., Schmidt, H., Kul, I., Shahverdiyev, A., Hassel, E. Thermophysical Properties of 1-hexyl-3-methylimidazolium bis(trifluoromethylsulfonyl) imide at high temperatures and pressures, *J. Mol. Liq.* 2013, 187, 137-156.
7. Safarov, J.T. The investigation of the (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties of $\{(1-x)\text{CH}_3\text{OH} + x\text{LiBr}\}$ for the application in absorption refrigeration machines and heat pumps, *Chem. Thermodynamics* 2003, 35, 1929-1937.
8. Safarov, J., Ahmadov, B., Mirzayev, S., Shahverdiyev, A., Hassel, E. Thermophysical properties of 1-butanol over a wide range of temperatures and pressures up to 200 MPa, *J. Mol. Liq.* 2015, 209, 465-479.
9. Safarov, J., Hassel, E., Ashurova, U., Shahverdiyev, A. Thermophysical Properties of Ethanol or 1-Butanol and Diesel Fuel Blends at High Pressures and over wide range of temperatures, Proceedings of 11th International Colloquium Fuels, p.185-197, ISBN: 978-3-943563-32-0, 27-29 June 2017, Stuttgart/Ostfildern, Germany.

CARBON DIOXIDE SOLUBILITY IN 1-ETHYL-3-METHYLIMIDAZOLIUM METHANESULFONATE IONIC LIQUID

Gulyaz HUSEYNOVA*, Duygu UYSAL**, Rena HAMIDOVA*,
Javid SAFAROV*,***, Mahir BASHIROV*, Egon HASSEL***

*Department of Heat Energy, Azerbaijan Technical University,
H. Javid Avn. 25, AZ-1073 Baku, Azerbaijan.

** Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü
06570 Maltepe, Ankara, Turkey, duysal@gazi.edu.tr

*** Institute of Technical Thermodynamics, University of Rostock,
Albert-Einstein-Str. 2,D-18059 Rostock, Germany, javid.safarov@uni-rostock.de

Özet: Son yıllarda çeşitli ekolojik problemler atmosferde ve toprakta kirliliğe yol açmaktadır. Örneğin, atmosferdeki sera gazlarının konsantrasyonunun artması (en önemli sera gazı olarak karbon dioksitin) dünyanın yüzeyinden yansıyan kızılötesi enerjinin emilimine neden olmakta ve dolayısıyla da troposferdeki sıcaklığın artması ile sonuçlanmaktadır. Yüksek gaz absorpsiyon özelliklerine sahip yeni kimyasalların aranması günümüzdeki bilimsel araştırmaların konularındandır. İyonik sıvılar (IS) çevre dostu kimyasallardır ve birçok amaç için alternatif çözelti olarak kullanılması konusunda da çok önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Sera gazlarının absorpsiyonunda da kullanılabilmektedirler. Oldukça geniş aralıklarda, mükemmel kimyasal ve termofiziksel özelliklere sahip olmalarından dolayı, karbon dioksitin absorpsiyonunda oldukça başarılıdır.

Anahtar Kelimeler: iyonik sıvı, karbon dioksit, çözünürlük, Henry Yasası sabirleri, çözünme özellikleri.

Abstract: The various ecological problems of last decades increasing the pollution of atmosphere and Earth surface. For example, the increasing of greenhouse gases amount in atmosphere (one most important is carbon dioxide) absorb infrared energy radiated from the earth, which results in an increase in the temperature of the troposphere. The searching of new chemicals with high gas absorption properties is actually in today's scientific investigations. Ionic liquids (ILs) are environmentally-benign solvents and significant progress has been made in the application of them as alternative solvents for many purposes. They can apply for the absorption of greenhouse gases. They have very good CO₂ capture due to their wide range excellent chemical and thermophysical properties.

Keywords: Ionic liquid, carbon dioxide, solubility, Henry's law constants, solvation properties.

INTRODUCTION

Over the last century a number of greenhouse gases have shown an increasing concentration in the atmosphere. It should be noted that climate change in both directions, cooling and heating, has occurred many times in earth history, and thus, some questions concerning the current climate heating, remain still open. However, the greenhouse gases absorb infrared energy radiated from the earth, which results in an increase in the temperature of the troposphere. The big industrial countries have attempted to develop various political programs to restrict and reduce the levels of greenhouse gases in our atmosphere [1]. One of the most important greenhouse gas is carbon dioxide (CO₂). The continued burning of fossil fuels will continue to increase CO₂ in the atmosphere and its removal from fuel gases has been a crucial technique for the availability of the fuel sources.

Ionic liquids (ILs) are regarded as environmentally-benign solvents due to their immeasurably low vapor

pressure. Recently, significant progress has been made in the application of ILs as alternative solvents for CO₂ capture [2] due to their broad range of liquid temperatures, excellent thermal, chemical stabilities and other physico-chemical properties.

The solubility of gases in ILs is required for the design and operation of many processes. ILs minimize environmental pollution problems and highly reduce working exposure hazards in comparison with the conventional organic solvents being used in industries today because of their insignificant vapor pressures.

There are various important applications of solubility of gases in ILs, for example gas and liquid separation process [3]. It is crucial to know the solubility of the gas in ILs in order to select an efficient IL as a gas separation medium. The nonvolatility of ILs would not cause any contamination to a gas stream. Thus, this feature gives ILs a big advantage over conventional solvents used for absorbing gases [4].

EXPERIMENTAL

The sample 1-ethyl-3-methylimidazolium methanesulfonate [EMIM][MeSO₃] (CAS # 145022-45-3, Product # 4.90286.0100) used in this work was supplied by Merck Co. LLC (Germany). The supplier furnished its purity assay (NMR) >99 mass %. Before use, the IL sample was degassed under vacuum and dried at about 423 K for a minimum time period of 48 h. Water contents were determined using Karl Fischer titration (a Metrohm 831 KF Coulometer in Canberra and a KEM MKC-510 in Sendai) and found to be less than 40 ppm. CO₂ from Westfalen AG, Germany, with a purity of 99.9%, was used without further purification.

The experiments to determine the high pressure solubility of CO₂ in [EMIM][MeSO₃] at various temperatures are performed in a stainless steel measuring cell in equilibrium by using the isochoric method [5]. The installation consists of three main parts: (a) gas reservoir, (b) stainless steel measuring (equilibrium) cell, (c) electronic tracking system box. Temperature in the gas reservoir is controlled using the heating system and was measured using the (ITS-90) PT100 thermometer (1/10 DIN Class B) with an experimental error of ± 45 mK. The stabilization of the temperature in the measuring cell at $T = (273.15 \text{ to } 413.15) \text{ K}$ is controlled using the external thermostat with an error $\pm (30 \text{ to } 100) \text{ mK}$ using the (ITS-90) PT100 thermometer, which is connected to the thermostat via PT-100 Libus Modul. The pressure transducer indicates the pressure of CO₂ filled to the gas reservoir, which is measured by pressure transducers PAA33X-V-100 with an experimental uncertainty 0.1%.

Experiments were carried out as a function of temperatures ranging from $T = 413.15 \text{ K}$ to $T = 273.15 \text{ K}$ in decrements of 20 K at selected pressures controlled by a PC with the LabView program and in four different pressure steps: in the first step, the maximum possible pressure (about 5 MPa) is created in the gas reservoir. The other pressure steps are: second - about 3 MPa, third - about 1.5 MPa, and finally - about 0.5 MPa. The estimated total uncertainty of CO₂ solubility in IL using this method is approximately $\Delta m = \pm 0.001 \text{ mol} \cdot \text{kg}^{-1}$ or $\Delta x = \pm 0.00005$ mole fraction.

Figure 1 show the plot of CO₂ solubility, mole fraction, in [EMIM][MeSO₃] vs pressure p . Figure 2 shows the influence of the total pressure on the ratio of CO₂-fugacity f (in gaseous phase) to CO₂-mole fraction x (in liquid phase) - experimental results at various temperatures.

CORRELATION OF THE GAS SOLUBILITY

The Henry's law for an ideal solution with a standard-state fugacity based on infinitely dilute solution is used for the correlation of gas solubility.

Henry's law for a binary system for a non-ideal gas phase can be written as [6]:

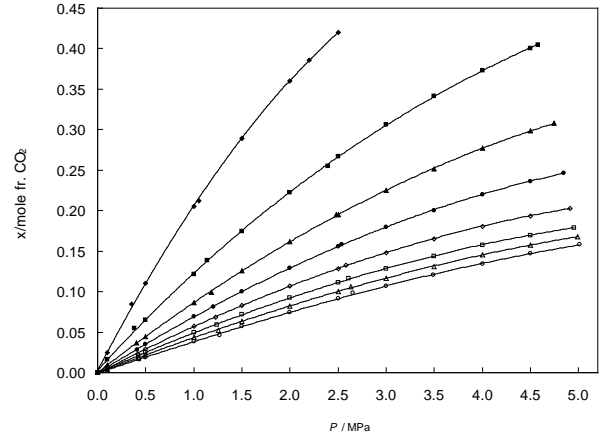


Figure 1. Plot of CO₂ solubility, mole fraction, in [EMIM][MeSO₃] vs pressure p : \blacklozenge , 273.15 K; \blacksquare , 293.15 K; \blacktriangle , 313.15 K; \bullet , 333.15 K; \diamond , 353.15 K; \square , 373.15 K; \triangle , 393.15 K; \circ , 413.15 K; — calculated by eqs. 9.

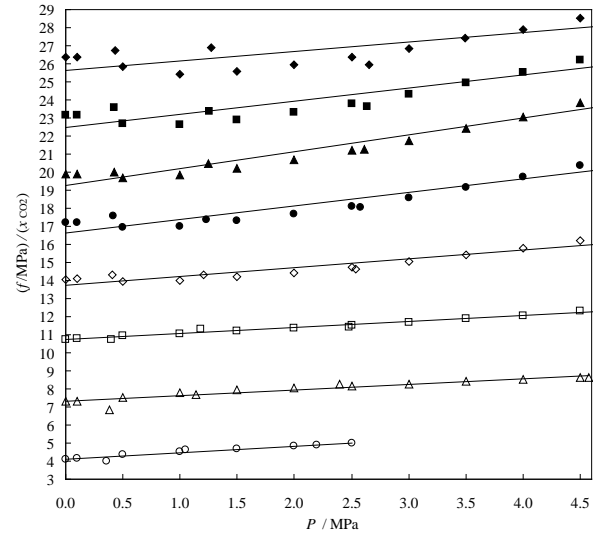


Figure 2. Influence of the total pressure on the ratio of CO₂-fugacity f (in gaseous phase) to CO₂-mole fraction x (in liquid phase) - experimental results at various temperatures: (\circ), 273.15 K; (\triangle), 293.15 K; (\square), 313.15 K; (\diamond), 333.15 K; (\bullet), 353.15 K; (\blacktriangle), 373.15 K; (\blacksquare), 393.15 K; (\blacklozenge), 413.15 K and (—) linear fit.

$$y_{\text{CO}_2} \phi_{\text{CO}_2} P = x_{\text{CO}_2} k_{\text{H,CO}_2}(T), \quad (1)$$

Since the ionic liquids have very small vapor pressure, the vapor phase of measuring cell can be considered as pure CO₂.

The fugacity coefficient of pure CO₂ $\phi_{\text{CO}_2}(T, p)$ at equilibrium temperature and pressure can be estimated by dividing the fugacity $f_{\text{CO}_2}(T, p)$ of pure CO₂ to the total measured pressure p of binary (IL + CO₂) solution:

$$\phi_{\text{CO}_2}(T, p) = f_{\text{CO}_2}(T, p)/p, \quad (2)$$

The equation of state of Span and Wagner [7] for the pure CO₂ were used during the calculation of fugacity $f_{\text{CO}_2}(T, p)$ of pure CO₂. The obtained values of fugacity $f_{\text{CO}_2}(T, p)$ of pure CO₂ and experimental pressure p/MPa were used for the calculation of fugacity coefficient of pure carbon dioxide $\phi_{\text{CO}_2}(T, p)$ at equilibrium tempera-

ture and pressure in the all temperature of measurements, including the supercritical area up to $T = 413.15$ K.

The $\text{CO}_2 + \text{IL}$ equilibrium condition results in the extended Henry's law for carbon dioxide [8]. Henry's constant of CO_2 in $[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$ can be defined as dividing the fugacity $f_{\text{CO}_2}(T, p)$ of pure CO_2 [7] to the mole fraction of pure CO_2 in binary (IL + CO_2) solution.

$$k_{\text{H},\text{CO}_2}(T, p) = f_{\text{CO}_2}/x. \quad (3)$$

The Henry's constant $k_{\text{H},\text{CO}_2}(T)$ is the linear relationship between CO_2 concentration and experimental pressure, and can be determined from the extrapolation procedure using experimental results for the solubility pressure of CO_2 in $[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$:

$$k_{\text{H},\text{CO}_2}(T) = \lim_{p \rightarrow p_{[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]}^s} \left[\frac{f_{\text{CO}_2}(T, p)}{x} \right]. \quad (4)$$

Figure 3 shows the Henry's constant of CO_2 in $[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$ at zero pressure.

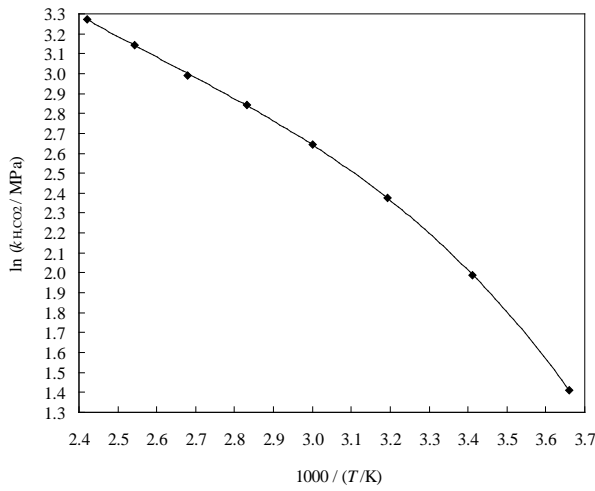


Figure 3. Henry's constant of CO_2 in $[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$ at zero pressure: (♦) extrapolated experimental results in this work; (—) correlation, this work.

Thermodynamic properties of solution ($\text{CO}_2 + [\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$) are calculated from the correlation of Henry's constant given above by applying the well-known thermodynamic relations [8]:

$$\Delta_{\text{sol}}G = RT \ln \left(\frac{k_{\text{H},\text{CO}_2}(T, p)}{p^0} \right), \quad (5)$$

$$\Delta_{\text{sol}}H = R \left(\frac{\partial \ln \left(\frac{k_{\text{H},\text{CO}_2}(T, p)}{p^0} \right)}{\partial \left(\frac{1}{T} \right)} \right)_p, \quad (6)$$

$$\Delta_{\text{sol}}S = \frac{(\Delta_{\text{sol}}H - \Delta_{\text{sol}}G)}{T}, \quad (7)$$

$$\Delta_{\text{sol}}C_p = \left(\frac{\partial \Delta_{\text{sol}}H}{\partial T} \right)_p, \quad (8)$$

where $\Delta_{\text{sol}}G$, $\Delta_{\text{sol}}H$, $\Delta_{\text{sol}}S$, and $\Delta_{\text{sol}}C_p$ are the Gibbs free energy of solvation, enthalpy of solvation, entropy of solvation and heat capacity of solvation. Their values at eight discrete temperatures between $T = (273.15$ and $413.15)$ K, respectively. The values of Gibbs free energy, enthalpy and entropy of solvation increase with increasing temperature whereas, heat capacity of solvation decreases with increasing temperature. The negative enthalpies of solvation indicates an exothermal solvation process. Similarly, the entropy of solvation values are also negative which indicate an increase in order of the solvent molecules surrounding the solute.

The measured CO_2 solubility results in IL as a function of temperature and pressure are fitted to the following virial equation using the mole fraction dependence:

$$x = \sum_{i=0}^3 (p / \text{MPa})^i \sum_{j=0}^3 a_{ij} (T/K)^j, \quad (9)$$

where a_{ij} are the coefficients of equation (9).

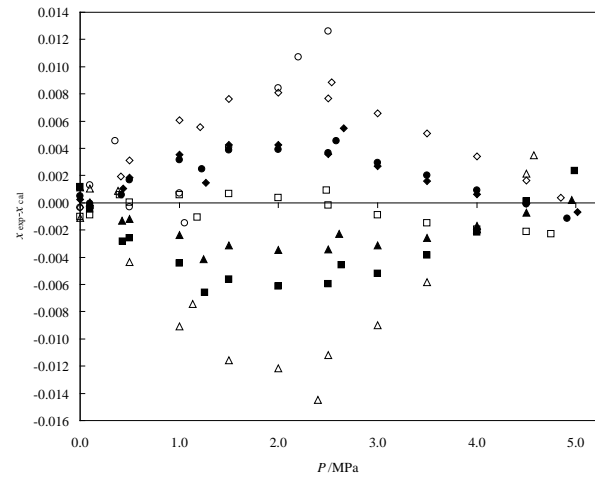


Figure 4. Plot of deviation of experimental $x_{\text{exp.}}$ and calculated $x_{\text{cal.}}$ values of CO_2 solubility in $[\text{EMIM}][\text{MeSO}_3]$ vs pressure p at various temperatures T .

SYMBOLS

| | |
|-----------------------------|---------------------------------|
| $\Delta_{\text{sol}}G$ | Gibbs free energy of solvation, |
| $\Delta_{\text{sol}}H$ | enthalpy of solvation, |
| $\Delta_{\text{sol}}S$ | entropy of solvation, |
| $\Delta_{\text{sol}}C_{pq}$ | heat capacity of solvation, |
| m | molality, |
| x | mole fraction. |

ACKNOWLEDGEMENT

University of Rostock, Germany thanks for the support of this research work.

REFERENCES

1. Wong C.S., Tishchenko P.Y., Johnson W.K. 2005, Effect of high CO_2 molality on the carbon dioxide equilibrium of seawater, *J. Chem. Eng. Data* 50, 822-831.

2. Maginn E.J. DOE Award Number: DE-FG26-04NT42122, Oct 31, 2006.
3. Bara J.E., Gabriel C.J., Lessmann S., Carlisle T.K., Finotello A., Gin D.L., Noble R.D. 2007, Enhanced CO₂ Separation Selectivity in Oligo(ethylene glycol) Functionalized Room-Temperature Ionic Liquids, *Ind. Eng. Chem. Res.* 46, 5380-5386.
4. Sudhir Aki N.V.K., Mellein B.R., Saurer E.M., Brennecke J.F. 2004, High-Pressure Phase Behavior of Carbon Dioxide with Imidazolium-Based Ionic Liquids, *J. Phys. Chem. B* 108, 20355-20365.
5. Safarov J., Hamidova R., Stephan M., Schmotz N., Kul I., Shahverdiyev A., Hassel E. 2013, Carbon dioxide solubility in 1-butyl-3-methyl-imidazolium-bis(trifluoromethylsulfonyl)imide at wide range of temperatures and pressures, *J. Chem. Therm.*, 67, 181-189,
6. Poling B.E.; Prausnitz J.M.; O'Connell J.P. The Properties of Gases and Liquids, 5th Edition, McGraw-Hill Professional, 2000.
7. Span R., Wagner W. 1996, A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical Chemistry Reference Data*, 25, 1509-1596.
8. Kamps Á.P.-S., Tuma D., Xia J., Maurer G. 2003, Solubility of CO₂ in the Ionic Liquid [bmim][PF₆], *J. Chem. Eng. Data*, 48, 746-749.

PACS 536.77:547.442

HEAT CAPACITY AND SPEED OF SOUND OF SOME IONIC LIQUIDS OVER WIDE RANGE OF TEMPERATURE

Kh.SULEYMANLI*, D.UYSAL, R.HAMIDOVA*, A.ALIYEV*,
J.SAFAROV****, A. SHAHVERDIYEV*, E.HASSEL*****

Department of Heat Energy, Azerbaijan Technical University
AZ 1073, Baku, H.Javid avn., 25*

*Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü**
06570, Maltepe, Ankara, Turkey,*

*Institute of Technical Thermodynamics, University of Rostock***
D-18059 Rostock, Germany, Albert-Einstein str., 2
duysal@gazi.edu.tr, javid.safarov@uni-rostock.de*

Received: 05.06.2017

Accepted: 26.09.2017

REFERAT

Ionic liquids are interesting to be useful in various branches of chemical industry. In this work, we present the heat capacity and speed of sound measurements of 1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate [BMIM][PF₆] and 1-butyl-3-methylimidazolium trifluoromethanesulfonate [BMIM][TFO] at the wide range of temperature. The constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)/\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ of these IL's measured at ambient pressure and at wide range of temperature $T=(273.15 \text{ to } 413.15)\text{K}$ using the Pyris 1 Differential Scanning Calorimeter (DSC). The accuracy of evaluation of constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ is $\pm 0.1\%$. The speed of sound values $u(p_0, T)/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ at ambient pressure and temperatures at $T=(278.15 \text{ to } 343.15)\text{K}$ are investigated using the Anton Paar DSA 5000M vibration tube densimeter and sound velocity meter within an uncertainty of $\Delta u = \pm 0.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. The obtained experimental values of constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)$ and speed of sound values $u(p_0, T)$ are compared with the available literature values.

Keywords: ionic liquid, heat capacity, Differential Scanning Calorimeter, speed of sound, velocity meter.

INTRODUCTION

Room temperature ionic liquids (IL's) are salts that are liquids at ambient temperatures and have a stable liquid range of over 300 K. They are excellent solvents for a broad range of polar organic compounds and show partial miscibility with aromatic hydrocarbons. An expanding interest in ionic liquids has been observed during the last decade. IL's are composed of bulky ions, have very small vapor pressure, low melting point, high solvating capacity, high ionic conductivity, which make them attractive for practical applications. IL's have been suggested as potentially "green" replacements for conventional organic solvents since they are nonvolatile, nonflammable and recyclable.

While scientific and technological interest in the properties of room-temperature IL's and their mixture with other fluids are rapidly increasing [1-4], their thermodynamical and structural properties have not yet been studied systematically [3-6]. The thermodynamic and reaction kinetics processes in IL's are different from those in conventional media [7]. This creates new opportunities for reaction, separation, photochemical and electrochemical processes. Binary mixtures of IL's and other fluids have been used for electrochemical applications (solar cells) and considerable improved the performance in the device [8, 9]. ILs also has thermophysical properties that very suitable for heat transfer and short heat term storage in power plants (Valkenburg et al. [10]).

Table 1: Summary of the heat capacity measurements for [BMIM][PF₆]

| First author | Year | Method | Properties | Temperature, T/K | Pressure, p/MPa | Uncertainty, $\Delta\rho$ | Purity | Company of Purchase |
|-----------------|------|--------|-----------------|--------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------|
| Fredlake | 2004 | MTDSC | ρ, T, c_p | 298.15 to 323.15 | 0.101 | (2.5 to 4) % | 99.9 % | NA |
| Kabo | 2004 | AC | ρ, T, c_p | 196.80 to 311.31 | 0.101 | $\pm 0.4\%$ | 99.56 % | Covalent Associates, Inc. |
| Azevedo | 2005 | Calc. | T, ρ, p, u | 298.15 to 323.15 | 0.1 to 100 | $\pm 0.2\%$ | Water < 75 ppm | Quill laboratory |
| Troncoso | 2006 | DSC | ρ, T, c_p | 283.15 to 328.15 | 0.101 | $\pm 0.2\%$ | 99.8 % | Quill laboratory |
| Yu | 2009 | DSC | T, c_p | 293.2 to 358.2 | 0.101 | $\pm 1\%$ | ≥ 0.981 | TCI Co. |
| Nieto De Castro | 2010 | DSC | T, c_p | 308.16 to 423.22 | 0.101 | $\pm 1\%$ | Chloride < $5 \cdot 10^{-6}$ mass fr. | Quill laboratory |
| Suleymanli | 2017 | DSC | T, c_p | 283.15 to 413.15 | 0.101 | 0.1 % | 40 ppm | Merck |

Table 2: Summary of the heat capacity measurements for [BMIM][TfO]

| First author | Year | Method | Properties | Temperature, T/K | Pressure, p/MPa | Uncertainty, $\Delta\rho$ | Purity | Company of Purchase |
|---------------|------|--------|-------------------|--------------------|--------------------------|--|--------------|---------------------|
| Fredlake | 2004 | MTDSC | ρ, T, c_p | 298.15 to 327.19 | 0.101 | (2.5 to 4) % | 99.9 % | NA |
| Diedrichs | 2006 | TSM | T, c_p | 315 to 425 | 0.3 | $\pm 5\%$ | NA | Merck |
| García-Miñaja | 2008 | DSC | ρ, T, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | $\pm 0.3\%$ | 0.999 | Solvent Innovation |
| Ge | 2008 | DSC | T, c_p | 293 to 358 | 0.101 | 2.9 % | $> 98\%$ | Merck |
| García-Miñaja | 2009 | CM | ρ, T, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | $\pm 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | NA | Solvent Innovation |
| García-Miñaja | 2009 | DSC | ρ, T, u, c_p | 293.15 to 318.15 | 0.101 | $\pm 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ | > 0.985 | Solvent Innovation |
| Lin | 2009 | DSC | T, u, c_p | 303.2 to 353.2 | 0.101 | $\pm 2\%$ | ≤ 0.009 | TCI Co. |
| Yu | 2009 | DSC | σ, T, c_p | 303.2 to 358.2 | 0.101 | $\pm 2\%$ | ≥ 0.981 | TCI Co. |
| Paulechka | 2010 | AC | ρ, T, c_p | 292.86 to 367.78 | 0.101 | $\pm 0.4\%$ | 99.6 | NA |
| Valderrama | 2011 | GCM | T, c_p | 250 to 425 | 0.101 | NA | NA | NA |
| Calvar | 2013 | DSC | T, c_p | 298.15 to 323.15 | 0.101 | $\pm 5\%$ | > 0.98 | IoliTec |
| Farahani | 2013 | DSC | T, c_p | 188.06 to 663.10 | 0.101 | 3.6 % | NA | NA |
| Suleymanli | 2017 | DSC | T, c_p | 283.15 to 413.15 | 0.101 | 0.1 % | 40 ppm | Merck |

MTDSC; Mettler-Toledo differential scanning calorimeter; TSM, Three-step method; DSC, differential scanning calorimeter; CM, Calvet microcalorimeter; AC, adiabatic calorimetry; GCM, group-contribution method; ρ , density; T , temperature; c_p , heat capacity at constant pressure; u , speed of sound; σ , surface tension; NA, not available.

Before the measurements, we have analysed the literature results of these IL's and the results of heat capacity measurements of [BMIM][PF₆] and [BMIM][TFO] in literature were summarized in Table 1-2, where are listed information on heat capacity and speed of sound measurements with temperatures or temperature ranges of this investigations, the techniques used and short characteristics of substances.

EXPERIMENTS

1-butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate [BMIM][PF₆] (CAS No 174501-64-5, chemical formula C₈H₁₅N₂F₆, product number 4900500100, purity ≥98%, M_w=0.28418kg·mol⁻¹) and 1-butyl-3-methylimidazolium trifluoromethanesulfonate [BMIM][TFO] (CAS: 174899-66-2, chemical formula C₉H₁₅F₃N₂O₃S, product number 4900240100, purity ≥98%, M_w=0.28829kg·mol⁻¹) were purchased from Merck. In order to remove all volatile impurities the sample was dried under vacuum during 48 hours at temperature T=423.15K. Mass fraction of water determined after drying by means of Karl-Fisher titration was less than 40 ppm.

The constant pressure heat capacity $c_p(p_0, T)$ measurements of [BMIM][PF₆] and [BMIM][TFO] at ambient pressure and experimental temperature interval of (p, ρ, T) measurements for the calculation of other thermophysical properties, like as heat capacities at constant pressure $c_p(p, T)$ and volume $c_v(p, T)$, also speed of sound $u(p, T)$ at high pressures and temperatures is required [11]. In this case, the constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ of the investigated ionic liquids is measured at T=(283.15 to 413.15)K using the Pyris 1 DSC Differential Scanning Calorimeter. The accuracy of evaluation of constant pressure specific heat capacity $c_p(p_0, T)$ is ±0.1%. The obtained experimental data were used for the calculation of specific heat capacities $c_p(p, T)$ and $c_v(p, T)$ at high pressures and temperatures, in which the densities of the investigated ionic liquids are experimentally investigated.

The speed of sound values $u(p_0, T)$ of investigated ionic liquids at ambient pressure and temperatures at T=(283.15 to 343.15)K are investigated using the Anton Paar DSA 5000M vibration tube densimeter and sound velocity meter with intervals of $\Delta T = (5 \div 10)$ K and an uncertainty of $\Delta u = \pm 0.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. These high accuracy values are necessary to check the accuracy of calculated speed of sound values $u(p_0, T)$ at $p=0.101 \text{ MPa}$.

Specific heat capacity values of investigated ionic liquids at ambient pressure $c_p(p_0, T)$ were fitted to the polynomial equation

$$c_p(p_0, T) = \sum_{i=0}^2 a_i T^i, \quad (1)$$

where a_i are the coefficients of eqn. (1) and presented in Table 3.

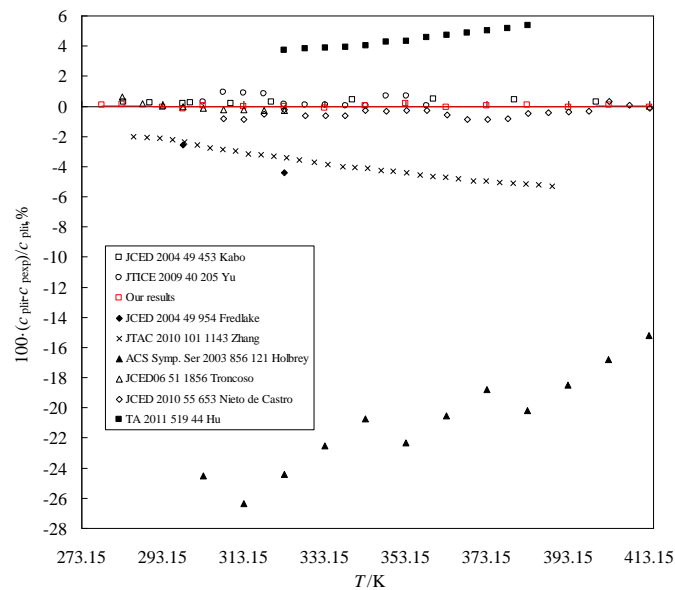
Table 3

Coefficients a_i of eqn. (1).

| [BMIM][PF ₆] | | [BMIM][TFO] | |
|---|---------------------------------------|---|-----------------------------------|
| $a_0/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ | 634.685289248021 | $a_0/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ | 896.5314826 |
| $a_1/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2}$ | 3.19689261968619 | $a_1/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2}$ | 2.1577936223 |
| $a_2/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-3}$ | -0.171804377292917 · 10 ⁻² | $a_2/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-3}$ | -0.45613543147 · 10 ⁻³ |

The eqn. (1) describe the obtained specific heat capacity values at ambient pressure within max. in $\Delta c_p(p_0, T)/c_p(p_0, T) = \pm 0.02 \%$ average percent deviation.

Fig.1 and Fig.2 presents the plot of deviation of literature heat capacities $c_p(p_0, T)$ values of investigated IL's at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

**Fig.1**

Plot of deviation of literature heat capacities $c_p(p_0, T)$ values of [BMIM][PF₆] at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

The literature heat capacities c_p values of [BMIM][PF₆] have good agreement with our results except the values Holbrey *et al.* [12].

The literature heat capacities c_p values of [BMIM][TFO] have good agreement with our results.

Speed of sound values of investigated IL's at ambient pressure $u_{lit}(p_0, T)$ were fitted to the polynomial equation

$$u(p_0, T) = \sum_{i=0}^2 b_i T^i, \quad (2)$$

where b_i are the coefficients of eqn. (2) and presented in Table 4.

Table 4

Coefficients a_i of eqn. (2)

| [BMIM][PF ₆] | | [BMIM][TFO] | |
|--|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| $b_0/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 2413.34314835316 | $b_0/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 2270.23018863204 |
| $b_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | - 4.11638421961098 | $b_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | -3.62707403572968 |
| $b_2/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | $0.288736429969561 \cdot 10^{-2}$ | $b_2/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-2}$ | $0.227904272860968 \cdot 10^{-2}$ |

The eqn. (2) describe the obtained speed of sound values at ambient pressure in $\Delta u/u = \pm 0.033$ % average percent deviation for [BMIM][PF₆] and $\Delta u/u = \pm 0.010$ % for [BMIM][TFO].

Fig. 3 and Fig. 4 presents the plot of deviation of literature speed of sound $u(p_0, T)$ values of investigated IL's at constant ambient pressure from our measured values *versus* temperature.

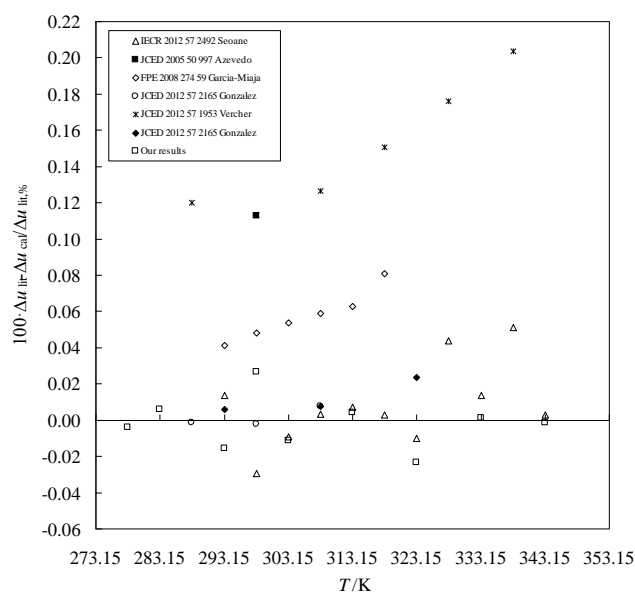


Fig. 4.

Plot of deviation of literature speed of sound $u_{lit}(p_0, T)$ values of [BMIM][TFO] at ambient pressure from our measured $u_{exp}(p_0, T)$ and calculated $u_{cal}(p_0, T)$ values *versus* temperature.

The Azerbaijan Technical University, University of Rostock and Gasi University thanks for the supporting of these research investigations.

1. D.R.MacFarlane, K.R.Seddon. Ionic liquids-progress on the fundamental issues, *Austrian Journal of Chemistry*, **60** (2007) 3–5.
2. M.Deetlefs, K.R.Seddon. Ionic liquids: fact and fiction, *Chim. Oggi*, **24** (2006) 16–18.
3. R.D.Rogers, K.R.Seddon. (eds.): *Ionic Liquids as Green Solvents: Progress and Prospects*, ACS Symposium Series, ACS, Washington, (2003).
4. P.Wasserscheid, T.Welton, (eds.): *Ionic Liquids in Synthesis*. Wiley-VCH, Weinheim, (2003).
5. R.D.Rogers, K.R.Seddon. Ionic liquids-solvents of the future, *Science*, **302** (2003) 792–793.
6. F.Endres, S.Zein, Al Abedin. Air and water stable ionic liquids in physical chemistry, *Physical Chemistry Chemical Physics*, **8** (2006) 2101–2116.
7. J.Dupont, R.F.de Souza, P.A.Z.Suarez. Ionic liquid (molten salt) phase organometallic catalysis, *Chemical Reviews*, **102** (2002) 3667–3691.
8. P.Wang, B.Wenger, R.Humphry-Baker, J.-E.Moster, J.Teuscher, W.Kantlehner, J.Mezger, E.V.Stoyanov, S.M.Zakeeruddin, M.Graetzel. Charge separation and efficient light energy conversion in sensitized mesoscopic solar cells based on binary ionic liquids. *Journal of American Chemical Society*, **127** (2005) 6850–6856.
9. P.Wang, S.M.Zakeeruddin, R.Humphry-Baker, M.Graetzel. A binary ionic liquid electrolyte to achieve $\geq 7\%$ power conversion efficiencies in dye-sensitized solar cells, *Chemistry of Materials*, **16** (2004) 2694–2696.
10. M.E.V.Van Valkenburg, R.L.Vaughn, M.Williams, J.S.Wilkes. Thermochemistry of ionic liquid heat-transfer fluids, *Thermochimica Acta*, **425** (2005) 181–188.
11. J.Safarov, R.Hamidova, S.Zepik, I.Kul, H.Schmidt, A.Shahverdiyev, E.Hassel. Thermophysical Properties of 1-hexyl-3-methylimidazolium bis(trifluoromethylsulfonyl) imide at high temperatures and pressures, *Journal of Molecular Liquids*, **187** (2013) 137–156.
12. J.D.Holbrey, W.M.Reichert, R.G.Reddy, R.D.Rogers. Heat Capacities of Ionic Liquids and Their Applications as Thermal Fluids, *Ionic Liquids as Green Solvents: Progress and Prospects*, ACS Symposium Series, American Chemical Society: Washington DC, **856** (2003) 121–133.

GENİŞ TEMPERATUR İNTERVALINDA İSTİLİK TUTUMU VƏ SƏS SÜRƏTİ

**X.SÜLEYMANLI, D.UYSAL, R.HƏMİDOVA, Ə.ƏLİYEV,
J.SAFAROV, A.SHAHVERDİYEV, E.HASSEL**

Yüksək keyfiyyətli istilik-fiziki xassələrinə malik ionlu mayelər kimya sənayesinin müxtəlif sahələrində istifadəsi maraqlıdır. Bu məqalədə 1-butil-3-metylimidazolium heksafluorofosfat və 1-butil-3-metylimidazolium trifluorometansulfonatın geniş temperatur intervalında istilik tutumu və özlülüyü analiz olunmuşdur. Sabit təzyiqdə istilik tutumu $c_p(p_0, T)/J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ Pyris 1 DSC Differential Scanning Calorimeter vasitəsi ilə atmosfer təzyiqində və $T=(273.15 \text{ to } 413.15)K$ temperatur intervalında $\Delta c_p/c_p = \pm 0.1\%$ xəta ilə ölçülmüşdür. Tədqiq olunmuş ionlu mayelərin $T=(278.15 \text{ to } 343.15)K$ temperatur intervalında səs sürəti Anton Paar firmasının istehsalı olan DSA 5000M sıxlıq və səs sürəti ölçən qurğu vasitəsi ilə $\Delta u = \pm 0.1 m \cdot s^{-1}$ xəta ilə ölçülmüşdür. Alınmış nəticələr ədəbiyyatlarda mümkün olan nəticələrlə müqayisə edilmişdir.

**ИЗМЕРЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ И СКОРОСТИ ЗВУКА ИОННЫХ ЖИДКОСТЕЙ В ШИРОКОМ
ТЕМПЕРАТУРНОМ ИНТЕРВАЛЕ**

**Х.СУЛЕЙМАНЛИ, Д.УЙСАЛ, Р.ГАМИДОВА, А.АЛИЕВ,
Д.САФАРОВ, А.ШАХВЕРДИЕВ, ЭГОН ХАССЕЛ**

Ионные жидкости с высококачественными теплофизическими свойствами представляют интерес для использования в различных отраслях химической промышленности. В данной статье представлены результаты исследования теплоемкости и скорости звука 1-бутил-3-метилимидазолий гексафторфосфата и 1-бутил-3-метилимидазолий трифлуорометансульфоната в широком интервале температур и атмосферном давлении. Теплоемкость при постоянном атмосферном давлении $c_p(p_0, T)/J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ и температурах $T=(273.15 \text{ to } 413.15)K$ измерена с помощью калориметра дифференциального сканирования DSC Pyris 1 с погрешностью $\Delta c_p/c_p = \pm 0.1\%$. Скорость звука исследованных ионных жидкостей анализирована с помощью измерителя плотности и скорости звука с погрешностью $\Delta u = \pm 0.1 m \cdot s^{-1}$. Полученные результаты сравнены с имеющими литературными данными.

KONUT TİPİ BİNALARDA OPTİMUM ISIL GEÇİRGENLİK DEĞERLERİNİN BELİRLENMESİ

**ATİLLA BIYIKOĞLU, Prof. Dr., Makina Mühendisliği Bölümü Mühendislik Fakültesi,
Gazi Üniversitesi, Maltepe, 06570 Ankara / Tel: +90 312 5823409 / Fax: +90 312 2319810
/ E-posta: abiyik@gazi.edu.tr**

**TİMUR DİZ, İZODER, Şerifali Mah. Hendem Cad. No:58 Yukarı Dudullu 34775 Ümraniye
/ İstanbul / E-posta: timur@tebar.com.tr**

ÖZET

Bu çalışmada, 2023 hedeflerine ulaşma doğrultusunda, Türkiye'deki binaların enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik olarak ısı geçirgenlik limitlerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Hesaplamalar ısıtma ihtiyacına yönelik olarak ısı geçirgenlik limitlerinin tayinini içermektedir. Isıtma İhtiyacının belirlenmesinde, TS 825 Hesaplama Metodolojisi kullanılmıştır. TS 825 standardında yapılan Derece Gün tasnifleri ve U-değerleri referans olarak alınmıştır. Gerçek bina verileri kullanılarak dört farklı özellikte konut ve herbirine karşılık gelen TS 825 U-değer limitlerinde referans binalar sanal olarak oluşturulmuştur. U-değer limitlerinin belirlenmesinde iki farklı yaklaşım baz alınmıştır: Bunlardan ilki referans binaya göre sağlanan tasarrufa dayalı optimizasyon, ikincisi ise toplam maliyet minimizasyonuna dayalı optimizasyon yöntemidir.

Tasarrufa dayalı yöntemde, U-değeri için alt limit olarak tasarruhsuz duruma karşılık gelen değer, üst limit olarak tasarrufu maksimum yapan değer alınmıştır. Toplam maliyete dayalı yöntemde ise, alt limit olarak başabaş noktası U-değeri, üst limit olarak ise toplam maliyeti minimum yapan U-değeri alınmıştır. İki farklı senaryo kurgulanarak, yakıt olarak doğal gaz kullanan dört farklı bina için dört farklı derece gün bölgesinde, duvar, döşeme ve tavan U-limitleri belirlenmiştir. Sonuç olarak, bina enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik olarak TS 825 limitlerinin güncellenmesi için tavsiye limit değerleri tespit edilmiştir.

1. GRİŞ VE AMAÇ

Teknolojinin gelişmesi, yakıt fiyatlarının artması karşısında insanların daha az enerji maliyeti harcayarak daha konforlu ortamlarda yaşama isteği, yalıtım kullanımına önem verilmesine yol açmakta ve yalıtım sektörünün gelişmesini sağlamaktadır. Mevcut ısı yalıtım yönetmeliğinin ve TS825 standardının yürürlüğe girmesi ile yalıtım sektörünün gelişmesine önemli katkı sağlamıştır [Oral G., 2006]. Bu kapsamda dünyada ve özellikle Türkiye'de yapılan bir takım çalışmalardan elde edilen kazanımlar aşağıda özetlenmiştir.

Pencerenin yönü, büyüklüğü, çerçeve değeri, temizliği, camın yansıma faktörü, havanın açık kapalı olması gibi faktörlere bağlı olarak % 15 ila 20 arasında enerji tasarrufu sağlanmasının mümkün olduğu tespit edilmiştir. [Anon, 1979]. Mevcut binalarda yalıtım malzemesinin değiştirilmesi ile duvar alanında on yıl için 21 \$/m²'nin üzerinde bir enerji tasarrufu elde edilebileceği ve polistiren malzeme için 1-1.7 yıl, taş yünü malzeme için ise 1.3-2.3 yıl arasında geri ödeme süreleri hesap edilmiştir [Hasan,1999].

Çomaklı ve Yüksel (2003), Türkiye'nin en soğuk üç şehri Erzurum, Kars ve Erzincan için optimum yalıtım kalınlığını derece-gün yöntemini kullanarak araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre polistiren yalıtım malzemesi ve yakıt olarak kömür kullanıldığında optimum yalıtım kalınlıkları Erzurum için 0.10 m, Kars için 0.10 m ve Erzincan için 0.08 m, bu yalıtım kalınlıklarına karşılık gelen enerji tasarruflarını 12.13 \$/m², 12.72 \$/m² ve 7.99 \$/m² olarak hesap etmişlerdir. Bayer (2006) çalışmasında duvar ısı yalıtımı için yapılan yatırım maliyetinin bina maliyetine yaklaşık oranının % 3,8 ve geri ödeme süresinin 4-5 yıl arasında olduğunu belirlemiştir. Yu vd, (2009), yaptıkları çalışmada Çin'deki dört şehir için P1-P2 ekonomik metodu ile farklı yönlerde ait derece-saat değerleri ve 5 farklı yalıtım malzemesi kullanarak optimum yalıtım kalınlıklarını hesaplamışlardır. Buna göre 20 yıllık ömür üzerinden, optimum yalıtım kalınlığı 0.053-0.236 m arasında ve geri ödeme sürelerinin 1.9-4.7 yıl arasında değiştiğini tespit etmişlerdir.

Paralı (2009) gerçekleştirmiş olduğu yüksek lisans tez çalışmasında, ısı yalıtımında kullanılan malzemeler ve özelliklerini incelenmiş ve ısı yalıtımında malzeme seçim kriterlerini sunmuştur. Örnek bir konut ele alarak farklı ısı yalıtım sistemlerine göre ısı yalıtım ve maliyet analizleri yapılarak; yalıtımsız sistem ile EPS, XPS ve Gaz Beton kullanılarak yapılan yalıtım sistemlerinin maliyetleri ve geri ödeme süreleri karşılaştırılmıştır. Türkiye Gaz Beton Üreticileri Birliğinin hazırlamış olduğu hesap programı kullanılarak sistem analiz edilmiş ve uygulanan yalıtım sisteminin standarda uygunluğu hesaplanmıştır. Örnek konut projesinin EPS ile yalıtım uygulamasında toplam maliyet 15.700 TL olarak hesaplanmışken, ikinci sistem olan XPS ile yalıtım sistemi 17.850 TL olarak hesaplanmış; gaz beton uygulamasında ise sistemin maliyeti 22.155 TL olarak hesaplanmıştır. Dıştan binayı bir bütün olarak saran EPS ve XPS uygulamaları kıyaslandığı zaman ise, EPS ile oluşturulan sistemin daha ekonomik olduğu görülmüştür. EPS için geri ödeme süresi 2,9 yıl, XPS için 3,3 ve Gaz Beton için 4 yıl olarak hesaplanmıştır.

Ulaş (2010) ülkemizde en çok kullanılan binalardan olan herhangi bir okul binası dış kabuğunun yalıtımlı ve yalıtımsız beş farklı durumu ile üç farklı yakıt kullanılması durumu incelemiştir. Çalışmada yalıtım malzemesi olarak EPS, XPS ve mineral cam yünü(tuğla duvar XPS yalıtım, tuğla duvar mineral yün yalıtım, sandviç tuğla duvar EPS yalıtım) ile iki farklı yalıtımsız durumuna göre tüm bölgelere göre hesaplamalar yapmıştır. Yaşam döngüsü maliyetleri açısından uzun vadede en avantajlı bina dış kabuğu, tüm bölgeler için sandviç tuğla duvar ve EPS yalıtım olarak belirlenmiştir. İkinci en avantajlı yapı kabuğu ise tuğla duvar ve XPS yalıtımıdır. Ayrıca çalışmada, en düşük optimum yalıtım kalınlığı 1. bölgede 5,1 cm ile mineral yün yalıtımlı tuğla duvarda linyit kömürü kullanılarak elde edilmiştir. 1. bölgede yine linyit kömürü kullanıldığında XPS yalıtımlı tuğla duvarda yalıtım kalınlığı 5,3 cm, EPS yalıtımlı sandviç tuğla duvarda yalıtım kalınlığı ise 7,2 cm hesaplanmıştır. Yalıtım malzemesinin fiyatı arttıkça optimum yalıtım kalınlığı düşmektedir.

Yalçın (2012) Yüksek Lisans Tez çalışmasında, Elazığ ili için bina ısıtmasında; kömür, doğalgaz ve elektrik den oluşan üç farklı yakıt türü kullanılarak üç farklı duvar modelinde (yatay delikli tuğla duvar, sandviç duvar ve gazbeton) dıştan yalıtımda Taş Yünü, XPS ve EPS uygulanmasında dış duvarlarda gerekli optimum yalıtım kalınlıkları ve geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada yatay delikli tuğla duvara yalıtım malzemesi olarak Taş Yünü, XPS ve EPS uygulanması ve yakıt olarak da Doğalgaz, Kömür ve Elektrik kullanılması halinde optimum yalıtım kalınlıkları 0.0374 m ile 0.1141m arasında, yalıtım maliyeti 16.89-54.46 TL/m² arasında, yıllık enerji kazancı 39.09-292.81 TL/m² arasında, enerji tasarrufu % 77.75-41.93 arasında, geri ödeme süresi 0.94-2.81 yıl arasında değişmektedir. Yapılan çalışmada Sandviç duvara yalıtım malzemesi olarak Taş Yünü, XPS ve EPS uygulanması ve yakıt olarak da Doğalgaz, Kömür ve Elektrik kullanılması halinde optimum yalıtım kalınlıkları 0.0302 m ile 0.1081m arasında, yalıtım maliyeti 15.03-50.37 TL/m² arasında, yıllık enerji kazancı 18.86-196.34 TL/m² arasında, enerji tasarrufu % 27.36-70.56 arasında, geri ödeme süresi 1.27-3.80 yıl arasında değişmektedir. Yapılan çalışmada Gazbeton duvara yalıtım malzemesi olarak Taş Yünü, XPS ve EPS uygulanması ve yakıt olarak da Doğalgaz, Kömür ve Elektrik kullanılması halinde optimum yalıtım kalınlıkları 0.0246 m ile 0.1045m arasında, yalıtım maliyeti 13.58-47.19 TL/m² arasında, yıllık enerji kazancı 10.41-150.92 TL/m² arasında, enerji tasarrufu % 18.18-65.22 arasında, geri ödeme süresi 1.53-4.57 yıl arasında değişmektedir.

Bolattürk ve Dağıdır (2013), birinci derece-gün bölgesinde bulunan Adana, Antakya, Antalya,

Aydın, İzmir ve Mersin illeri için, güneş radyasyonlu ve radyasyonsuz ısıtma ve soğutma yükleri kullanılarak optimum yalıtım kalınlığı hesaplamaları yapmışlardır. Çalışmada Güneş radyasyonu dikkate alınmadan ısıtma yüklerine göre elde edilen optimum yalıtım kalınlığı 0.034 m iken, güneş radyasyonu hesaba katıldığında kalınlık 0.030 m olup az da olsa bir düşüş göstermektedir. Soğutma yüküne göre hesap yapıldığında ise, güneş radyasyonu optimum yalıtım kalınlığını oldukça arttırmaktadır. Radyasyonsuz durumdaki optimum yalıtım kalınlığı 0.016 m iken, bu değer güneş radyasyonu ile 0.09 m'ye kadar çıkmaktadır (Antalya ili için). Dolayısıyla Antalya gibi sıcak iklime sahip bölgelerde optimum yalıtım kalınlığı, güneş radyasyonunun dikkate alındığı soğutma yüküne göre yapılması gerektiği anlaşılmaktadır.

İ.H. Demir (2014) Yüksek Lisans tez çalışmasında, Türkiye'nin yedi farklı bölgesinden seçilen Balıkesir, Kayseri, Malatya, Mersin, Muğla, Şanlıurfa ve Trabzon illerinin, kömür yakıtı ve ekstrüde polistren köpük (XPS) ve genleştirilmiş polistren köpük (EPS) yalıtım malzemeleri için optimum yalıtım kalınlıklarını hesaplamıştır. Bu hesaplamalar dıştan yalıtımlı ve sandviç duvar olmak üzere iki farklı duvar modeli üzerinde yapılmıştır. Hesaplamalar neticesinde en düşük maliyet analizlerine göre Mersin ili için dıştan yalıtılmış duvar modeli ve yalıtım malzemesi olarak ekspande polistren (EPS) köpük kullanılarak geri dönüşüm süresi 0.3 yıl, enerji maliyeti tasarrufu 629 \$/m², en yüksek maliyet Kayseri ili, sandviç duvar modeli, yalıtım malzemesi ekstrüde polistren (XPS) kullanılarak geri dönüşüm süresi 4.3 yıl, enerji maliyeti tasarrufu 21.047 \$/m² olarak tespit edilmiştir. Yalıtım malzemesinin birim fiyatına ve buna bağlı olarak optimum yalıtım kalınlığının bütün verilerde görüldüğü gibi ekspande polistren (EPS) köpükte daha avantajlı olduğu belirlenmiştir. Kullanılan duvar modelininse dıştan yalıtılmış duvar modelinin enerji maliyeti açısından daha üstün olduğu saptanmıştır.

2. Bina Modellerinin Kurulumu

Bu çalışmada, Türkiye'de kullanımda olan dört farklı bina tipi belirlenmiş ve bu binalara ait tüm fiziksel parametreler gerçek bina projelerinden temin edilerek temsili bina modelleri oluşturulmuştur. Bina tipleri, alan-hacim (A/V) oranları dikkate alınarak belirlenmiştir. Dört farklı A/V oranı (0,30, 0,38, 0,40, 0,55) seçilerek her bina için fiziksel parametreler gerçek bina projelerinden alınarak model binalar kurgulanmıştır. Bina model hesaplamaları, TS825 Hesap Metodolojisine dayalı olarak excel yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Model binalara eşdeğer referans binalar oluşturulmuş ve TS825 limit değerleri kullanılarak tüm hesaplamalar eşdeğer referans binalar için de yapılmıştır.

3. Optimum Isıl Geçirgenliği Tayin Yöntemi

Optimum ısı geçirgenliğinin belirlenmesinde üç farklı yaklaşım kullanılmıştır;

1. Yıllık yakıt tasarruf miktarını maksimum yapan ısı geçirgenlik değeri belirlenmiştir. Yakıt tasarrufu sağlayan maksimum ısı geçirgenlik ile maksimum yakıt tasarrufu elde edilen optimum ısı geçirgenlik değerleri kullanılarak ısı geçirgenlik aralığı belirlen-


miştir,

2. 30 yıllık ısıtma maliyetinin yalıtım maliyetini karşıladığı yalıtım kalınlığı, başabaş yalıtım kalınlığı olarak tanımlanmıştır. Başabaş yalıtım kalınlığına karşılık gelen değer grafikten okunarak başabaş ısıl geçirgenlik değeri belirlenmiştir.
3. Toplam maliyeti minimum yapan yalıtım kalınlığı optimum yalıtım kalınlığı olarak alınmıştır. Optimum yalıtım kalınlığına karşılık gelen değer grafikten okunarak optimum ısıl geçirgenlik belirlenmiştir.

4. SONUÇLARIN GEÇERLİLİK TESTİ

Şekil 8.1’de sunulduğu üzere, ECOFYS 2016 yılında yürütmüş olduğu bir çalışma ile Türkiye’yi 6 Derece Gün Bölgesine ayırmış ve elde etmiş olduğu sonuçlar İZODER tarafından web sayfasında [37] yayınlanmıştır.

Çizelge 9.1. ECOFYS Sonuçları ile Karşılaştırma

| Bölge (DERECE GÜN) | | Karşılaştırma Durumu A/V=0,38 | U-değeri - W/m ² K | | | |
|---|-------|-------------------------------------|-------------------------------|------|--------|---------|
| | | | Mevcut Binalar | | | |
| | | | Duvar | Çatı | Döşeme | Pencere |
|  | SICAK | ECOFYS | 0,30 | 0,20 | 0,40 | 1,80 |
| | DGI | BU ÇALIŞMA | 0,30 | 0,20 | 0,30 | 1,80 |

Bu çalışmada sunulan sonuçlar, dört farklı değerlendirme durumu dikkate alınarak elde edilmiştir; maksimum tasarruf, tasarrufsuz, başabaş noktası ve minimum toplam maliyet. Çizelge 8.1a'da sunulan sonuçlar dikkate alınacak olursa; Duvar için maksimum tasarrufu sağlayan U değeri, $U_{\max \text{ tasarruf}} = 0,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Cephe için $U_{\max \text{ tasarruf}} = 0,40 \text{ W/m}^2\text{K}$), tasarrufsuz duvar için $U_{\text{tasarrufsuz}} = 0,50 \text{ W/m}^2\text{K}$ (tasarrufsuz cephe $U_{\text{tasarrufsuz}} = 0,85 \text{ W/m}^2\text{K}$), başabaş noktası oluşmadığı için U değeri belirlenememiştir. Minimum toplam maliyeti veren duvar U değeri, $U_{\min \text{ maliyet}} = 0,30 \text{ W/m}^2\text{K}$ (cephe $U_{\min \text{ maliyet}} = 0,50 \text{ W/m}^2\text{K}$) olarak elde edilmiştir. Sonuçların karşılaştırılmasında dikkat edilmesi gereken nokta, bu çalışmada soğutma etkilerinin dikkate alınmamış olmasıdır. Ayrıca, ECOFYS firması tarafından yapılan hesaplamaların, soğutma etkisinin yanı sıra, çevresel etkileri de içine alan bir fonksiyonun minimize edilmesi yaklaşımına dayanmakta olduğu unutulmamalıdır.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada yapılan hesaplamalar 4 farklı bina ve bu binalara eşdeğer olarak oluşturulan TS825 limit değerlerini kullanan referans binalar üzerine uygulanmıştır. Her bina ve referans modeli ile birlikte toplam 8 bina için hesaplamalar yapılmıştır. Gerçek bina ile referans bina hesaplamaları karşılaştırılarak, yalıtım kalınlıklarında yapılan iyileştirmelerin referans binaya (TS825 limitlerine) göre sağladığı tasarruf miktarları belirlenmiştir.

Parametrik çalışma gerçekleştirilerek, seçilen parametrelerin optimum yalıtım kalınlığına etkileri araştırılmıştır. Analiz edilen tüm durumlar için 4 farklı derece gün bölgesindeki 4 farklı binanın cephe, çatı ve döşeme için optimum yalıtım kalınlıkları tayin edilmiştir. 3 farklı yalıtım malzemesi ve 3 farklı yakıt için optimum yalıtım kalınlıklarındaki değişiklikler araştırılmıştır. Ayrıca, 6 farklı U değerine sahip pencere tipinin cephe ısı geçirgenliklerine etkisi araştırılarak farklı bina tipleri için kullanılması gereken pencere tipleri tayin edilmeye çalışılmıştır.

İZODER tarafından 2016 yılında ECOFYS firmasına yaptırılan araştırma sonuçları ile bu çalışmanın sonuçlarını karşılaştırmak amacıyla, benzer bir bina oluşturulmuştur. Bu çalışmanın parametreleri kullanılarak benzer senaryolar üretilmiş ve elde edilen ısı geçirgenlikler karşılaştırılmıştır. Öncelikle, Cephe ısı geçirgenliği, pencere tipi (U-değeri) ve bina tipine (A/V oranı) kuvvetli olarak bağımlı olduğu için maksimum tasarruf sağlayacak

pencere tipi ile bina tipi eşleştirmesi yapılmaya çalışılmıştır. Buna yönelik olarak, 6 farklı pencere tipi ile 4 farklı bina tipi eşleştirilerek cephe ısı geçirgenliği analiz edilmiştir.

Bu analiz sonuçlarına göre; DG1 bölgesinde, ısı geçirgenliği $2,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan pencerenin, analizi yapılan bina tipleri için tasarruf sağlamayacağı, bu nedenle kullanımının mümkün olmadığı anlaşılmıştır. Bu çalışma sonucunda, pencere tiplerinin cephe U değerlerine etkisi incelenmiş ve DG1 bölgesinde incelenen bina tipleri için tasarrufu açısından değerlendirildiğinde en uygun pencere tipinin ısı geçirgenliği $1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan pencere olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 8.1’de pencere ısı geçirgenliğinin cephe yalıtımına etkileri sunulmuştur. Çizelge 8.1 incelendiğinde, ısı geçirgenliği $1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan pencere tipinin seçilmesi ile 30 yıl süresince cephe toplam maliyetinin % 41’i oranında tasarruf etmenin mümkün olduğu görülmektedir. Diğer pencere tipleri ile elde edilebilecek maksimum tasarruf miktarları karşılaştırıldığında, en yüksek pencere ısı geçirgenliği ile en yüksek tasarrufu veren pencere tipinin ısı geçirgenliği $1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan pencere olduğu tespit edilmiştir. Bu pencere tipinin seçilmesi ile, ısı geçirgenliği $1,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan olan pencere sonuçları ile karşılaştırma yapıldığında, yalıtım kalınlıklarında % 20’lik düşüş yaşanmasının yanı sıra 30 yıllık tasarrufun toplam maliyete oranlarında ise % 35’lik artış yaşandığı gözlenmiştir. Sonuç olarak, tüm bölgelerde her bina için en azından ısı geçirgenliği $1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan pencere kullanımı önerilmektedir.

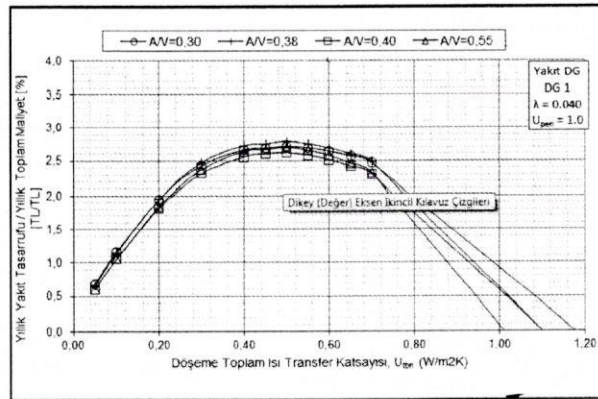
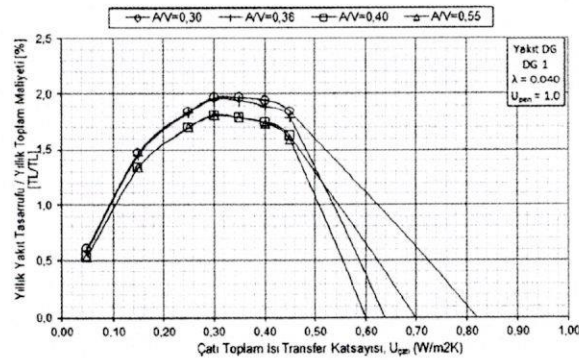
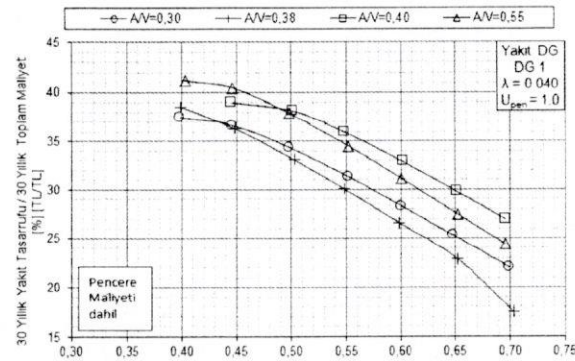
Çizelge 8.1. PENCERE ISIL GEÇİRGENLİĞİNİN CEPHE YALITIMINA ETKİSİ

| | Pencere U değerleri - ($\text{W/m}^2\text{K}$) | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|-----|-----|------|----|----|------|----|----|------|----|----|------|----|----|------|----|----|
| | 2,4 | | | 1,8 | | | 1,2 | | | 1,0 | | | 0,9 | | | 0,8 | | |
| Maksimum Tasarruf Cephe U değeri - ($\text{W/m}^2\text{K}$) | M/D | | | 0,62 | | | 0,45 | | | 0,40 | | | 0,42 | | | 0,40 | | |
| Maksimum Tasarruf Cephe Yalıtım Kalınlığı (cm) | M/D | M/D | M/D | 26 | 28 | 30 | 27 | 30 | 33 | 20 | 24 | 27 | 16 | 17 | 20 | 13 | 15 | 17 |
| Minimum Maliyet Cephe U değeri - ($\text{W/m}^2\text{K}$) | M/D | | | 0,70 | | | 0,55 | | | 0,49 | | | 0,47 | | | 0,45 | | |
| Minimum Maliyet Cephe Yalıtım Kalınlığı (cm) | M/D | M/D | M/D | 12 | 14 | 19 | 11 | 12 | 13 | 11 | 12 | 13 | 11 | 12 | 13 | 11 | 12 | 13 |
| 30 Yıllık Yakıt Tasarrufu/30 Yıllık Cephe Yalıtım Toplam Maliyeti (%) (TL/TL) | M/D | | | 25 | | | 18 | | | 41 | | | 44 | | | 45 | | |
| 30 Yıllık Toplam Maliyet (TL/m ²) (A/V=0,30) | M/D | | | 85 | | | 76 | | | 73 | | | 72 | | | 70 | | |
| 30 Yıllık Toplam Maliyet (TL/m ²) (A/V=0,38) | M/D | | | 99 | | | 94 | | | 86 | | | 84 | | | 84 | | |
| 30 Yıllık Toplam Maliyet (TL/m ²) (A/V=0,40) | M/D | | | 114 | | | 86 | | | 81 | | | 79 | | | 77 | | |
| 30 Yıllık Toplam Maliyet (TL/m ²) (A/V=0,55) | M/D | | | 125 | | | 108 | | | 102 | | | 102 | | | 100 | | |

M/D: Mevcut Değer

5.a. Tasarruf Tabanlı Optimum Isıl Geçirgenlik

Alan-hacim oranlarına göre oluşturulan dört farklı bina tipi için, cephe yalıtım malzemesi olarak ısı iletkenliği $\lambda = 0.040$ W/mK olan EPS kullanıldığı durumda, yıllık toplam maliyete göre elde edilen yıllık yakıt tasarruf oranlarının U değerlerine göre değişimi Şekil 8.2'de sunulmuştur. Şekil 8.2 incelendiğinde, A/V oranı 0.30 olan bina için optimum cephe ısı geçirgenliğinin 0.40 W/m²K olduğu tespit edilmektedir. Tasarrufu maksimize eden yaklaşıma göre elde edilen optimum toplam ısı transfer katsayıları; $A/V=0.38$ için $U_{\text{cephe}} = 0.40$; $A/V=0.40$ için $U_{\text{cephe}} = 0.45$; $A/V=0.55$ için $U_{\text{cephe}} = 0.40$ W/m²K olarak elde edilmiştir.

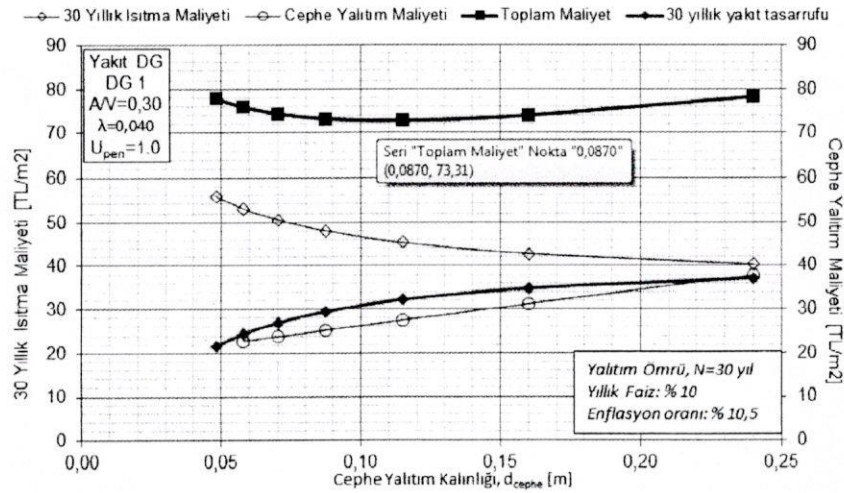


Şekil

5.b. Toplam maliyet minimizasyonuna dayalı optimum ısıl geçirgenlik

Doğal gaz yakıtlı Derece Gün 1 bölgesinde, Alan hacim oranı $A/V=0,30$ olan bir bina için iletkenliği, $\lambda=0,040$ W/mK olan yalıtım malzemesi ve $U_{pen}=1.0$ W/m²K olan bir pencere kullanıldığında; 30 yıllık ısıtma maliyeti, cephe yalıtım maliyeti, toplam maliyet ve 30 yıllık tasarruf miktarının cephe yalıtım kalınlığı ile değişimi Şekil 8.13’de sunulmuştur. Şekil 8.13 incelendiğinde, yalıtımın 6 cm artırılması ile 30 yıllık ısıtma maliyetindeki azalma 10 TL/m² ve tasarruf edilen miktar, 10 TL/m² ile buna karşılık yalıtım maliyetindeki artış, 5 TL/m² ve bunun toplam maliyete yansımaları, 5 TL/m² düşüş, gözlemlenebilmektedir.

Şekil 8.13 incelendiğinde, ısıtma maliyetinin, cephe yalıtım maliyeti seviyesine düştüğü nokta, başabaş noktası olarak adlandırılmıştır. Şekil 8.13’te görüldüğü üzere başabaş noktası, 25 cm cephe yalıtım kalınlığına karşılık gelmektedir. Başabaş noktasında elde edilen tasarruf miktarı (38 TL/m²) ve ısıtma maliyetindeki düşüş (18 TL/m²), Şekil 8.13’te görüldüğü üzere cephe yalıtım maliyetine (38 TL/m²) denk gelmektedir.



Şekil 8.13. 30 Yıllık Isıtma Maliyetinin Cephe Yalıtım Kalınlığı ile Değişimi ($A/V=0.30$)

Şekil 8.13. 30 Yıllık Isıtma Maliyetinin Cephe Yalıtım Kalınlığı ile Değişimi ($A/V=0.30$)

6. Sonuçların Değerlendirilmesi ve Öneriler

Bu çalışmada, TS825 hesap metodolojisi kullanılarak, Türkiye genelinde, dört farklı bina tipi için cephe, tavan ve döşeme ısıl geçirgenlik değerleri tayin edilmeye çalışılmıştır. Sonuçların tutarlılığını test etmek amacıyla, ECOFYS firması tarafından gerçekleştirilen çalışmada kulla-

nılan bina için benzer çalışma yürütülmüştür. Karşılaştırma sonuçları incelendiğinde, çatı ve duvarda aynı, döşemede %10 sapma ile benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Dolayısı ile, bu çalışmada geliştirilen yöntem kullanılarak elde edilen sonuçların güvenilir olduğu söylenebilir.

Güvenilirlik testinin ardından, Türkiye genelinde kullanılan binaların tipleri dikkate alınarak dört farklı bina tipi belirlenmiş ve bu binalara ait gerçek veriler kullanılarak binaların modelleri oluşturularak ısı geçirgenlik değerleri hesaplanmıştır. Doğal gaz için elde edilen genel sonuçlar ışığında, farklı ısı iletkenlik değerlerine sahip yalıtım malzemeleri için elde edilen sonuçlar dikkate alınarak yalıtım malzemesinden bağımsız olarak ısı geçirgenlik değerleri belirlenmiştir. Isıl geçirgenlik tavsiye değerleri dört farklı bina için aşağıdaki çizelgelerde özetlenmiştir.

Önerilen değerlerin cephe yalıtımında kullanılmasıyla, TS825 limit değerlerine oranla, DG1 bölgesinde, toplam yıllık maliyetin % 6'sı oranında tasarruf sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu tasarrufun döşeme yalıtımıyla % 3, çatı yalıtımıyla %2 oranında artacağı belirlenmiştir. Önerilen değerlerin cephe yalıtımında kullanılmasıyla, TS825 limit değerlerine oranla, DG2 bölgesinde, toplam yıllık maliyetin % 8'i oranında tasarruf sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu tasarrufun döşeme yalıtımıyla % 3, çatı yalıtımıyla %2,5 oranında artacağı belirlenmiştir.





Önerilen değerlerin cephe yalıtımında kullanılmasıyla, TS825 limit değerlerine oranla, DG3 bölgesinde, toplam yıllık maliyetin % 8'i oranında tasarruf sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu tasarrufun döşeme yalıtımıyla % 4, çatı yalıtımıyla %10 oranında artacağı belirlenmiştir. Önerilen değerlerin cephe yalıtımında kullanılmasıyla, TS825 limit değerlerine oranla, DG4 bölgesinde, toplam yıllık maliyetin % 5'i oranında tasarruf sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu tasarrufun döşeme yalıtımıyla % 1, çatı yalıtımıyla %1 oranında artacağı belirlenmiştir.





10 yıllık yalıtım ömrü dikkate alınarak yapılan hesaplamalar göstermiştir ki; bu süreç zarfında, hiçbir yalıtım kalınlığında, tasarrufun toplam maliyeti karşılama olasılığı yoktur. Bununla birlikte, ısıtma maliyetindeki azalmanın yalıtım maliyetine ulaştığı nokta başabaş noktası olarak tanımlanmış ve buna göre başabaş yalıtım kalınlıkları belirlenmiştir.

KAYNAKLAR





1. Oral, GK., Altun, C.,-(2006), “Binalarda ısıtma enerjisi korunumunda ısı yalıtımı ve nem kontrolü”, Yalıtım Dergisi, sayı: 59, Doğa Yayın Grubu, İstanbul
2. Hasan, A., “ Optimizing Insulation Thickness for Buildings Using Life Cycle Cost”, Applied Energy, 63,115-124 (1999).
3. Çomaklı, K., Yüksel B., “ Optimum Insulation Thickness of External Walls for Energy Saving”, Applied Thermal Engineering, 23, 473-479(2003).
4. Bayer G., “Binalarda uygulanan ısı yalıtım sistemleri ve örnek bir projede ısı yalıtım maliyet analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 12, 58 (2006).
5. Yu, J., Yang, C., Tian, L., Liao, D., “ A Study on Optimum Insulation Thickness of External Walls in Hot Summer and Cold Winter Zone of China”, Applied Energy, 86, 2520-2529(2009).
6. Ulaş A., “ Binalarda TS 825 Hesap Yöntemine Göre Isı Kaybı, Yakıt Tüketimi, Karbondioksit Emisyonu Hesabı Ve Maliyet Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,4-13,116-117 (2010).
7. Yalçın, A.H., “Elazığ İlinde Kullanılan Farklı Duvar Tipleri için Optimum Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi ve Ekonomi Analizi,” Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Fırat Üniversitesi, Elazığ, 2012, 92 sayfa.
8. Dağdır, C., Bolattürk, A., 2011, Sıcak İklim Bölgelerindeki Binalarda Isıtma ve Soğutma Yüküne Göre Tespit Edilen Optimum Yalıtım Kalınlıklarının Karşılaştırılması, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan, İzmir.
9. Demir, İ.H. “Bina Dış Duvarları İçin Optimum Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi ve Maliyet Analizi,” Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Programı, Fırat Üniversitesi, 2014, 57 sayfa.





Çizelge 9.2. Tavsiye Edilen U-Değerleri – Bina Tip I ($A/V=0,30$) ve Bina Tip II ($A/V=0,38$)
ve $U_{\text{pencere}} = 1,0$ (Üçlü Cam)

| DOĞAL GAZ= $A/V=0,30$ $U_{\text{pencere}}=1,0W/m\ K$ Yalıtım Ömrü Çatı Döşeme: N=10 yıl Cephe: N=30 yıl | | U-değeri - W/m^2K | | |
|--|-----|---------------------|------|--------|
| | | Mevcut Binalar | | |
| | | Duvar | Çatı | Döşeme |
|  | DG1 | 0,30 | 0,30 | 0,50 |
|  | DG2 | 0,23 | 0,20 | 0,25 |
|  | DG3 | 0,16 | 0,10 | 0,20 |
|  | DG4 | 0,16 | 0,15 | 0,15 |

| DOĞAL GAZ= $A/V=0,38$ $U_{\text{pencere}}=1,0W/m\ K$ Yalıtım Ömrü Çatı Döşeme: N=10 yıl Cephe: N=30 yıl | | U-değeri - W/m^2K | | |
|--|-----|---------------------|------|--------|
| | | Mevcut Binalar | | |
| | | Duvar | Çatı | Döşeme |
|  | DG1 | 0,28 | 0,30 | 0,50 |
|  | DG2 | 0,21 | 0,30 | 0,40 |
|  | DG3 | 0,21 | 0,30 | 0,35 |
|  | DG4 | 0,21 | 0,15 | 0,15 |

Çizelge 9.4. Tavsiye Edilen U-Değerleri – Bina Tip III ($A/V=0,40$) ve Bina Tip IV ($A/V=0,55$) ve $U_{\text{pencere}} = 1,0$ (Üçlü Cam)

| DOĞAL GAZ= $A/V=0,40$ $U_{\text{pencere}}=1,0W/m\ K$ Yalıtım Ömrü Çatı Döşeme: N=10 yıl Cephe: N=30 yıl | | U-değeri - W/m^2K | | |
|--|-----|---------------------|------|--------|
| | | Mevcut Binalar | | |
| | | Duvar | Çatı | Döşeme |
|  | DG1 | 0,32 | 0,30 | 0,50 |
|  | DG2 | 0,24 | 0,10 | 0,20 |
|  | DG3 | 0,24 | 0,10 | 0,20 |
|  | DG4 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |

| DOĞAL GAZ= $A/V=0,55$ $U_{\text{pencere}}=1,0W/m\ K$ Yalıtım Ömrü Çatı Döşeme: N=10 yıl Cephe: N=30 yıl | | U-değeri - W/m^2K | | |
|--|-----|---------------------|------|--------|
| | | Mevcut Binalar | | |
| | | Duvar | Çatı | Döşeme |
|  | DG1 | 0,30 | 0,30 | 0,50 |
|  | DG2 | 0,23 | 0,25 | 0,30 |
|  | DG3 | 0,23 | 0,20 | 0,25 |
|  | DG4 | 0,16 | 0,15 | 0,15 |

LV-17-007

Determination of Heat Transfer Coefficient Between Heated Floor and Space Using the Principles of ANSI/ASHRAE Standard 138 Test Chamber

M. Fatih Evren
Student Member ASHRAE

Abuzer Özsunar, PhD

Atilla Biyikoglu, PhD
Member ASHRAE Fellow ASHRAE

Birol Kilkis

ABSTRACT

In this study, heat transfer coefficients for radiant floor heating systems were investigated in a special test chamber that is one of the very first implementations of ANSI/ASHRAE Standard 138 in the world. Radiant systems offer high energy- and exergy-efficient sensible heating and cooling potential. These systems can be directly coupled with low enthalpy, renewable, or waste heat resources. Heat transfer coefficients are important design parameters for radiant systems that effect the heat transfer capacity of the heated/cooled surface to the indoors. In this study, radiant, convective, and total heat transfer coefficients for radiant floor heating were investigated experimentally. Experiments were conducted in a special test chamber that was established according to ANSI/ASHRAE Standard 138 with minor differences. The test chamber dimensions are $2.74 \times 2.25 \times 2.45$ m ($8.99 \times 7.38 \times 8.04$ ft) and there are no floor coverings during the test. Coefficients were determined through two difference methods. Heat fluxes from the heated floor that calculated via both methods and obtained from the “Design Graph for Sensible Heating and Cooling with Floor and Ceiling” in ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (ASHRAE 2008). According to the experimental results, total heat transfer coefficients for the radiant heating system were obtained between 8.8 and 12.1 W/m²K (1.43 and 2.13 Btu/h·ft²·°F).

INTRODUCTION

Residential and commercial buildings are responsible for more than 40% of total energy consumption in the United States. HVAC loads and domestic heat water loads make up an important part of total energy consumption of buildings (EIA 2015a, 2015b). Low-exergy radiant heating/cooling systems

offer a proper solution for both reducing energy consumption and to maintain thermal comfort. These systems can be directly coupled with renewable energy sources or waste heat resources (ASHRAE 2008).

Ceiling panel cooling systems have become more popular recently and some specific applications or renovations require ceiling panel heating. Standardization of performance ratings for different commercial ceiling heating/cooling panels was a necessity and ANSI/ASHRAE Standard 138—Method of Testing for Rating Ceiling Panels for Sensible Heating and Cooling was developed to meet this necessity. “Standard 138 establishes uniform methods of laboratory testing for rating the thermal performance of ceiling panels manufactured for radiant panel heating and cooling of indoor spaces” (ANSI/ASHRAE 2013).

The standard requires a well-insulated special test chamber that have temperature controlled interior surfaces (floor and 4 walls). In this study, the test chamber ceiling was designed as dual mode and the interior surface temperature can be controlled or ceiling control can be switched to passive mode. The purpose of this study is to obtain heat transfer coefficients between heated floor and space in the test chamber.

Heat transfer coefficients between radiant panel heating/cooling surfaces and indoor space are very important design parameters for both experimental and numerical studies. There were many studies that were conducted to calculate these coefficients in the literature for radiant floor, wall or ceiling heating/cooling. According to EN 1264-5, the total heat transfer coefficient h_{tot} can be used as 10.8 W/m²·K (1.9 Btu/h·ft²·°F) for floor heating and ceiling cooling, 6.5 W/m²·K (1.44 Btu/h·ft²·°F) for floor cooling and ceiling heating, and 8 W/m²·K (1.41 Btu/h·ft²·°F) for wall heating or cooling (EN

M. Fatih Evren is founder of Hezarfen Energy Co. and a research assistant in the Department of Energy Science and Technologies, Turkish-Deutsche Universitat, Istanbul, Turkey. **Abuzer Ozsunar** is an associate professor and vice head and **Atilla Biyikoglu** is a professor and head of the Department of Mechanical Engineering, Gazi University, Ankara, Turkey. **Birol Kilkis** is a professor and head of the Department of Energy Engineering, Baskent University, Ankara, Turkey.

1264-5 2008). *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, Panel Heating and Cooling chapter, suggests 9.26 W/m²·K (1.63 Btu/h·ft²·°F) for a horizontal surface with heat flow up, 9.09 W/m²·K (1.6 Btu/h·ft²·°F) for a vertical surface, and 8.29 W/m²·K (1.45 Btu/h·ft²·°F) for a horizontal surface with heat flow down for convective heat transfer coefficient h_c (ASHRAE 2008). Olesen et al. investigated the coefficients for floor cooling at different heights and different reference temperatures in a 6 × 4 × 2.8 m (19.69 × 13.12 × 9.19 ft) high test chamber. In case of operative temperature selected as reference temperature, average h_{tot} at 0.6 m (1.97 ft) height was calculated as 10.1 W/m²·K (1.78 Btu/h·ft²·°F) and was calculated as 8.3 W/m²·K (1.46 Btu/h·ft²·°F) at 1.1 m (3.61 ft) height. On the other hand, if globe temperature is selected as reference temperature, average h_{tot} calculated as 7.5 W/m²·K (1.32 Btu/h·ft²·°F) (Olesen et al. 2000).

Causone et al. experimentally investigated heat transfer coefficients for both radiant ceiling heating and cooling in a 4.3 × 2.7 × 2.56 m (14.12 × 8.86 × 8.40 ft) high test chamber. According to their results, h_{tot} is 13.2 W/m²·K (2.32 Btu/h·ft²·°F) for cooled ceiling and 5.8 W/m²·K (1.02 Btu/h·ft²·°F) for heated ceiling (Causone et al. 2009).

Several other experimental and numerical studies also exist in the literature. Some premise studies were conducted with small, free-edge heated plates. After that, some studies were conducted in full-size test chambers with different properties. Some others were investigated in both full-size test chambers and small boxes to determine dimensional effects for heat transfer coefficients (Awbi and Hatton 2000; Awbi and Hatton 1999; Awbi 1998; Khalifa 2001a; Khalifa 2001b; Cholewa et al. 2013).

In this study, experiments were conducted in a full-size (2.74 × 2.25 × 2.45 m [8.99 × 7.38 × 8.04 ft]) test chamber, which is established according to ANSI/ASHRAE Standard 138 (ANSI/ASHRAE 2013). All interior surfaces are temperature controlled and the radiant panels were designed for short response time. In total, 95 precise and calibrated sensors were attached in the test chamber to measure average surface temperatures, dry-bulb air temperature, globe temperature, air velocity, and relative humidity. ANSI/ASHRAE Standard 138 is relatively newly developed and there have not been many applications established yet. Applications of the standard will be expanded in near future and the researchers will need more experimental literature related to the standard. There are two main purposes of this study—the first one is to get precise heat transfer coefficients for radiant floor heating in the standard test chamber for further experimental and numerical studies that are related to the standard, and the second one is to add these heat transfer coefficients to the literature for other general radiant floor heating applications.

THEORY

Equation 1 is the generic form of Equations 2–4 that were used in order to, respectively, determine radiant, convective,

and total heat transfer coefficients between heated floor and space (Causone et al. 2009). Generic forms of all three equations are the same, but the reference temperatures for the calculation of each coefficient differ according to the heat transfer mode (radiant, convective, or mixed).

$$q = \frac{Q}{A_{fl}} = h(T_{ref} - T_{fl}) \quad (1)$$

$$q_r = \frac{Q_r}{A_{fl}} = h_r(T_{fl} - AUST) \quad (2)$$

where

- Q_r = radiant heat flux from heated floor surface to other surfaces in the test chamber, W
- A_{fl} = floor area, m² (ft²)
- T_f = average floor surface temperature, K
- h_r = (linearized) radiant heat transfer coefficient, W/m²·K (Btu/h·ft²·°F)
- $AUST$ = area-weighted average unheated (uncooled) temperature of such surfaces exposed to the panels, K

$AUST$ can be calculated using Equation 5 (ASHRAE 2008; Causone et al. 2009; ANSI/ASHRAE 2013).

$$q_c = \frac{Q_c}{A_{fl}} = h_c(T_{fl} - T_a) \quad (3)$$

where

- Q_c = convective heat flux from heated floor surface to indoor ambient of the test chamber, W
- h_c = convective heat transfer coefficient, W/m²·K (Btu/h·ft²·°F)
- T_a = interior dry-bulb air temperature of test chamber, K

$$q_{tot} = \frac{Q_{tot}}{A_{fl}} = h_{tot}(T_{fl} - T_o) \quad (4)$$

where

- Q_{tot} = total heat flux from heated floor surface of the test chamber, W
- h_{tot} = total heat transfer coefficient, W/m²·K (Btu/h·ft²·°F)
- T_o = operative temperature in the test chamber, K

T_o can be calculated using Equation 6.

Here A_1, A_2, A_3, A_4 , and A_{ce} , are the surface areas of Walls 1 through 4 and the ceiling, respectively, and T_1, T_2, T_3, T_4 , and T_{ce} , are average surface temperatures of Walls 1 through 4 and the ceiling, respectively.

$$AUST = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_{ce} T_{ce}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{ce}} \quad (5)$$

Operative temperature is defined by ISO Standard 7730—*Ergonomics of the Thermal Environment* as:

Operative temperature is uniform temperature of an imaginary black enclosure in which an occupant would exchange the same amount of heat by radiation and convection as in the actual non-uniform environment. (ISO 2006)

Operative temperature can be calculated with several methods, the most common method being the average of the mean radiant and ambient air temperatures, weighted by their respective heat transfer coefficients. This definition can be simplified in many typical conditions. According to ANSI/ASHRAE Standard 55, operative temperature can be calculated using Equation 6 for occupants who are in near-sedentary activity, exposed low air velocity (<0.2 m/s [0.66 ft/s]), and also not exposed to direct sunlight (ANSI/ASHRAE 2004; ASHRAE 2013).

$$T_o = \frac{T_{mr} + T_a}{2} \quad (6)$$

There are two parameters in Equation 6. T_a , dry bulb air temperature, can be directly measured by a proper calibrated sensor. T_{mr} , mean radiant temperature, can be calculated with several methods. According to ANSI/ASHRAE Standard 138, mean radiant temperature can be calculated with Equation 7 in the standard test chamber (ANSI/ASHRAE 2013). On the other hand, Equation 8 presents a general calculation method for mean radiant temperature. The prior studies showed that both of the two equations would give the similar results in the test chamber under only radiant heating/cooling conditions (Evren et al. 2015; Evren 2015). In this study, the mean radiant temperature is calculated via Equation 7.

$$T_{mr} = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_{ce} T_{ce} + A_{fl} T_{fl}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{ce} + A_{fl}} \quad (7)$$

$$T_{mr} = \left[(T_{gl})^4 + \frac{1.10 \times 10^8 V_a^{0.6}}{e D^{0.4}} (T_{gl} - T_a) \right]^{1/4} \quad (8)$$

Where

- T_{gl} = globe temperature, K
- V_a = air velocity, m/s
- e = emissivity of the black globe sensor
- D = diameter of the globe sensor (0.15 m for this study)

Total heat flux from the heated floor is the summation of radiant heat flux and convective heat flux from the surface, as given in Equation 9. In the study, two different methods are used to determine the total heat flux from the floor surface. In the first method (Method 1), q_r and q_c were calculated via empirical equations from the literature (see Equations 10 and 11). In the second method (Method 2), q_{tot} was measured. For comparison, both methods are used in the study.

$$q_{tot} = q_r + q_c \quad (9)$$

Radiant heat flux can be calculated with Equation 10 (ASHRAE 2008).

$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(T_{fl})^4 - (AUST)^4] \quad (10)$$

Convective heat flux for heated floor can be calculated with Equation 11. Here, D_e is equivalent diameter of floor ($4 \times \text{area/perimeter}$) and is 2.46 for the floor of the test chamber (ASHRAE 2008).

$$q_c = 2.42 \frac{|T_{fl} - T_a|^{0.31} (T_{fl} - T_a)}{D_e^{0.08}} \quad (11)$$

EXPERIMENTAL SETUP

In this study, experiments were conducted in a special, operative, temperature-controlled test chamber that was established according to ANSI/ASHRAE Standard 138 with minor differences (ANSI/ASHRAE 2013). These differences effects only standard performance panel rating. Figure 1 shows the enumeration of the test chamber surfaces. In the study, walls, ceiling, and floor were respectively enumerated as 1, 2, 3 and 4, *ce*, and *fl*. Figure 2 shows schematics of the hydronic pipes that embedded into walls.

Interior surfaces of the chamber were coated with flat-painted aluminum plates that have 0.9 thermal emittance. Walls, ceiling, and floor insulation resistance is $2.7 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, ($15.3 \text{ ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F/Btu}$) and door insulation resistance is $2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ($11.4 \text{ ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F/Btu}$). Between peroxide cross-linked polyethylene (Pe-Xa) hydronic pipes and insulation material, a radiant shield was used to minimize radiant heat loss. Wall layers can be seen in Figure 2.

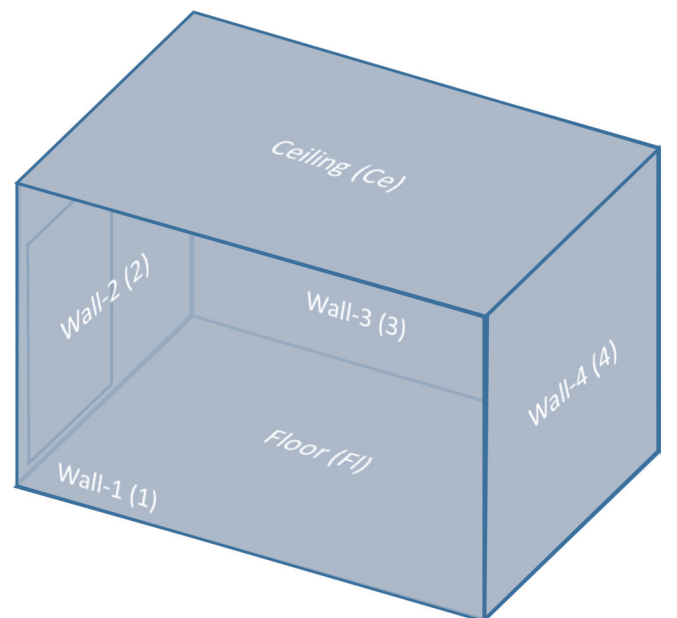


Figure 1 Enumeration of the test chamber surfaces.

Each surface of the test chamber designed as a zone to control their surface temperature independently. In total, 18 ON/OFF control valves (3 valves for each zone) were used in order to maintain interior surface temperatures of the test chamber. Each valve has 10 s ON/OFF positioning time to achieve short response time. The hydronic system diagram is presented in Figure 3.

A 3 kW (10,236 Btu/h) electric boiler was used to provide hot water demand and an 8 kW (27,297 Btu/h) air-source heat pump was installed to provide cold-water demand. Figure 4 shows two views of the experimental facility.

In total, 80 calibrated K-type thermocouples were attached to the interior surfaces to measure average surface temperature. A black globe sensor and a thermal anemometer were located at the center of volume. Figure 5 shows an interior view of the test chamber. Measurements of the thermocouples were logged by data loggers. An automatic control

unit was driven by the data loggers. The black globe sensor and hot-wire anemometer were coupled to a multifunctional measurement tool. Figure 6 shows diagram of the experimental facility. Detailed information about heating/cooling systems equipment and measurements tools are given in Table 1.

EXPERIMENTS

In this study, all interior surfaces of the test chamber were set to given set points shown in Table 2. All data were logged after the experimental facility reached steady state conditions. Averages of 30-minute measurement periods for each experiment were used in the calculations.

RESULTS

Measured and calculated temperature values are given in Table 3. Here, T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , T_c , T_f , and T_a are directly measured

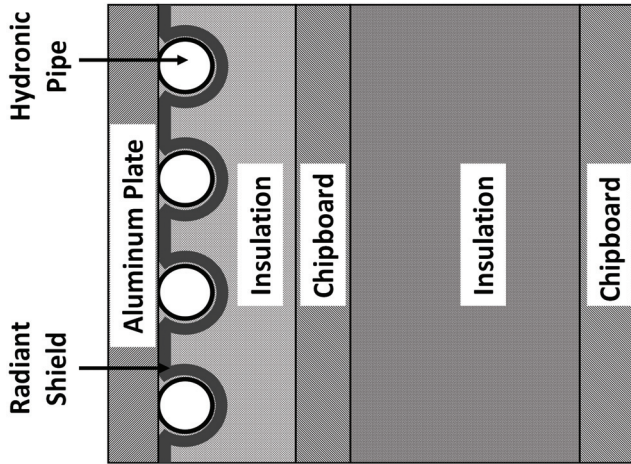


Figure 2 Wall layers.

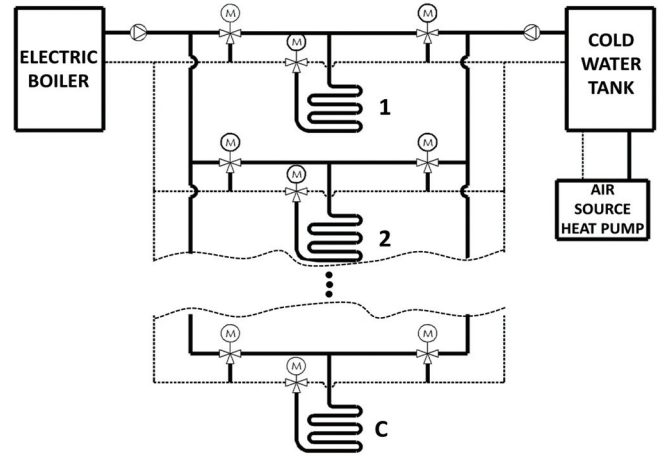


Figure 3 Hydronic system diagram.



Figure 4 Views of the experimental facility.



Figure 5 A view from the inside of the test chamber.

by proper sensors. $AUST$ is calculated using Equation 5 and T_o and T_{mr} are calculated with Equation 6 and Equation 7, respectively.

Heat transfer coefficients are given in Table 4 and Figure 7. Here h_r , h_c , and h_{tot} are calculated using Equations 2 through 4, respectively. The coefficients are calculated with the measurements taken at the volumetric center of the test chamber. The results are consistent with the previous studies in the literature. Coefficients calculated by Method 1 and Method 2 are slightly different. However, obtained results from both methods are close to each other.

Average total heat transfer coefficient was obtained as $9.9 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ($1.74 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$) by Method 1 and $10.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ($1.78 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$) by Method 2. The average linearized radiant heat transfer coefficient for floor heating was obtained as $5.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ($0.95 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$) and the average convective heat transfer coefficient was obtained as $3.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ($0.65 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$). The difference between the average of total heat transfer coefficients that obtained by the two methods, Δh_{tot} , is 0.2. Detailed comparisons for each experiment can be seen in Figure 8.

As expected, the coefficients slightly increase with the increase of the floor surface temperature. Although coefficients obtained by Method 2 show a slight oscillation, the trend of the distribution is also inclined to increase by the rising of floor temperature. Therefore, the average of those coefficients can be accepted. Moreover, the literature, especially *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment* (ASHRAE 2008) and related standards, prefer to give an average value to provide convenience. This approach is practical

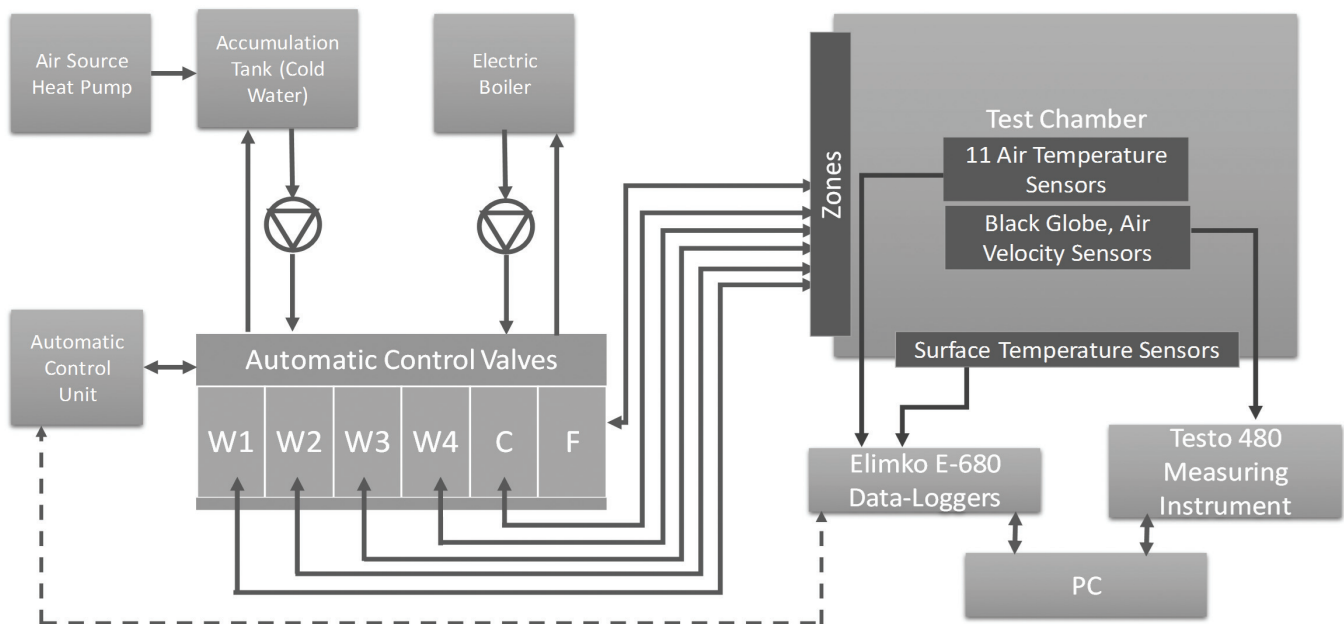


Figure 6 Experimental facility diagram.

Table 1. Equipment in the Experimental Study

| Equipment | Info |
|--------------------------|---|
| Air-source heat pump | Heating capacity, 8 kW (27297.14 Btu/h) |
| | Cooling capacity, 6 kW (20472.85 Btu/h) |
| Electric boiler | 200 L (7.06 ft ³) capacity |
| | Heating capacity, 3 kW (10236.42 Btu/h) |
| Cold-water tank | 200 L (7.06 ft ³) capacity |
| Circulation pump | 3.8 m ³ /h (134.18 ft ³ /h) |
| Automatic control valves | ON/OFF control 10 s positioning time |
| Data logger | 80 channel |
| Thermocouple | 80 calibrated K-type thermocouples |
| Hot-wire anemometer | Thermal air velocity and air temperature probe |
| Black globe sensor | Calibrated black globe sensor |
| Measurement instrument | Multifunctional climate mea- surement tool |
| Heat meter | Ultrasonic heat meter |

and reasonable; thus, in this study, average values of the coefficients are compared.

All heat transfer coefficients are calculated in the literature to be able to calculate heat fluxes from the heated surfaces. On the other hand, the Design Graph for Sensible Heating and Cooling with Floor and Ceiling Panels published in the *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, Chapter 6, which is reproduced in Figure 9, is commonly used in engineering applications to calculate heating or cooling fluxes through other known design parameters or vice versa. Thus, comparison of the Design Graph (Method 3) and the calculation of heat the heat fluxes via obtained coefficients (Methods 1 and 2) is important.

As can be seen from Figure 9, the heat flux from the heated floor for the seventh experiment was measured as 49.1, 48.5, and 49 W/m² (15.56, 15.37, and 15.53 Btu/h·ft²) via Method 1, Method 2, and Method 3, respectively. Obtained heat fluxes and their differences from each other are presented in Table 5. Here, q_{tot-1} , q_{tot-2} , and q_{tot-3} are heat fluxes obtained by Method 1, Method 2, and Method 3, respectively. Δq_{tot-12} , Δq_{tot-13} and Δq_{tot-23} respectively show the differences between Method 1 and Method 2, Method 1 and Method 3, and Method 2 and Method 3. The differences can also be seen in Figure 10. As can be seen from Figure 10 and Table 5, averages of the differences are very low.

Table 2. Control System Set Points for the Experiments

| Experi- ment No. | t_1 , °C | t_2 , °C | t_3 , °C | t_4 , °C | t_{ce} , °C | t_{fb} , °C |
|---------------------|------------|------------|------------|------------|---------------|---------------|
| 1 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 16.0 | 18.0 | 22.0 |
| 2 | 22.0 | 22.0 | 22.0 | 22.0 | 20.0 | 25.0 |
| 3 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 21.0 | 24.0 | 27.0 |
| 4 | 24.0 | 24.0 | 24.0 | 22.0 | 24.0 | 27.0 |
| 5 | 25.0 | 25.0 | 25.0 | 22.0 | 25.0 | 28.0 |
| 6 | 27.0 | 27.0 | 27.0 | 24.0 | 26.0 | 31.0 |
| 7 | 27.0 | 27.0 | 27.0 | 24.0 | 26.0 | 31.0 |
| 8 | 29.0 | 29.0 | 29.0 | 26.0 | 28.0 | 33.0 |
| 9 | 31.0 | 31.0 | 31.0 | 28.0 | 30.0 | 35.0 |

| Experi- ment No. | t_1 , °F | t_2 , °F | t_3 , °F | t_4 , °F | t_{ce} , °F | t_{fb} , °F |
|---------------------|------------|------------|------------|------------|---------------|---------------|
| 1 | 64.4 | 64.4 | 64.4 | 60.8 | 64.4 | 71.6 |
| 2 | 71.6 | 71.6 | 71.6 | 71.6 | 68.0 | 77.0 |
| 3 | 75.2 | 75.2 | 75.2 | 69.8 | 75.2 | 80.6 |
| 4 | 75.2 | 75.2 | 75.2 | 71.6 | 75.2 | 80.6 |
| 5 | 77.0 | 77.0 | 77.0 | 71.6 | 77.0 | 82.4 |
| 6 | 80.6 | 80.6 | 80.6 | 75.2 | 78.8 | 87.8 |
| 7 | 80.6 | 80.6 | 80.6 | 75.2 | 78.8 | 87.8 |
| 8 | 84.2 | 84.2 | 84.2 | 78.8 | 82.4 | 91.4 |
| 9 | 87.8 | 87.8 | 87.8 | 82.4 | 86.0 | 95.0 |

CONCLUSION

In this study, heat transfer coefficients between the radiant floor heating and the space were determined in a special test chamber established according to ANSI/ASHRAE Standard 138 (ANSI/ASHRAE 2013). Two different methods were used to calculate the coefficients. In the first method, the amount of radiant, convective, and total heat fluxes from the heated floor surface was calculated through empirical equations (Equations 10 and 11) from the literature. The second method, the supplied total heat was measured with a heat meter and the amount of heat loss was deducted from the measured one.

According to the results, the average total heat transfer coefficient between heated floor and the space was respectively determined as 9.9 W/m²·K (1.74 Btu/h·ft²) via Method 1 and 10.1 W/m²·K (1.78 Btu/h·ft²) via Method 2. The linearized radiant heat transfer coefficient and the average convective heat transfer coefficient were obtained as 5.4 and 3.7

Table 3. Temperature Measurements and Calculations

| Experiment No. | t_1 , °C | t_2 , °C | t_3 , °C | t_4 , °C | t_{ce} , °C | t_{fb} , °C | t_a , °C | $AUST$, °C | t_{mr} , °C | t_o , °C |
|----------------|------------|------------|------------|------------|---------------|---------------|------------|-------------|---------------|------------|
| 1 | 18.3 | 18.3 | 18.5 | 16.4 | 17.8 | 22.4 | 17.5 | 17.9 | 18.7 | 18.1 |
| 2 | 21.7 | 21.9 | 22.1 | 19.4 | 20.9 | 25.2 | 20.6 | 21.2 | 21.9 | 21.3 |
| 3 | 23.8 | 24.0 | 23.5 | 20.9 | 22.7 | 27.4 | 23.2 | 23.0 | 23.8 | 23.5 |
| 4 | 23.7 | 23.8 | 24.0 | 21.5 | 23.0 | 27.5 | 22.7 | 23.3 | 24.0 | 23.4 |
| 5 | 25.5 | 25.9 | 25.4 | 22.5 | 24.4 | 29.3 | 24.7 | 24.8 | 25.6 | 25.1 |
| 6 | 26.5 | 26.8 | 27.1 | 24.1 | 25.5 | 31.7 | 25.8 | 26.0 | 27.0 | 26.4 |
| 7 | 27.3 | 27.7 | 26.8 | 24.1 | 26.0 | 31.7 | 26.5 | 26.4 | 27.3 | 26.9 |
| 8 | 29.3 | 29.8 | 29.2 | 26.6 | 28.3 | 33.8 | 28.7 | 28.7 | 29.5 | 29.1 |
| 9 | 31.4 | 31.9 | 30.8 | 27.9 | 29.9 | 35.7 | 30.6 | 30.4 | 31.3 | 30.9 |
| Experiment No. | t_1 , °F | t_2 , °F | t_3 , °F | t_4 , °F | t_{ce} , °F | t_{fb} , °F | t_a , °F | $AUST$, °F | t_{mr} , °F | t_o , °F |
| 1 | 65.0 | 64.9 | 65.3 | 61.5 | 64.1 | 72.4 | 63.5 | 64.2 | 65.6 | 64.5 |
| 2 | 71.1 | 71.5 | 71.7 | 67.0 | 69.6 | 77.4 | 69.1 | 70.2 | 71.5 | 70.3 |
| 3 | 74.9 | 75.2 | 74.4 | 69.6 | 72.8 | 81.3 | 73.7 | 73.5 | 74.8 | 74.2 |
| 4 | 74.7 | 74.9 | 75.2 | 70.7 | 73.4 | 81.5 | 72.9 | 73.9 | 75.1 | 74.0 |
| 5 | 77.9 | 78.6 | 77.8 | 72.6 | 75.9 | 84.8 | 76.4 | 76.7 | 78.0 | 77.2 |
| 6 | 79.7 | 80.2 | 80.8 | 75.4 | 77.9 | 89.0 | 78.4 | 78.9 | 80.6 | 79.5 |
| 7 | 81.2 | 81.9 | 80.3 | 75.4 | 78.8 | 89.1 | 79.6 | 79.6 | 81.2 | 80.4 |
| 8 | 84.7 | 85.6 | 84.5 | 79.9 | 82.9 | 92.9 | 83.7 | 83.6 | 85.1 | 84.4 |
| 9 | 88.4 | 89.3 | 87.5 | 82.3 | 85.9 | 96.3 | 87.1 | 86.8 | 88.4 | 87.7 |

W m²·K (0.95 and 0.65 Btu/h·ft²), respectively. The results are consistent with the literature and the related standards (Cholewa et al. 2013; EN 1264-5 2008).

Moreover, in the study, differences between the heat fluxes obtained by Method 1, Method 2, and the Design Graph published in the *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, Chapter 6 (Method 3) are determined. Determination of the differences between the heat fluxes that obtained by the three methods is important, because the main reason for calculating the heat transfer coefficients is to be able to determine the amount of the heat flux from heated surface. The average of the differences between the three methods are very low.

The obtained results can be used for both standard test chambers established according to ANSI/ASHRAE Standard 138 (ANSI/ASHRAE 2013) and other general radiant floor heating applications that operated without any floor coverings. For further studies, heat transfer coefficients for other surfaces in the test chamber can be calculated. Moreover, by increasing the precision of the heat meter, more accurate coefficients can be obtained by the second method.

ACKNOWLEDGMENTS

The experimental setup used in this study was established by the financial support of The Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) as a part of project number TEYDEB 2120177.

NOMENCLATURE

| | |
|--------------------------------------|--|
| $A_1, A_2, A_3, A_4, A_{ce}, A_{fl}$ | = surface area of walls 1, 2, 3, and 4, ceiling, and floor, respectively, m ² (ft ²) |
| $AUST$ | = area-weighted average unheated (uncooled) temperature of surfaces exposed to panels K for all formulas, °C (°F) for tables |
| h | = heat transfer coefficient (generic), W/m ² ·K (Btu/h·ft ² ·°F) |
| Q | = heat flux, W (Btu/h) |
| q | = heat flux for unit area, W/m ² (Btu/h·ft ²) |
| q_c | = natural convective heat flux for unit area, W/m ² (Btu/h·ft ²) |

Table 4. Heat Transfer Coefficients for Floor Heating

| | Method 1 | | | Method 2 | |
|----------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---|
| Experiment No. | h_r , W/m ² ·K | h_c , W/m ² ·K | h_{tot} , W/m ² ·K | h_{tot} , W/m ² ·K | Δh_{tot-12} , W/m ² ·K |
| 1 | 5.0 | 3.7 | 9.4 | 9.3 | 0.1 |
| 2 | 5.2 | 3.6 | 9.4 | 9.5 | -0.1 |
| 3 | 5.3 | 3.5 | 9.7 | 9.8 | -0.1 |
| 4 | 5.3 | 3.6 | 9.6 | 11.1 | -1.5 |
| 5 | 5.4 | 3.6 | 9.8 | 11.3 | -1.5 |
| 6 | 5.5 | 3.9 | 10.2 | 12.1 | -1.9 |
| 7 | 5.5 | 3.8 | 10.1 | 9.9 | 0.2 |
| 8 | 5.6 | 3.7 | 10.2 | 8.6 | 1.6 |
| 9 | 5.7 | 3.7 | 10.4 | 8.8 | 1.6 |
| Average | 5.4 | 3.7 | 9.9 | 10.1 | -0.2 |

| Experiment No. | h_r , Btu/h·ft ² ·°F | h_c , Btu/h·ft ² ·°F | h_{tot} , Btu/h·ft ² ·°F | h_{tot} , Btu/h·ft ² ·°F | Δh_{tot-12} , Btu/h·ft ² ·°F |
|----------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---|
| 1 | 0.89 | 0.65 | 1.66 | 1.64 | 0.02 |
| 2 | 0.92 | 0.64 | 1.66 | 1.67 | 0.01 |
| 3 | 0.94 | 0.62 | 1.71 | 1.73 | 0.03 |
| 4 | 0.94 | 0.64 | 1.70 | 1.95 | 0.26 |
| 5 | 0.95 | 0.64 | 1.73 | 2.00 | 0.27 |
| 6 | 0.97 | 0.69 | 1.80 | 2.13 | 0.33 |
| 7 | 0.97 | 0.66 | 1.79 | 1.75 | 0.04 |
| 8 | 0.99 | 0.66 | 1.81 | 1.52 | 0.29 |
| 9 | 1.01 | 0.66 | 1.83 | 1.55 | 0.28 |
| Average | 0.95 | 0.65 | 1.74 | 0.98 | 0.65 |

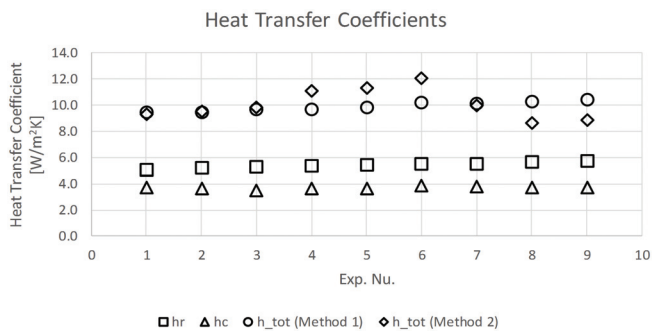


Figure 7 Heat transfer coefficients.

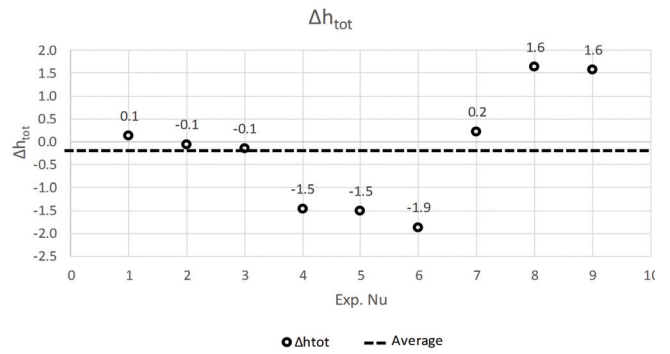


Figure 8 Comparison of Method 1 and Method 2.

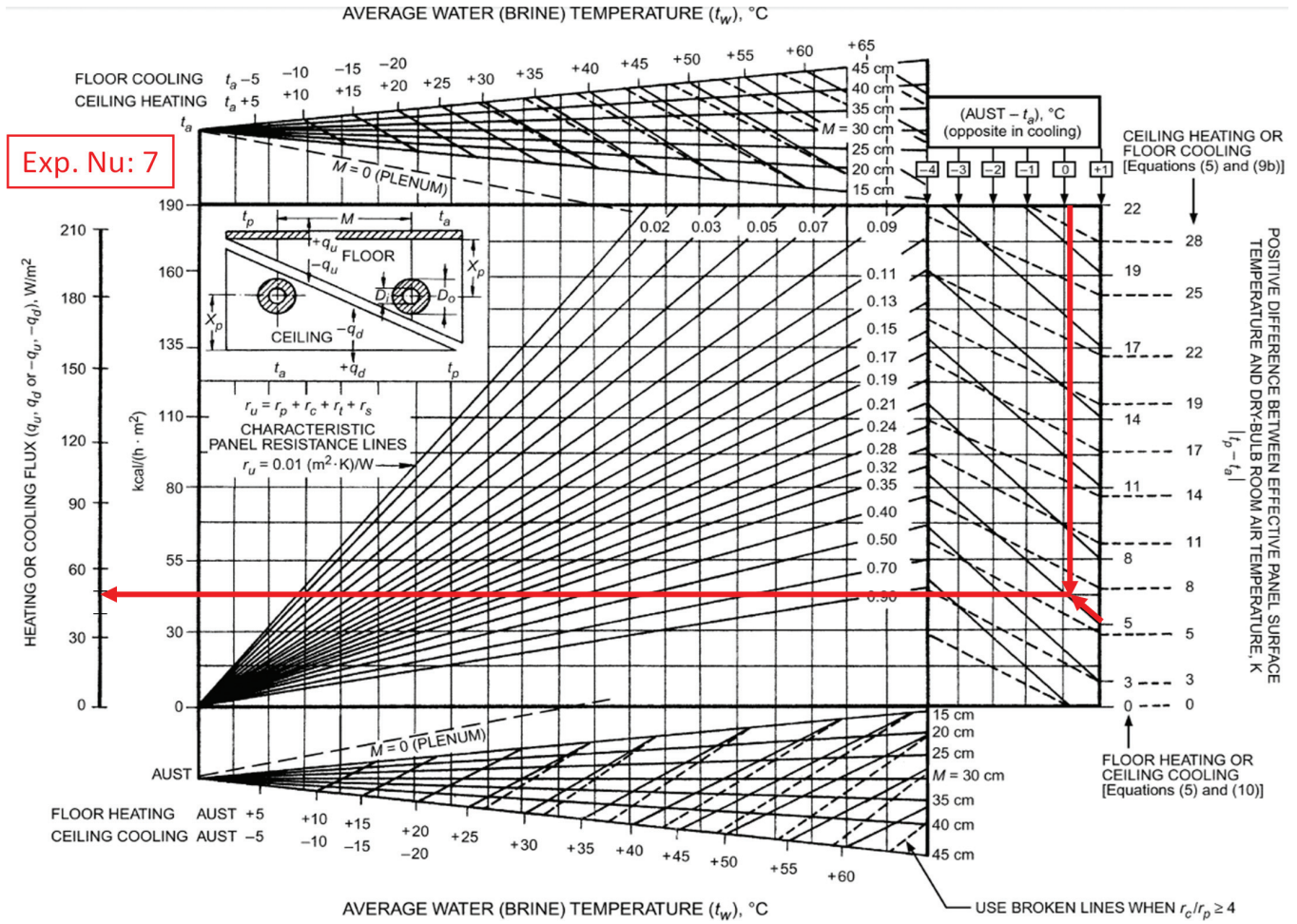


Figure 9 Design graph and example illustration for experiment 7 (ASHRAE 2008).

| | |
|--------------------------------------|---|
| q_r | = radiant heat flux for area, W/m ² (Btu/h·ft ²) |
| q_{tot} | = total (radiant + natural convective) heat flux for unit area, W/m ² (Btu/h·ft ²) |
| $t_1, t_2, t_3, t_4, t_{ce}, t_{fl}$ | = average surface temperature of walls 1, 2, 3, and 4, ceiling, and floor, respectively, °C (°F) |
| $T_1, T_2, T_3, T_4, T_{ce}, T_{fl}$ | = average surface temperature of walls 1, 2, 3, and 4, ceiling, and floor, respectively, K |
| t_a | = dry-bulb air temperature, °C (°F) |
| T_{gl} | = globe temperature, K |
| t_{mr} | = mean radiant temperature, °C (°F) |
| T_o | = operative temperature, K |
| t_o | = operative temperature, °C (°F) |
| Δh_{tot-12} | = difference of total heat transfer coeffi- cients obtained by Method 1 and Method 2 |

| | |
|---------------------|--|
| Δq_{tot-12} | = difference of total heat fluxes obtained by Method 1 and Method 2 |
| Δq_{tot-13} | = difference of total heat fluxes obtained by Method 1 and Method 3 |
| Δq_{tot-23} | = difference of total heat fluxes obtained by Method 2 and Method 3 |

REFERENCES

- ANSI/ASHRAE. 2013. *Standard 138—Method of testing for rating ceiling panels for sensible heating and cooling*. Atlanta: ASHRAE.
- ANSI/ASHRAE. 2004. *Standard 55—Thermal environmental conditions for human occupancy*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. 2008. *ASHRAE Handbook—HVAC systems and equipment*. Chapter 6—Panel heating and cooling. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. 2013. *ASHRAE Handbook—Fundamentals*. Chapter 9—Thermal comfort. Atlanta: ASHRAE.

Table 5. Heat Fluxes

| Experiment No. | q_{tot-1} , W/m ² | q_{tot-2} , W/m ² | q_{tot-3} , W/m ² | Δq_{tot-12} , W/m ² | Δq_{tot-13} , W/m ² | Δq_{tot-23} , W/m ² |
|----------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--|--|--|
| 1 | 41.1 | 42.1 | 42.0 | -1.0 | -0.9 | 0.1 |
| 2 | 37.7 | 38.7 | 33.0 | -1.0 | 4.7 | 5.7 |
| 3 | 38.2 | 39.2 | 35.0 | -1.0 | 3.2 | 4.2 |
| 4 | 39.7 | 46.4 | 37.0 | -6.7 | 2.7 | 9.4 |
| 5 | 41.5 | 48.4 | 44.0 | -6.9 | -2.5 | 4.4 |
| 6 | 53.8 | 64.2 | 54.0 | -10.4 | -0.2 | 10.2 |
| 7 | 49.1 | 48.5 | 49.0 | 0.6 | 0.1 | -0.5 |
| 8 | 48.4 | 40.9 | 52.0 | 7.4 | -3.6 | -11.1 |
| 9 | 49.5 | 42.2 | 48.0 | 7.2 | 1.5 | -5.8 |
| Average | | | | -1.3 | 0.5 | 1.8 |

| Experiment No. | q_{tot-1} , Btu/h | q_{tot-2} , Btu/h | q_{tot-3} , Btu/h | Δq_{tot-12} , Btu/h | Δq_{tot-13} , Btu/h | Δq_{tot-23} , Btu/h |
|----------------|---------------------|---------------------|---------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 | 13.05 | 13.37 | 13.33 | -0.33 | -0.29 | 0.04 |
| 2 | 11.97 | 12.28 | 10.48 | -0.31 | 1.49 | 1.80 |
| 3 | 12.12 | 12.45 | 11.11 | -0.33 | 1.01 | 1.34 |
| 4 | 12.61 | 14.74 | 11.75 | -2.13 | 0.87 | 2.99 |
| 5 | 13.17 | 15.35 | 13.97 | -2.18 | -0.80 | 1.38 |
| 6 | 17.07 | 20.39 | 17.14 | -3.31 | -0.07 | 3.24 |
| 7 | 15.59 | 15.39 | 15.56 | 0.20 | 0.03 | -0.17 |
| 8 | 15.35 | 12.99 | 16.51 | 2.36 | -1.16 | -3.52 |
| 9 | 15.70 | 13.41 | 15.24 | 2.29 | 0.46 | -1.83 |
| Average | | | | -0.41 | 0.17 | 0.59 |

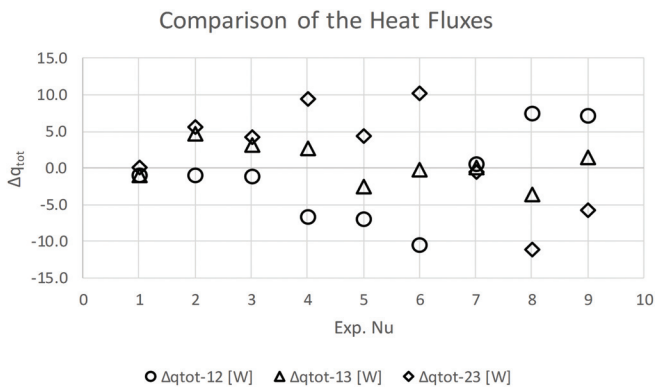


Figure 10 Comparison of the heat fluxes obtained by the three methods.

- Awbi, H.B. 1998. Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection. *Energy and Buildings* 219–27.
- Awbi, H.B., and A. Hatton, A. 1999. Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings* 233–44.
- Awbi, H.B., and A. Hatton. 2000. Mixed convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings* 153–66.
- Causone, F., S.P. Corgnati, M. Filippi, and B.W. Olesen. 2009. Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room. *Energy and Buildings* 622–28. doi:10.1016/j.enbuild.2009.01.004.
- Cholewa, T., M. Rosinski, Z. Spik, N.R. Dudzinska, and A. Siuta-Olcha. 2013. On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room. *Energy and Buildings* 599–606.
- EN 1264-5. 2008. *Water based surface embedded heating and cooling systems*. Part 5: Heating and cooling surfaces embedded in floors, ceilings and walls—Determi-

- nation of the thermal output. Brussels: CEN—European Committee for Standardization.
- EIA. 2015a. *Frequently asked questions*. Washington, D.C.: U.S. Energy Information Administration. www.eia.gov/tools/faqs/faq.cfm?id=86&t=1
- EIA. 2015b. *Annual energy outlook 2015 with projections to 2040*. Washington, D.C.: U.S. Energy Information Administration. www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383%282015%29.pdf.
- Evren, M.F. 2015. *Experimental investigation of optimum radiant to convective split ratio for hybrid HVAC Systems*. Ankara, Turkey: Master's Thesis, Gazi University.
- Evren, M.F., A.K. Özsunar, and B. Kilkis. 2015. *A controlled HVAC test chamber design and calibration through different operative temperature measurements techniques*. Turkish National HVAC&R Congress (TESKON) 2015. C3, pp. 2895–2991. Izmir, Turkey: MMO.
- ISO. 2006. ISO Standard 7730:2006—Ergonomics of thermal environment—Analytical determination and interpretation calculation of the PMVD and PPD indices and local thermal comfort. International Standardization Organization.
- Khalifa, A.J.N. 2001a. Natural convective heat transfer coefficient—A review I. Isolated vertical and horizontal surfaces. *Energy Conversion & Management* 491–504.
- Khalifa, A.J.N. 2001b. Natural convective heat transfer coefficient—A review II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures. *Energy Conversion & Management* 505–17.
- Olesen, B.W., E. Michel, F. Bonnefoi, and D. Michele. 2000. Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling—Theory or a question of definition. *ASHRAE Transactions* 684–94.

Flow Passage Design for Radial and Mixed Flow Pumps and Compressors Using Inverse Design Procedures for HVAC Applications

Murat Erbas, MS

Atilla Biyikoglu, PhD

Fellow Member ASHRAE

ABSTRACT

In this study, the inverse design procedures are introduced in detail and the three-dimensional blade geometries for radial and mixed flow pumps and compressors are investigated for specified machine inlet and exit parameters. The performances of blade design are compared for each methodology. The quick, designer friendly and robust form of inverse design formulation using swirl distribution is introduced in detail. The guidelines for the design of flow passage of turbo machinery are particularly given for the formulation. The two examples for HVAC applications are systematically analyzed to examine and compare the performances of each flow passage of blades. This technique is used to reduce the design time and save efforts in the computational fluid dynamics analyses.

INTRODUCTION

The demand for high efficiency HVAC systems is increasing, due to energy efficiency and high energy cost. The efficiency of HVAC systems relies on high efficiency turbomachinery. Thus, efficient and robust method for high efficiency turbo-machinery components design must be established.

Pump and compressor design procedure starts with determination of inlet and operational parameters of impeller. These parameters must be adjusted for high efficiency design, but tuned parameters are not sufficient to guarantee efficient operation. Impeller geometry must be constructed accordingly. Diffusing flow structure, especially in pumps and compressors, may cause boundary layer separation inside impeller passage, which causes severe drop in efficiency. Therefore, the flow inside impeller passage must be constructed carefully, and flow angles must be determined accordingly.

The direct design is simple, but time consuming approach for designing turbo-machinery impellers. In direct design approach, impeller geometry specified and tried to be optimized until satisfactory impeller geometry obtained. The design process needs highly experienced stuff with long testing time. The second method is the inverse design method. In the inverse design procedure, the flow inside a turbo-machinery is modeled, and then this flow is tuned for optimum efficiency. Finally, impeller flow angles and other parameters are obtained.

Inside turbo-machinery passages, fluid do not follow impeller blade angles exactly, but deviates accordingly flow characteristics. Thus, the determined flow angles are corrected to obtain blade angles of impellers.

In this study, the inverse design methodology for pump and compressor impellers are given in detail. Then, one pump and one compressor impellers designed accordingly. Inverse design procedure are used for significant design

time reduction

Westra (2008) used differential inverse design method to design centrifugal pump impellers. This method is similar to method in current paper instead of parametric representation of problem, differential representation is used. Differential inverse design method is detailed, but more time consuming.

Ceylanoglu (2009) and Cevik (2009) used detailed inverse design method coupled with design of experiment and artificial neural networks optimization for compressor impellers. Ceylanoglu focused radial compressor design, and Cevik focused mixed flow compressor design. Cevik shows that mixed flow compressors have higher efficiency than centrifugal compressors. They both improved compressor performance.

Schiff (2013) studied centrifugal compressor design. Classical preliminary and detailed design procedure is described thoroughly.

Airfoils are used in axial compressors, pumps and turbines. Their optimization and inverse design procedures are good references for understanding radial and centrifugal compressors and turbines.

Sun, Sun, and Wang (2015) used artificial neural networks to optimize airfoils. They used parametric curves to generate airfoil geometries. They created more efficient airfoil design method than classical airfoil design methods. Shahrokhi, and Jahangirian (2007), Quagliarella, and Vicini (2001) made similar studies using genetic algorithms. Ahmadabadi, Ghadak, and Mohammadi (2013) made similar study using Ball-Spine algorithm.

Leifsson, and Koziel (2014) used low fidelity models to decrease time required for high fidelity models for optimization of airfoils.

FLOW DESCRIPTION OF PUMPS AND COMPRESSORS

The flow in pumps and compressors are described using velocity triangles at inlet and exit stations of impellers. The velocity triangles are given in Figure 1, and their equations are given at Table 1. Slip factor for general impellers are given by Aungier (2000).

Table 1. Velocity Triangle Equations of Impellers

| Description | Equation |
|-------------------------------------|--|
| Rotational speed | $w = 2\pi N / 60$ |
| Exit impeller speed | $U_2 = wr_2$ |
| Inlet impeller speed at mean radius | $U_1 = \xi U_2$ |
| Exit meridional speed | $C_{m2} = \phi_2 U_2$ |
| Inlet speed | $C_1 = C_{m2} \chi \sqrt{1 + [\cot(\alpha_1)]^2}$ |
| Exit speed | $C_2 = C_{m2} \sqrt{1 + [\cot(\alpha_2)]^2}$ |
| Exit relative flow angle | $\cot(\beta_2) = 1/\phi_2 - \cot(\alpha_2)$ |
| Inlet relative flow angle | $\cot(\beta_2) = \frac{\xi U_2 - C_{m2} \chi \cot(\alpha_1)}{C_{m2} \chi}$ |
| Mass flow rate | $\dot{m} = 2\pi r_2 \rho_2 (1 - B_2) C_{m2}$ |
| Work transferred to fluid | $\dot{W} = \dot{m} U_2 C_{m2} [\cot(\alpha_2) - \chi \xi \cot(\alpha_1)]$ |
| Slip factor | $\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_b)}}{z^{0.7}} \sin(\alpha_c)$ |
| Impeller blade angle | $\cot(\beta_b) = \frac{U}{C_m} - \frac{U - C_m \cot(\beta)}{\sigma C_m}$ |

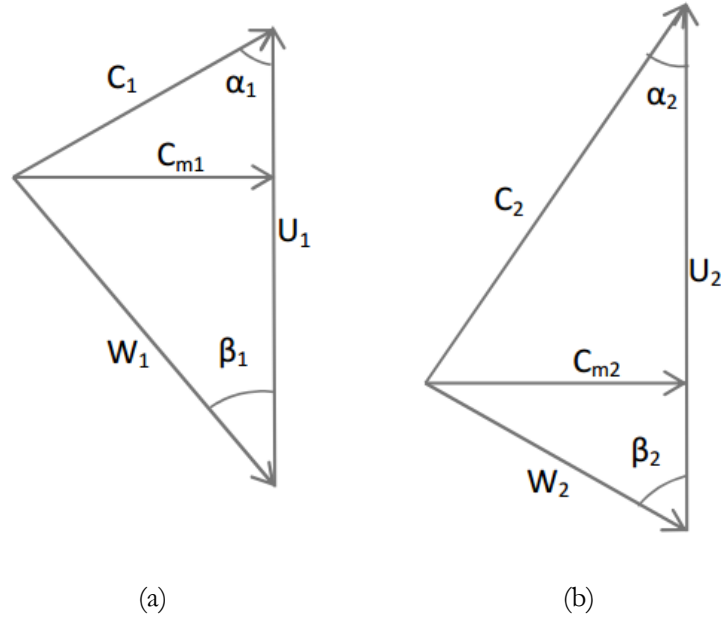


Figure 1 (a) Inlet velocity triangle (b) exit velocity triangle.

PRELIMINARY DESIGN OF IMPELLERS

The design study of compressors and pumps start with inlet conditions, pressure ratio and flow rate of pump or compressor. Design correlations for high efficiency pumps and compressors are formed to decrease complexity of design procedure. The designs are made using specific speed and specific diameter correlations are given in Equation 1 and 2.

$$N_s = \frac{w\sqrt{Q}}{\Delta h_0^{3/4}} \quad (1)$$

$$D_s = \frac{D_2 \Delta h_0^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad (2)$$

The cordier diagram is formed using data of high efficiency compressor and pump designs by Dixon and Hall (2010). A curve, fitted to cordier diagram for centrifugal and mixed flow compressors and pump, is given in Equation 3. The design ranges of pumps and compressors are given in Table 2.

$$\frac{1}{D_s} = -9.841 \cdot 10^{-2} \cdot N_s^2 + 4.618 \cdot 10^{-1} \cdot N_s - 2.718 \cdot 10^{-2} \quad (3)$$

Table 2. Specific Speed Ranges for Pumps and Compressors

| Type | Lower Limit | Upper Limit |
|--|-------------|-------------|
| Centrifugal Pumps | 0.2 | 1.2 |
| Mixed Flow Pumps | 1.2 | 2.6 |
| Centrifugal and Mixed Flow Compressors | 0.5 | 2.0 |

IMPELLER DETAILED DESIGN USING INVERSE DESIGN

Energy transfer to working fluid in the impeller passages is modeled using Euler turbo machinery equation, given in Equation 4. This equation is not only applicable to inlet and exit stations, but also any point in the turbo machinery passages. Thus, inverse design equations are derived using Euler turbo machinery equation for representation of flow in the impellers. Impeller swirl (rC_θ) and meridional speed (C_m) distributions must be described by smooth curves for satisfactory impeller designs.

$$dW = d(UC_\theta) = wd(rC_\theta) = wd(\Delta PA_\theta) \quad (4)$$

Inverse design equations are used to construct geometry impeller. Inlet and exit conditions are determined by flow in the impeller. The conditions for are given in Table 3.

Table 3. Inverse Design Equations

| Description | Equation | Notes |
|-----------------------------------|---|---|
| Inverse design equation | $rC_\theta(s) = F(t)$ | streamline length:s, Bezier curve parameter:t |
| Inlet condition | $rC_\theta(0) = r_1 C_{\theta 1}$ | |
| Exit condition | $rC_\theta(s_2) = r_2 C_{\theta 2}$ | |
| Leading edge unloading condition | $\frac{\partial[rC_\theta(0)]}{\partial s} = 0$ | |
| Trailing edge unloading condition | $\frac{\partial[rC_\theta(s_2)]}{\partial s} = 0$ | |
| Free vortex equation | $rC_\theta = \text{cons} \tan t$ | for hub to tip angle distributions |

Bezier curves are used in impeller parameter distribution, because these curves are very smooth and easily controlled for specified values. Formulation of Bezier curve is given in Equation 5 and 6.

$$F(t) = \begin{bmatrix} s \\ rC_\theta \\ C_m \end{bmatrix} = \sum_{i=0}^n \begin{bmatrix} s_i \\ (rC_\theta)_i \\ (C_m)_i \end{bmatrix} B_i(t) \quad (5)$$

$$B_i(t) = \frac{(n)!}{(i)!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} \quad (6)$$

Bezier curves need reference points. The first and last reference points are inlet and outlet conditions of impeller. The slope of first and last point is same as slope of the line between the selected point and adjacent point.

The reference points for Bezier curves are given in Table 4. The values of reference points are selected to satisfy inverse design equation conditions. The inlet and exit flow speed are specified using reference point 0 and 4. The

leading edge and trailing edge unloading conditions are satisfied using reference point 1 and 3. Control point is used to tune flow characteristics.

Table 4. Bezier Curve Reference Points

| Point Number | Streamline Length | Impeller Swirl | Meridional Speed | Notes |
|--------------|-------------------|--------------------|------------------|-------------------|
| 0 | 0% | $r_1 C_{\theta 1}$ | C_{m1} | Inlet point |
| 1 | 5% | $r_1 C_{\theta 1}$ | | Inlet slope point |
| 2 | 50% | a | B | Control point |
| 3 | 95% | $r_2 C_{\theta 2}$ | | Exit slope point |
| 4 | 100% | $r_2 C_{\theta 2}$ | C_{m2} | Exit point |

Relative flow speed distribution is the most important parameter for impeller performance. The diffusion of flow inside impeller causes boundary layer separation at pressure surface. The local diffusion factor is numerical value for diffusion of flow and it is the most important factor for designing high efficiency impellers. The **local** diffusion factor is given in Equation 7.

$$D = -\frac{1}{W} \left(\frac{\partial W}{\partial s} \right) \quad (7)$$

The maximum local diffusion factor for a compressor must be as low as possible for an impeller to maximize efficiency. The control point values (a and b) for impeller swirl and meridional speed distribution can be manipulated to decrease maximum value of diffusion factor.

The flow deviate impeller blade angle as fluid flow through impeller passage. The blade angle is determined by slip factor.

RESULTS

The design of impeller geometry for high efficiency compressors and pumps are described above. One compressor and one pump are designed to show the procedure in detail.

Preliminary Design Results for Compressor. The parameters of designed compressor are given in Table 5. Pressure ratio for compressor is selected randomly, inlet properties is selected as room conditions.

Table 5. Preliminary Design Results for Compressor

| Parameters | Values |
|--------------------------------|--------------------------|
| Inlet pressure | 100 kPa (14.5 psi) |
| Inlet temperature | 300 K (540 R) |
| Pressure ratio | 1.5 |
| Revolution speed(N) | 20000 rpm |
| Mass flow rate (\dot{m}) | 0.465 kg/s (1.025 lb/s) |
| Specific speed (N_s) | 0.5 |
| Specific diameter (D_s) | 5.6 |
| Inlet flow angle (β_1) | 25° |
| Exit flow angle (β_2) | 56° |
| Power required (\dot{W}) | 21.5 kW (15858 lbf.ft/s) |

Preliminary Design Results for Pump. The parameters of designed pump are given in Table 6. Pressure ratio

for pump is selected randomly, inlet properties is selected as room conditions. Due to high density of water, power required is lower than compressors.

Table 5. Preliminary Design Results for Pump

| Parameters | Values |
|--------------------------------|-------------------------|
| Inlet pressure | 100 kPa (14.5 psi) |
| Inlet temperature | 300 K (540 R) |
| Pressure ratio | 5 |
| Revolution speed(N) | 2000 rpm |
| Mass flow rate (\dot{m}) | 0.402 kg/s (0.866 lb/s) |
| Specific speed (N_s) | 0.4 |
| Specific diameter (D_s) | 7.1 |
| Inlet flow angle (β_1) | 47° |
| Exit flow angle (β_2) | 78° |
| Power required (\dot{W}) | 175 W(129 lbf.ft/s) |

Detailed Design Results for Compressor Impeller. Flow velocities of designed compressor impeller are shown in Figure 2. The relative velocity of the flow is fairly constant. The diffusion factor of compressor impeller is given in Figure 3. Flow diffusion is not very high locally, because pressure ratio of compressor is low. Diffusion factor increases dramatically with increasing pressure ratio. The blade angle and relative flow angle is given in Figure 4. The blade angle distribution is used to generate compressor impeller geometry.

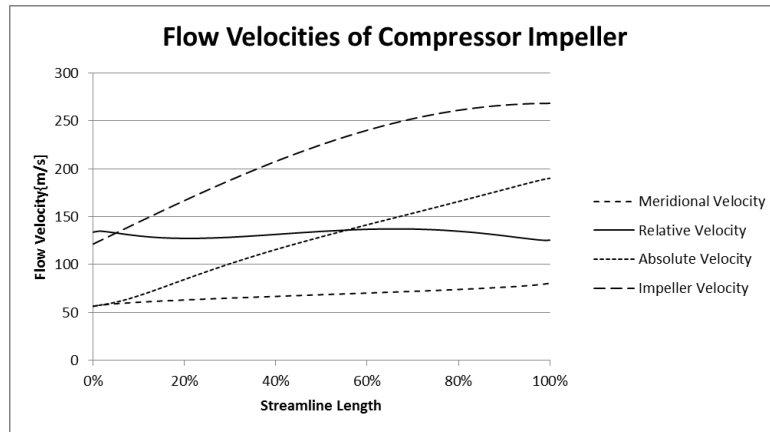


Figure 2 Flow velocities of compressor impeller.

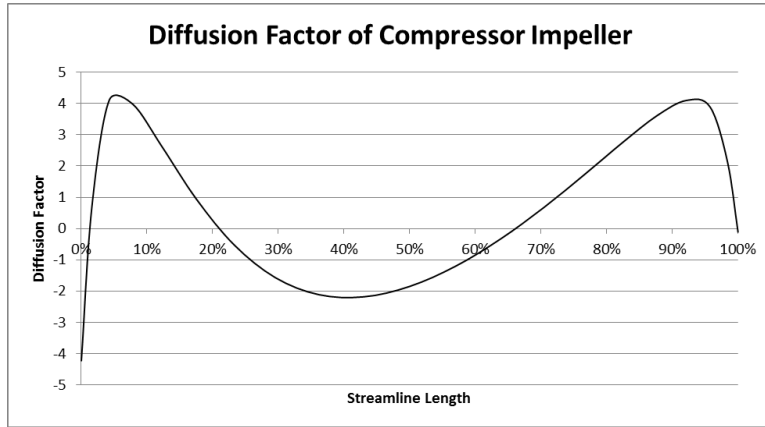


Figure 3 Diffusion factor of compressor impeller.

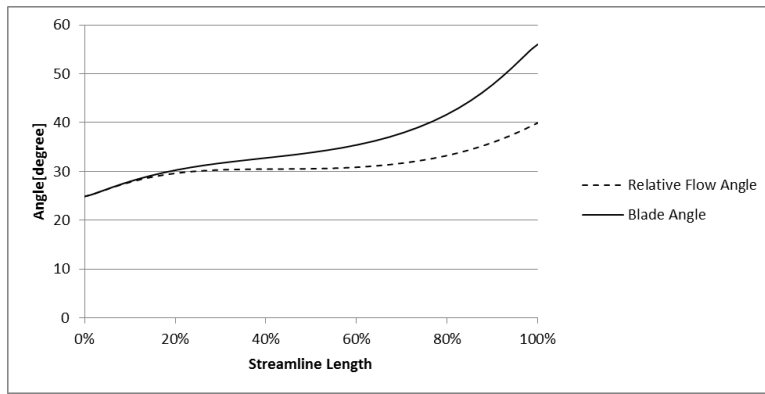


Figure 4 Diffusion factor of compressor impeller.

Detailed Design Results for Pump Impeller. Flow velocities of designed pump impeller are shown in Figure 5. The relative velocity of the flow is increasing. This decreases risk of boundary layer separation in flow passage that decreases efficiency dramatically. The diffusion factor of compressor impeller is given in Figure 6. The blade angle and relative flow angle is given in Figure 7. The blade angle distribution is used to generate pump impeller geometry.

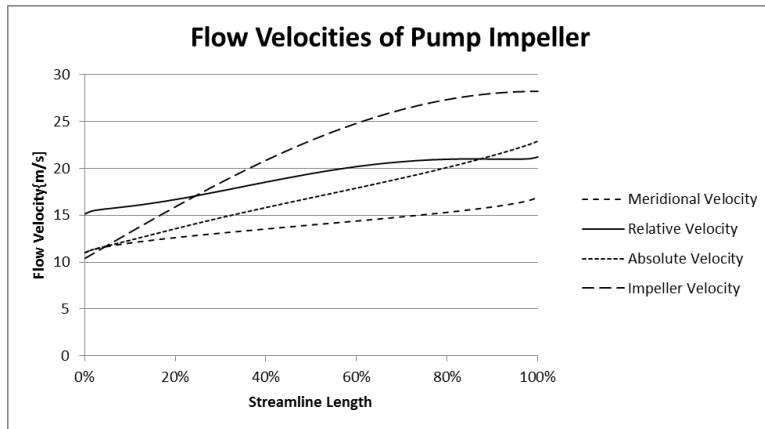


Figure 5 Flow velocities of pump impeller.

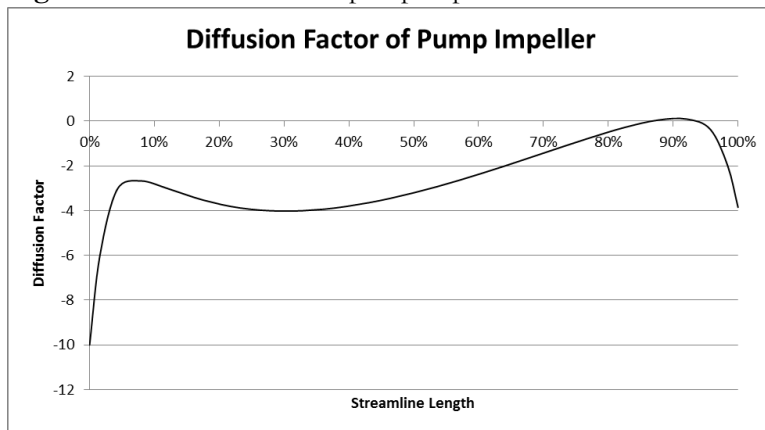


Figure 6 Diffusion factor of pump impeller.

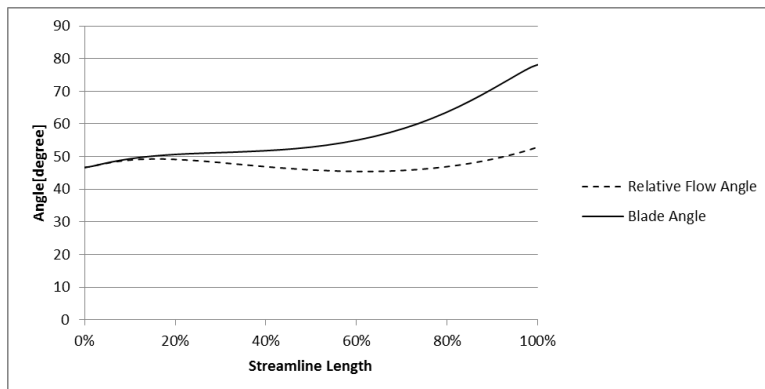


Figure 7 Diffusion factor of pump impeller.

CONCLUSION

The refrigeration cycle efficiencies are very sensitive to compressor efficiency. Increasing compressor efficiency and decreasing design time need for high performance compressor impellers are very important for high efficiency HVAC systems. Pumps are similar to compressors.

Inverse design procedure is fairly simple method for designing compressor and pump impellers. The time required for more detailed studies (computational fluid dynamics analyses and experiments) decrease. The results of inverse design and more detailed studies can be compared. Inverse design results guide designers where to focus and make evaluation of results of further studies easier.

NOMENCLATURE

| | | |
|------------|---|---|
| N | = | rotational speed |
| r | = | radius |
| z | = | number of blades |
| ω | = | rotational speed |
| s | = | streamline length |
| ρ | = | density |
| σ | = | slip factor |
| β | = | relative flow angle |
| α | = | absolute flow angle |
| α_c | = | angle between streamline and axis of rotation |
| β_b | = | impeller blade angle |
| C | = | absolute flow velocity |
| W | = | relative flow velocity |
| U | = | impeller velocity |
| ξ | = | inlet mean radius to exit radius ratio |
| χ | = | inlet meridional velocity ratio inlet to exit |
| ϕ | = | flow coefficient |
| B | = | flow blockage |
| \dot{m} | = | mass flow rate |
| \dot{W} | = | work required |
| N_s | = | specific speed |
| D_s | = | specific diameter |

Subscripts

| | | |
|----------|---|---------------|
| m | = | meridional |
| θ | = | tangential |
| 1 | = | inlet station |
| 2 | = | exit station |

REFERENCES

- Ahmadabadi, M.N., Ghadak, F., and M. Mohammadi. 2013. Subsonic and Transonic Airfoil Inverse Design via Ball-Spine Algorithm. *Computers & Fluids* 84: 87-96.
- Aungier, R. H. 2000. *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*. New York: ASME Press.

- Cevik, M. 2009. *Design And Optimization Of A Mixed Flow Compressor Impeller Using Robust Design Methods*. Master's thesis, Middle East Technical University, Ankara.
- Ceylanoglu, A. 2009. *An Accelerated Aerodynamic Optimization Approach For A Small Turbojet Engine Centrifugal Compressor*. Master's thesis, Middle East Technical University, Ankara.
- Dixon, S. L., and C. A. Hall 2010. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 6th ed. Amsterdam: Elsevier.
- Leifsson, L., and S. Koziel, 2014. Inverse Airfoil Design Using Variable-resolution Models and Shape-preserving Response Prediction. *Aerospace Science and Technology* 39: 513-22.
- Quagliarella, D., and A. Vicini. 2001. Viscous Single and Multicomponent Airfoil Design with Genetic Algorithms. *Finite Elements in Analysis and Design* 37(5): 365-80.
- Shahrokhi, A., and A. Jahangirian. 2007. Airfoil Shape Parameterization for Optimum Navier–Stokes Design with Genetic Algorithm. *Aerospace Science and Technology* 11(6): 443-50.
- Schiff, J. 2009. *A Preliminary Design Tool For Radial Compressors*. Master's thesis, Lund University, Lund.
- Sun, G., Sun, Y., and S., Wang. 2015. Artificial Neural Network Based Inverse Design: Airfoils and Wings. *Aerospace Science and Technology* (42): 415-28.
- Westra, R. W. 2008. *Inverse-design and Optimization Methods for Centrifugal Pump Impellers*. Master's thesis, University of Twente, Enschede: Gildeprint.

A newborn incubator with a laminar flow unit

M. Zeki Yilmazoglu, PhD

Atilla Biyikoglu, PhD

Member ASHRAE, GGAC

ABSTRACT

A premature baby is defined as the baby born in the 22nd-37th week of the pregnancy. A baby, born before the 28th week of the pregnancy, can live inside of a newborn incubator with a thermoregulation system. Newborn's death occurs by water and heat loss due to diseases. A decrement in body temperature causes hypothermia and an increment in body temperature causes hyperthermia that result by the death of the neonatal. For the survival of these babies, a suitable and controllable environment has to be provided. Closed type incubators have been used for many years with accessories such as radiant heater, flow controller etc. The main problem for the closed type incubator occurs when the cover is lifted in an emergency case. The baby exposed to the environment directly which means at least 14°C temperature difference. In the case of radiant heaters without a cover, water loss from the skin of the baby increases. In order to handle these problems, a novel newborn incubator with a laminar flow unit is offered.

In this study, numerical and experimental analyses of a newborn incubator with a laminar flow unit are investigated. In the first part of the study, a closed type conventional newborn incubator is simulated in ANSYS Fluent with different inlet velocities and inlet temperatures. The calibration procedure of these devices is accepted as the verification model of the CFD analyses. In the second part of the study, a new design with a laminar flow unit is modeled. The new design is manufactured and a neonatal test simulator is used in the experimental part of the study in order to evaluate temperature and velocity profiles. A particle tracking study is also performed in order to decide the efficiency of the proposed system. The results show that the velocity on the baby is similar to the closed type incubator. Also, none of the particles reach the baby.

INTRODUCTION

World Health Organization (WHO) defines the premature baby as the baby born in the 22nd-37th week of the pregnancy (Rojczyk and Szczygiel 2011). A baby, born before the 28th week of the pregnancy, can live inside of a newborn incubator with a thermoregulation system. Newborns can be classified as their weights into four categories. These categories vary between 800 and 2500 grams. Thermoregulation is obtained as these weights. New-born baby mortality rate is very high, especially in developing countries. Figure 1 shows the infant mortality rate (CIA 2015). Infant mortality rate is the number of deaths of infants under one-year-old per 1,000 live births. It is generally accepted as an indicator of the level of health in a country. In Turkey in 1950-1955 periods, the new-born infant mortality rate was around 217.77 while in 2010-2015 it was reduced by up to 12.77. Figure 1 shows that this rate was fewer than 5 in Canada, Europe, Japan, and Australia. In EU, this was found to be 4. The highest new-born infant mortality rates occur in underdeveloped countries. The new-born infant deaths, particularly the highest in African countries, were discussed by (Hippolite 2012) according to the status of the incubators, operational procedures, and control systems. New-born deaths occur due to disease-induced water loss. The decrease and increase in body temperature cause hypothermia and hyperthermia, respectively those results in death. For the survival of the babies,

Author Yilmazoglu is working as an energy director for Gazi University Hospital and researcher in Dept. of Mechanical Eng., Gazi University, Ankara, Turkey.
Author Biyikoglu is a professor in the Department of Mechanical Engineering, Gazi University, Ankara, Turkey.

born before the expected date, a suitable environment has to be provided that close to the womb conditions and the condition inside the environment has to be adjusted. The parameters to be controlled are temperature, humidity, sound, and O₂ level.

Especially premature new-born babies, born before the 32th week, if the body weight is below 1500 grams the thermoregulation are not like normal babies. 85% of the heat exchange is provided through the placenta in the fetus and 15% of the heat exchange is provided via skin. After the birth, these babies whose skin is immature can be affected even 1°C temperature difference. Therefore, thermoregulation has a great importance for the premature newborn babies and should complete their growth in an incubator according to the body temperature and birth week.

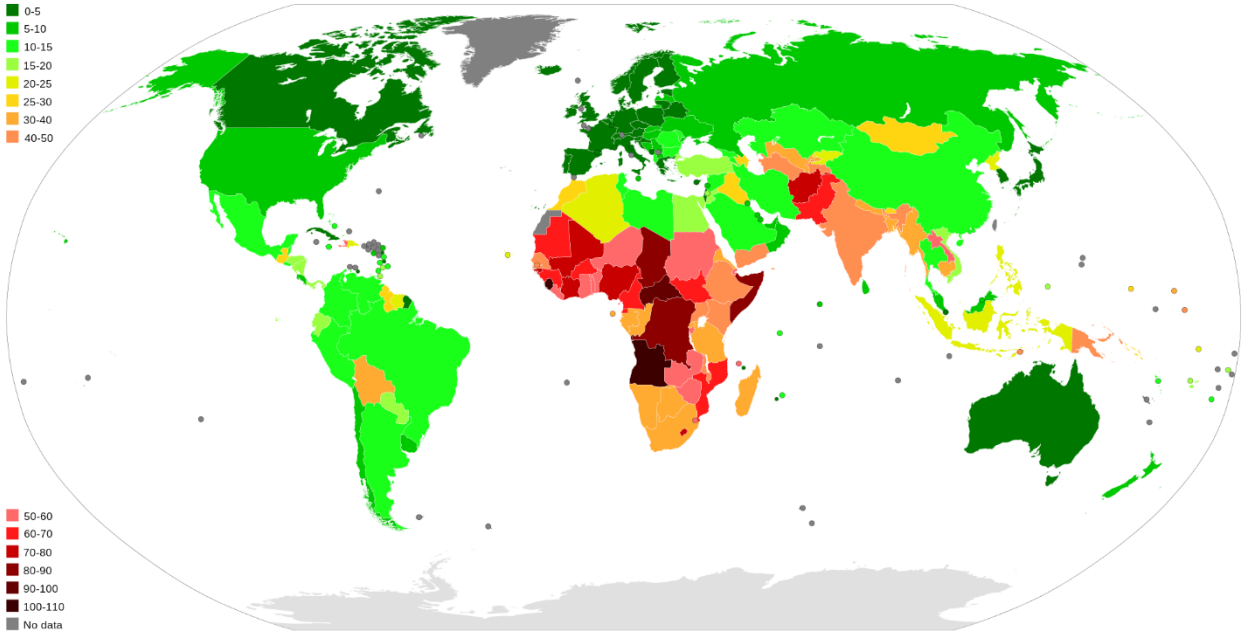


Figure 1 Infant mortality rate in 2013 (CIA 2015)

There are different types of incubators, available in the market. The most common incubator type separates the interior of the incubator by a plexiglas material. The temperature, humidity, and O₂ level have to be controlled in this closed environment. A photo of the closed type incubator is shown in Figure 2(a). The plexiglas cover prevents the ingress of the bacteria into the incubator. However, (Hippolite 2012) showed that in the case of aperiodic cleaning of the incubators increase the possibility of the bacterial growth. In the case of an emergency, removal of the cover exposes the baby a large temperature difference. The incubators with radiant heaters, shown in Figure 2(b), regulate the temperature difference but cause moisture loss from the skin of the new-born baby that is critical for the survival.

(ASHRAE 1989) defines the body heat balance as follows:

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{rs} + E_{dif}) + (C_{res} + E_{res}) \quad (1)$$

In this equation, M is the metabolic energy production, W is the mechanical work, Q_{sk} and Q_{res} are the heat loss from skin and the heat loss by inhalation, respectively. The term, C, in the right hand side of the equation shows the heat loss by convection from skin and R is the heat loss via radiation. E_{rs} and E_{dif} are the heat losses by the evaporation from skin and heat loss from skin by moisture diffusion. C_{res} and E_{res} are convective and evaporative heat losses by inhalation.

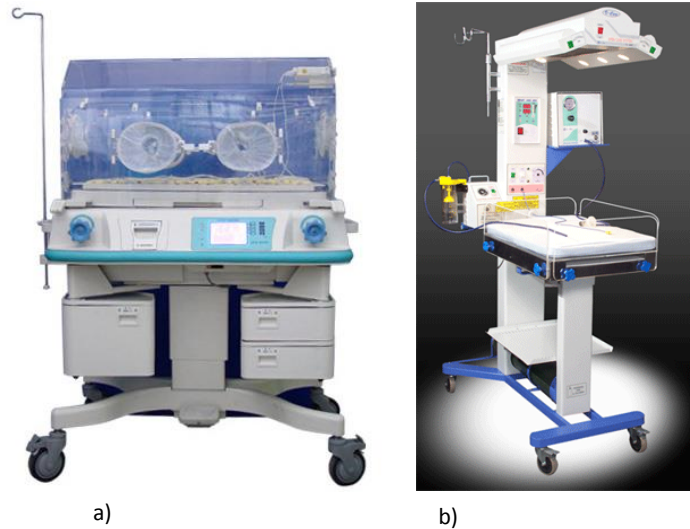


Figure 2 (a) Closed type incubator (b) Incubator with radiant heater

(Wongkamhang et al. 2012) obtained temperature and velocity distribution inside the closed type incubator by utilizing COMSOL CFD commercial code. They investigated heating of the incubator with an air velocity of 0.5 m/s after 1800 second. The air introduced into the incubator from the head side of the baby and exhausted from the foot side of the baby. (Rojczyk and Szczygiel 2013) obtained temperature and velocity distribution for an incubator with radiant heater. The velocity distribution on the baby was found to be 0.1 m/s. (Fic et al. 2010) obtained CFD results of an incubator with a radiant heater. In the analysis, heat input for radiant heater was given as 600 W. Also, the body temperature of the baby and convective heat loss were given as 37°C and 0 W, respectively. Heat loss from the baby was calculated for various cases. (Ginalski et al. 2007) investigated temperature distribution for 32, 34, and 36°C inlet air temperatures in a closed type incubator and compared the results with experimental study. (Perez et al. 2013) suggested a laminar flow type incubator. The laminar flow type incubator aimed to solve excessive moisture loss problem in incubators with radiant heaters, access and temperature variation problems when the cover is opened for the closed type incubators.

In this study, experimental and numerical investigation of a laminar flow type incubator is performed. In the experimental study, a neonatal test simulator was used in order to obtain velocity, temperature, humidity, and sound results. This device is also used to calibrate the incubators in the hospitals. Initially, the closed type incubator experiments were performed. For the next step, laminar flow type incubator was manufactured and tested. In the numerical part of the study, closed type incubator was modeled. The proposed laminar flow unit type incubator was also modeled and the results were compared.

NUMERICAL STUDIES

In the numerical studies, a closed type incubator was modeled. In order to determine the difference between closed and laminar flow type, a solid model of the laminar flow type incubator was modeled. ANSYS Fluent 15 was used in the numerical analysis. Continuity, momentum, and energy equations were used and the equations were given below.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho u_j] = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ji}] = 0 \quad i=1, 2, 3 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e_0) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j e_0 + u_j p + q_j - u_i \tau_{ij}] = 0 \quad (4)$$

For the accuracy of the solution, the selection of the turbulence model has a great importance. In the analyses, the flow is accepted as laminar. In addition, k- ω Low Reynolds Corrections Model was used in the simulations. Air is fed into the closed type incubator with the values given in Table 1. The body temperature of the neonatal is accepted as 36.5°C. According to the mesh independency results total mesh of the model was found to be approximately 834,500.

Table 1. Boundary Conditions for a Closed Type Incubator

| | Air Inlet Temperature (°C) | Air Inlet Velocity (m/s) |
|--------|----------------------------|--------------------------|
| Case 1 | 32 | 0.41 |
| Case 2 | 34 | 0.41 |
| Case 3 | 36 | 0.41 |

The boundary conditions of the laminar flow type incubator are given in Table 2. The body temperature of the baby is accepted same as closed type incubator. The optimum mesh for laminar flow type incubator was found to be 594,295.

Table 2. Boundary conditions for a laminar flow type incubator

| | Air Inlet Temperature (°C) | Air Inlet Velocity (m/s) |
|--------|----------------------------|--------------------------|
| Case 1 | 36 | 0.30 |
| Case 2 | 34 | 0.30 |
| Case 3 | 36 | 0.20 |
| Case 4 | 36 | 0.10 |
| Case 5 | 36 | 0.05 |

RESULTS

The velocity and temperature contours of the closed type incubator were given in Figures 3(a) and 3(b). The velocity on the baby was found to be 0.02 m/s. It can be concluded that a uniform temperature distribution was obtained inside the incubator. According to the Figure 3(b), the highest velocity was obtained at the top of the incubator that is not affected to the baby.

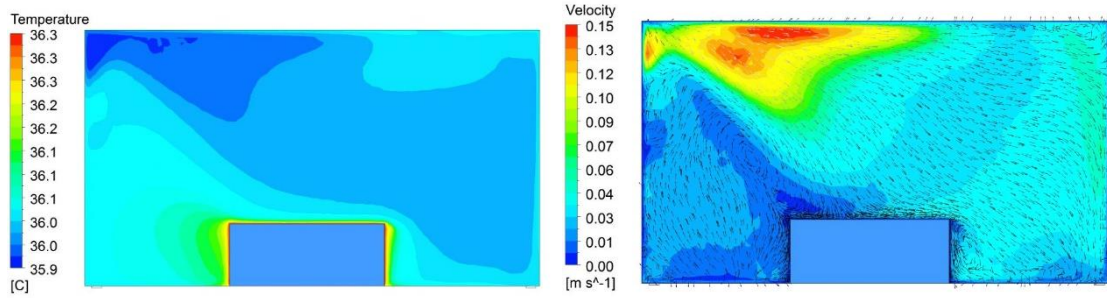


Figure 3 (a) Temperature and (b) Velocity distributions inside the closed type incubator

Temperature and velocity distributions for the laminar flow type incubator were shown in Figures 4(a) and 4(b). Air is introduced into the flow field with a temperature of 34°C and the temperature on the baby was found to be 36°C. The boundary condition of the surface, representing the baby, was given as 36.5°C. It can be concluded that a heat loss was occurred on the baby. However, it can be adjusted by increasing the temperature of the air that is higher than 34°C. It is obvious that the air flow behaves like a cushion on the baby. The air velocity on the baby was found to be 0.1 m/s which is less than the velocity limit, indicated in the standard TS EN 60601-2-19. A particle study was also carried out in order to evaluate the effects of the particle penetrations. Particles were modeled as PM 10 physical parameters. The animation results show that none of the particles were able to penetrate inside the incubator.

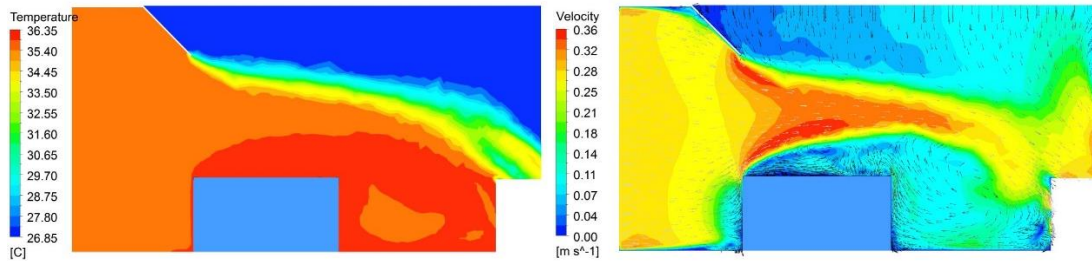


Figure 4 (a) Temperature and (b) Velocity distributions inside the laminar flow type incubator

According to the Figure 4(a), the air temperature on the baby was maintained above 34°C and uniform temperature distribution was obtained around the baby. The velocity was increased above the baby due to plate mounted at the upper part of the air inlet. This plate is used to increase the air velocity at the top of the flow field and functions as an air cushion generator above the baby.

The velocity results were obtained for different inlet air velocities. Figure 5 shows the velocity distribution for various heights inside the air flow field. The baby was located between 325-625 mm and the air flows in the direction of decreasing x values. According to the results, the velocity on the baby is around 0.05 m/s for all inlet air velocities. However, it can be concluded that the velocity should be between 0.05 m/s to 0.1 m/s at the air inlet.

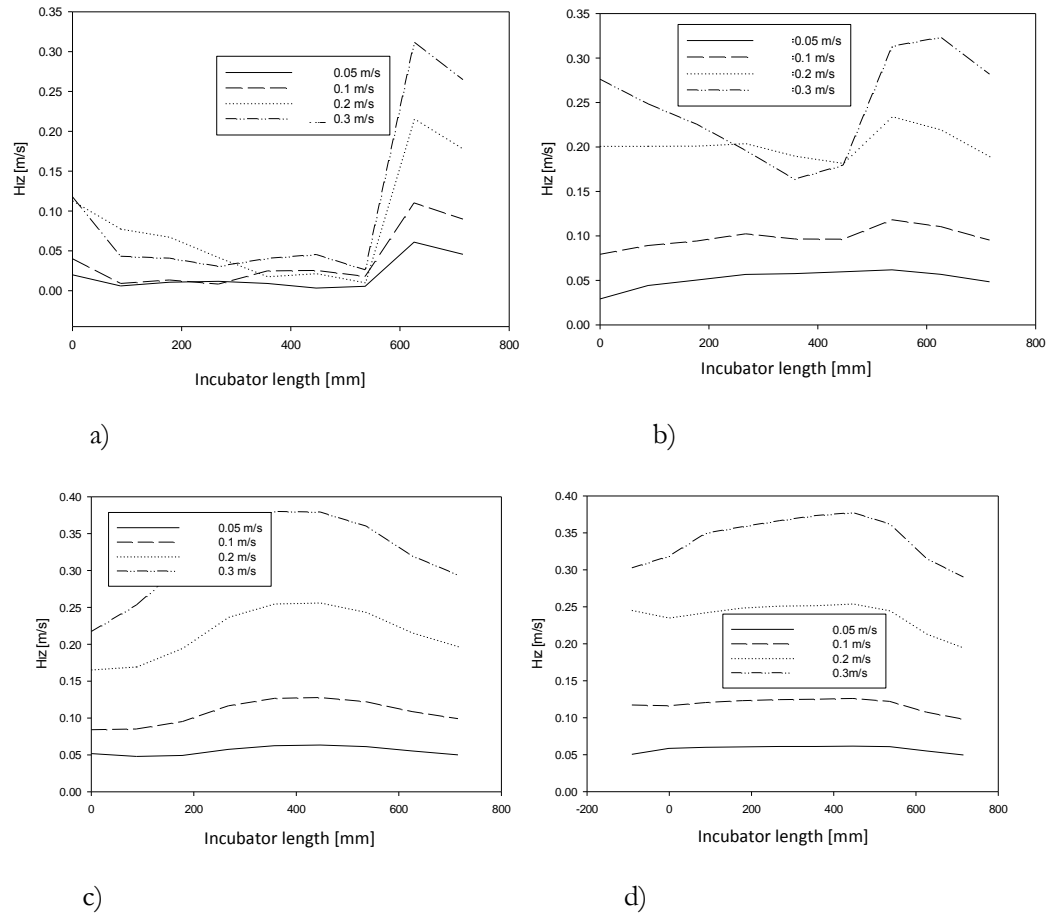


Figure 5 Velocity results for different heights inside the laminar flow field

EXPERIMENTAL STUDIES

In the experimental part of the study, closed type incubator was tested initially in order to examine the velocity profile inside the incubator. According to the standards, TS EN 60601-2-19 April 2012, it was given that the velocity above the baby should be less than 0.1 m/s. In the experiments incubator test unit was used.

In the first step of manufacturing of the laminar flow type incubator the plexiglas cover was removed. A HEPA cabinet was used in the manufacturing process that was mounted at one side of the incubator. Straws were located inside the HEPA cabinet in order to flatten the air flow. A photo during the experiments of the laminar flow type incubator is given in Figure 6(a). The air velocity was measured to be 0.4-0.5 m/s at the outlet of the HEPA cabinet. However, the air velocity was measured to be 0.06 m/s, as shown in Figure 6(b). Although the incubator is open to the environment, the air velocity was found to be less than the closed type incubator. It means that the laminar flow type incubators accomplish the negative effects of the closed type incubators.

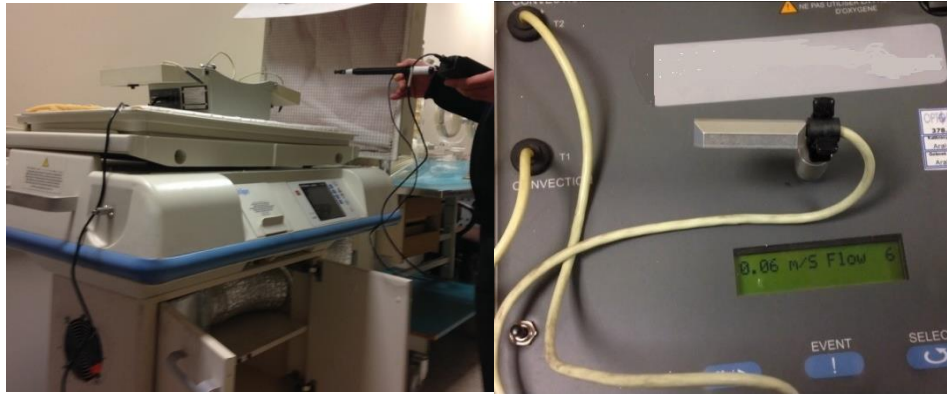


Figure 6 (a) Laminar flow type incubators and (b) Air velocities around the baby

CONCLUSIONS

In this study, a laminar flow type newborn incubator was investigated. In the numerical part of the study, initially a closed type incubator was modeled. The temperature and velocity distribution inside the incubator were obtained. In the second part of the numerical study, a laminar flow unit mounted incubator was modeled. The results show that a uniform air flow field can be obtained. A particle study was also carried out in order to determine the particle penetration inside the flow field. Even though these devices are used in acclimatized environments, the particle study shows that none of the particles were able to penetrate into the flow field. In the experimental part of the study, the laminar flow type incubator was manufactured. A closed type incubator was used for the manufacturing. The plexiglas cover was removed and a HEPA cabinet was mounted. The air velocity results are in good agreement with numerical results which shows that these types of incubators can be an alternative for newborn neonatal.

ACKNOWLEDGMENT

This study was funded by Turkish ISIB Turkish HVAC-R Exporters.

REFERENCES

- Rojczyk M. and Szczygiel I. 2011. *Numerical and experimental analysis of infant radiant warmer*. Computer Methods in Mechanics, CMM 2011, Warsaw, Poland.
- Central Intelligence Agency (CIA). 2015. <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/>
- Hippolite O. A. 2012. *Neonatal Thermoneutrality in a Tropical Climate, Current Topics in Tropical Medicine*, Dr. Alfonso Rodriguez-Morales(Ed.), ISBN:978-953-51-0274-8, InTech, Available from: <http://www.intechopen.com/books/current-topics-in-tropical-medicine/neonatal-thermoneutrality>
- ASHRAE Fundamentals Handbook, *Physiological principles*, comfort and health, Atlanta 1989.
- Wongkamhang A., Phasukkit P., Airphaiboon S., Pintavirooj C., Thongpance N., Sanpanich A., *3D Finite element analysis of heat transfer efficiency in a double wall infant incubator*, The 2012 Biomedical Engineering International Conference.
- Rojczyk M and Szczygiel I. 2013. *Numerical analysis of radiant warmer*, Computer Assisted Methods in Engineering and Science, 20: 237-265.
- Fic MA, Ingham DB, Ginalski MK, Nowak AJ, Wrobel L. 2010. *Heat and mass transfer under an infant radiant warmer-development of numerical model*, Medical Engineering and Physics 32:497-504.
- Ginalski MK, Nowak AJ, Wrobel LC. 2007. *A combined study of heat and mass transfer in an infant incubator with an overhead screen*, Medical Engineering and Physics 29:531-541.

Perez JMR, Golombek SG, Fajardo C, Sola A. 2013. *A laminar flow unit for the care of critically ill newborn infants*, Medical Devices: Evidence and Research 6:163-167.

TS EN 60601-2-19. *Particular requirements for basic safety and essential performance of infant incubators*. April 2012.

PV/T SİSTEMLERİNİN PERFORMANS DENEYLERİ İÇİN STANDART GELİŞTİRİLMESİ

Gökçe ÇAKIR*, Prof. Dr. Birol KILKIŞ**, Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU***

* BOTAŞ Genel Müdürlüğü, İnşaat ve Kamulaştırma Daire Başkanlığı, Ankara, gokce.cakir@botas.gov.tr

** Başkent Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, bkilkis@baskent.edu.tr

*** Gazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, abiyik@gazi.edu.tr

Özet: Melez fotovoltaik-güneş toplaç (PV/T) sistemleri, üzerine düşen güneş ışıınımlarını eş zamanlı olarak elektriksel güce ve ısıya dönüştüren soğurma yüzeyine sahip sistemlerdir. Bu sistemler ticari kullanıma yeni arz edilmekle birlikte, kullanımları ile ilgili standartlar ve benzeri düzenlemeler henüz oluşturulmamıştır. PV/T sistemlerinin kullanımının yaygınlaştırılması için ticari kullanıma sunulmadan önce niteleme eğrilerinin oluşturulması gereklidir. Niteleme eğrilerinin oluşturulması için uygun yöntemlerin sunulduğu bir standart geliştirilme ihtiyacı bulunmaktadır. Yapılan detaylı araştırmalar sonucunda, literatürde güneş toplaç sistemlerinin ve PV sistemlerinin performanslarının belirlenmesi için ayrı ayrı standartların bulunduğu, buna karşılık PV/T sistemlerinin performanslarının belirlenmesi için bir standardın mevcut olmadığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada, PV/T sistemlerinin nitelemesi için standart oluşturulmasına yönelik araştırmalar yapılarak mevcut durum tespit edilmiş ve izlenmesi gereken yöntem hakkında öneriler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Güneş enerjisi, Fotovoltaik-güneş toplacı, PV/T

STANDARD DEVELOPMENT FOR PERFORMANCE EXPERIMENTS OF PV/T SYSTEMS

Abstract: Hybrid photovoltaic thermal (PV/T) solar collector is the system which has absorption surface that converts the solar radiation directly to electricity and thermal energy simultaneously. These systems are recently coming into use, so that standardizations and regulations about the systems have not built yet. For widespread use of PV/T systems, characterization curves should be formed before commercial use is served. There is a need for developing standards that describes appropriate methods to form characterization curves. As a result of detailed literature survey, it is determined that thermal solar collector systems and PV systems have standards for determining performances individually; but there is not such a performance determination standard for PV/T systems. In this paper, current situation is determined by standardization research for the characterization of PV/T systems and methods to be followed for this purpose is suggested.

Keywords: Solar energy, Photovoltaic thermal solar collector, PV/T

1. GİRİŞ

Güneş enerjisi; potansiyeli, kullanım kolaylığı, temizliği, yenilenebilirliği ve çevre dostu olması gibi nedenler ile diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre daha kolay bir şekilde yaygınlaşabilecek durumdadır.

Türkiye'nin, güneş kuşağı içinde yer alması dolayısıyla, güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi yüksek olmasına karşın, bu potansiyel ülkemizde birim metre kare güneşlenme alanı açısından yeterince akılcı ve verimli kullanılamamaktadır.

Türkiye’de güneş enerjisi uygulamaları, yaygın olarak sadece güneş toplaçları vasıtasıyla düşük sıcaklıkta sıcak su üretimi ile sınırlı kalmaktadır. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı verilerine göre 2012 yılı itibariyle ülkemizde kurulu olan güneş toplaç alanı yaklaşık 18.640.000 m²’ dir [1]. Ülkemizdeki güneş toplaç kurulu alanı Dünya’da 4. sırada yer almasına rağmen, söz konusu sistemler düşük verimle ve genellikle düşük sıcaklıkta su üretimi amacıyla çalışmaktadır. Ülkemizdeki güneş enerjisinden daha verimli faydalanabilmek için, birim metrekareden daha fazla yararlanmak amacıyla yeni sistemlerin geliştirilmesine ihtiyaç vardır.

Türkiye de dahil olmak üzere güneş enerjisinden binalarda en verimli şekilde yararlanmaya olanak verecek araştırma ve uygulamalar sürmekle birlikte, binaların enerji gereksinim türlerine aynı anda cevap verebilecek bir tümleşik sistem mevcut değildir. Bu yönde yapılan çalışmalarda ise gelinen en güncel noktada fotovoltaiik (PV) güneş panellerinde oluşan ısının da kullanıldığı PV/T, yani aynı soğurma yüzeyinden aynı anda elektrik gücü ve ısı üreten sistemler geliştirilmiştir [2].

PV/T sistemlerinde PV hücresi, kapalı sistemde dolaşan iş akışkanı (su, hava, vb.) ile soğutulurken, PV hücresinden iş akışkanına doğru bir ısı ve dolayısıyla da ekserji transferi olmakta; ancak söz konusu ısının kalitesi düşmektedir. İş akışkanına olan ısı transferinin miktarı artırılarak kalitesinin yükseltileceği bir sistem tasarlanmak istenirse, bu kez PV hücresinin yeterli soğutulması sağlanamayacak ve sistemden elde edilecek elektrik enerjisi miktarı düşecektir. Söz konusu ikileminin giderilebilmesi için PV/T sistemlerinin optimum düzeyde çalışabileceği, yani toplam ekserji çıktısının (elektrik ve ısı) en fazla olacağı debi kontrolünün sağlanması önemlidir.

PV/T sistemlerinde, hem fotovoltaiik (PV) hem de güneş toplaç sistemlerini bir araya getirmek, birçok farklı üreticinin birçok farklı tipte ürününün halen piyasaya girmekte olduğu, yeni bir yaklaşımdır. Bu sistemlerin pazarda henüz yeni yeni yayılmaya başlamış olması ve bu sistemlere ait standartların, normların ve sertifikasyonların olmayışı gibi önemli sınırlayıcı koşullar, PV/T sistemleri için büyük bir teknik bilgi eksikliğine yol açmaktadır [3].

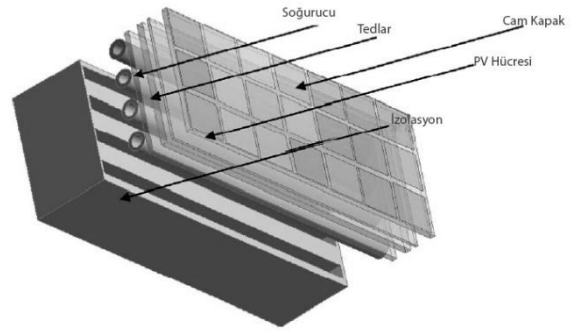
PV/T sistemlerinin daha fazla geliştirilebilmesi için, bu sistemlerin performanslarının belirlenmesi ve bu gibi melez sistemlerin optimizasyonu ve iyileştirilmesi amacıyla sisteme özgü standart deneyler yapılmalıdır. Diğer bir deyişle, söz konusu deneylerin geliştirilecek bir yöntem çerçevesinde ve belli bir standarda uygun olarak yapılması gerekmektedir.

Literatürde güneş toplaç sistemlerinin ve PV sistemlerinin performanslarının belirlenmesi için ayrı ayrı standartlar bulunmaktadır; ancak PV/T sistemlerinin performanslarının belirlenmesi için bir standartla karşılaşmamıştır. Bu nedenle mevcut PV/T sistemleri Avrupa’da ve ABD’de ya sadece güneş toplaç ya da sadece PV standardı ile denenmeye

çalışılmaktadır. Bu yöntemin PV/T sistemlerinin doğru analizinin yapılmasına imkan vermemekle birlikte gerçekçi sonuçlar sunmayacağı aşıkardır. Söz konusu PV/T sistemlerinde, PV ve toplaç sistemlerinin bir arada çalışmaları esastır ve bunlar birbirlerini performans açısından büyük ölçüde etkilerler. PV/T’ye uygun standartların geliştirilmiş olmaması, gelecek vadeden bu teknolojinin dünya genelinde kullanımının yaygınlaşmasına ve gelişmesine engel teşkil etmektedir.

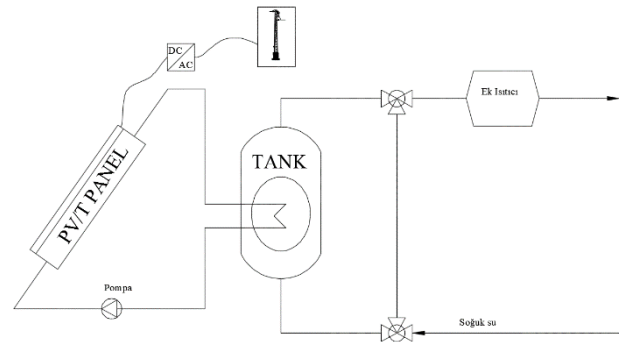
2. ÖZGÜN PV/T SİSTEM TASARIMI

Şekil 1’ de özgün bir su soğutmalı PV/T sistemine ait toplaç katmanları gösterilmektedir. Bu sistem esas olarak PV modülü ve soğutma sisteminden oluşmaktadır. Bu katmanlarda dışarıdan içeriye doğru, camdan bir kapak (1), PV hücresi (2), Tedlar (PV hücresinin üzerine monte edildiği) katmanı (3), düz plaka soğurucu (4) ile soğurucuya yapışık soğutucunun dolaşımı için borular (5) ve tüm sistemin kenarlarında ve en altında yalıtım bulunmaktadır (6) [4].



Şekil 1. Özgün bir PV/T sistemine ait toplaç yapısı

Şekil 2’de, soğutucu olarak su kullanan örnek bir PV/T sisteminin elemanları gösterilmektedir [5].

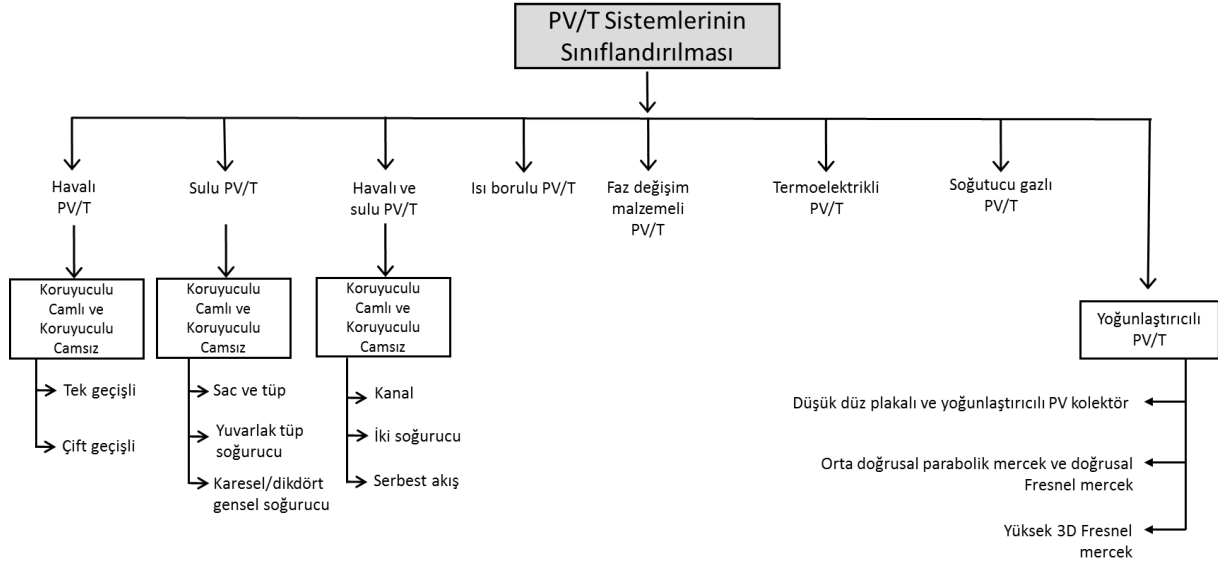


Şekil 2. Sulu PV/T sisteminin şematiği

2.1. PV/T Sistemlerinin Sınıflandırılması

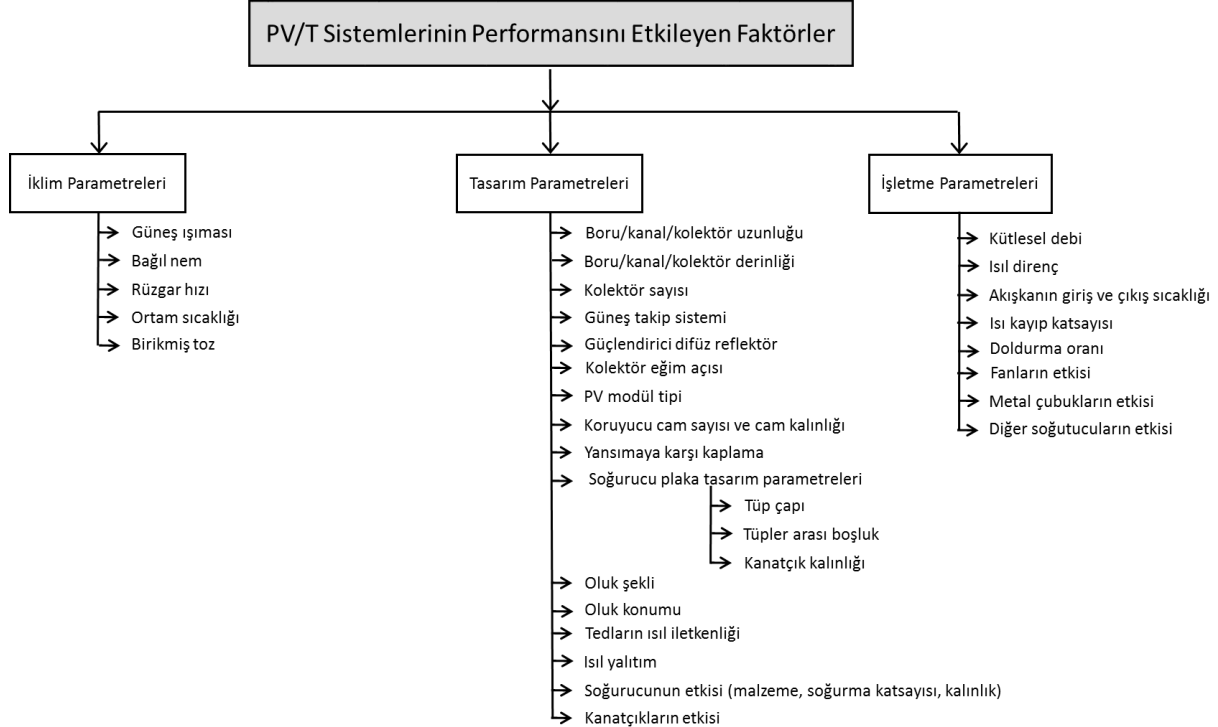
Son yıllarda, literatürde PV/T sistemlerinin değişik araştırma ve geliştirme açılarını içeren birçok deneysel makaleler, teorik makaleler ve derleme makaleleri

yayınlanmıştır. Bu tür melez sistemlerin genel sınıflandırması Şekil 3’de gösterilmektedir [6].



Şekil 3. PV/T sistemlerinin sınıflandırılması [6]

2.2. PV/T Sistemlerinin Performansını Etkileyen Faktörler



Şekil 4. PV/T sistemlerinin performanslarını etkileyen faktörler [6]

Literatürde yapılmış olan çalışmalara göre PV/T sistemlerinin performansını etkileyen faktörler de Şekil 4’de gösterilmektedir [6].

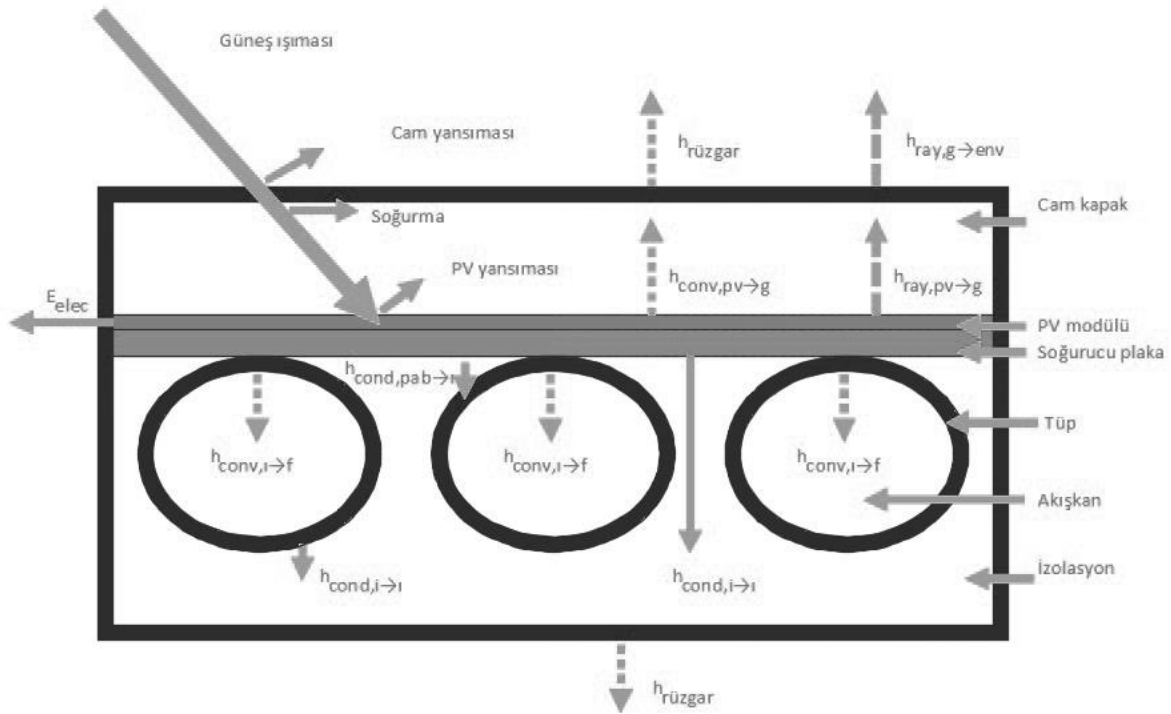
3. MATEMATİKSEL MODEL

Şekil 5’de gösterilen PV/T modülü; cam kapak, güneş ışığını elektrik enerjisine çeviren PV modülü, güneş ışığını soğurmaya yarayan bakır plaka, soğurucu plakaya yapışık tüpler, soğurucu plaka tarafından depolanan ısıyı boşaltan tüplerin içindeki soğutucu (su)’dan oluşmaktadır. Cam yünü, soğurucu plaka ve tüplerden olan ısı kaybını minimize etmek için kullanılır [7].

Söz konusu sistemin kuramsal çözümlemesi için bazı kabuller yapılmıştır [7];

- Toplaç bileşenlerinin fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
 - Boruların içindeki suyun kütleli debisinin düzenli olduğu,
 - Boruların ve iş akışkanının sıcaklığı y-ekseni boyunca değişmediği,
 - Gökyüzünün siyah cisim olduğu,
- kabul edilmiştir.

Bu kabullere göre, PV/T toplaç sisteminin içindeki değişik bileşenlerin ısı transfer eşitlikleri aşağıda verilmektedir [7];



Şekil 5. PV/T modülü

Cam kapak için,

$$\begin{aligned} \rho_g \delta_g C_g \frac{dT_g}{dt} = & \alpha_v G + h_{ray,g \rightarrow env} (T_{sky} - T_g) \\ & + h_{wi} (T_{amb} - T_g) \\ & + (h_{ray,pv \rightarrow g} + h_{conv,pv \rightarrow g}) (T_{pv} - T_g) \\ & + k_g \delta_g \left(\frac{\partial^2 T_g(x, y)}{\partial x^2} \right. \\ & \left. + \frac{\partial^2 T_g(x, y)}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

PV modülü için,

$$\begin{aligned} \rho_{pv} \delta_{pv} C_{pv} \frac{dT_{pv}}{dt} = & \alpha_{pv} G_{\tau_g} \\ & + (h_{ray,pv \rightarrow g} + h_{conv,pv \rightarrow g}) (T_g - T_{pv}) - E_{elec} \\ & + h_{cond,pv \rightarrow pab} (T_{pab} - T_{pv}) \\ & + k_{pv} \delta_{pv} \left(\frac{\partial^2 T_{pv}(x, y)}{\partial x^2} \right. \\ & \left. + \frac{\partial^2 T_{pv}(x, y)}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

Soğurucu plaka için,

$$\begin{aligned} \rho_{pab} \delta_{pab} C_{pab} \frac{dT_{pab}}{dt} &= h_{cond,p_v \rightarrow pab} (T_{p_v} - T_{pab}) \\ &+ \frac{A_{pab,t}}{A_{pab}} h_{cond,pab \rightarrow t} (T_t - T_{pab}) \\ &+ h_{cond,pab \rightarrow i} (T_i - T_{pab}) \\ &+ k_{pab} \delta_{pab} \left(\frac{\partial^2 T_{pab}(x,y)}{\partial x^2} \right. \\ &\left. + \frac{\partial^2 T_{pab}(x,y)}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

Tüp için,

$$\begin{aligned} \rho_t \delta_t A_t dy C_t \frac{dT_t}{dt} &= A_{pab,t} h_{cond,pab \rightarrow t} (T_{pab} - T_t) \\ &+ P e h_{con_v,t \rightarrow f} dy (T_f - T_t) \\ &+ A_{i,t} h_{cond,t \rightarrow i} (T_i - T_t) \\ &+ k_t \delta_t \left(\frac{\partial^2 T_t}{\partial^2 y} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

Tüpün içindeki su için,

$$\begin{aligned} \rho_f A_f dy C_f \frac{dT_f}{dt} &= P e h_{con_v,t \rightarrow f} dy (T_t - T_f) \\ &- m C_f \Delta T_f \end{aligned} \quad (5)$$

İzolasyon için,

$$\begin{aligned} \rho_i \delta_i C_i \frac{dT_i}{dt} &= h_{cond,t \rightarrow i} \frac{A_{i,t}}{A_i} (T_t - T_i) \\ &+ h_{cond,pab \rightarrow i} (T_{pab} - T_i) \\ &+ h_{wi} (T_{amb} - T_i) \\ &+ k_i \delta_i \left(\frac{\partial^2 T_i(x,y)}{\partial x^2} \right. \\ &\left. + \frac{\partial^2 T_i(x,y)}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

4. PV/T SİSTEMLERİ İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

PV/T sistemleri, nitelik olarak farklı olan iki enerji çeşidinin karşılaştırılabilmesi için ekserji analizine dayalı olarak da incelenmelidir.

Bu amaçla PV/T sistemlerinin ekserji verimi için genel bir eşitlik tanımlanmıştır [8].

$$\begin{aligned} \psi_{PV} &= \frac{\dot{Q}_{th} \left(1 - \frac{T_a}{T_{s,w}} \right) + \eta_0 [1 - \beta (T_{cell} - T_{a,ref})] \cdot \dot{S} - \dot{E}_p}{\left(1 - \frac{T_a}{T_{cell}} \right) \cdot \dot{S}} \end{aligned} \quad (7)$$

5. YENİLENEBİLİR ENERJİ SİSTEMLERİ İÇİN GENEL DEĞERLENDİRİLME KRİTERLERİ

Yenilenebilir enerji sistemlerinin değerlendirilmesinde, daha fazla kirlетici enerji kaynaklarının kullanılmamasıyla, sakınlan çevresel etkinin de göz önünde bulundurulmasına ihtiyaç vardır. Bu etki, sistem tarafından üretilebilecek enerji miktarına ve ayrıca ikame edilen enerji çeşidine göre değişir. Söz konusu faktörler, yerel koşullara göre değişir ve bu da değişik çalışmalardan elde edilecek değerlerin doğrudan karşılaştırılamayacağı anlamına gelmektedir [9].

Literatürde yapılan çalışmaların birçoğunda, yenilenebilir enerji sistemlerinin değerlendirilmesi için belirli sistemlerin yıllar içindeki enerji geri kazanım zamanı (EPBT) veya sera gazı emisyonu (GPBT) üzerinde durulmuştur. Enerji geri kazanım zamanı (EPBT), sistemin imalatı için gerekli olan enerji miktarının (malzemenin çıkarılması, işlenmesi, üretimi ve inşaat sahasına taşınması ve imalatı) aynısının üretilmesi için sistemin kaç yıl işletilmesi gerektiğinin ölçümüdür. Geri kazanım zamanı bu nedenle sistemin işletme aşamasındaki enerji performansına bağlı olduğu gibi, sistemin nerede ve nasıl üretildiğine de bağlıdır [9].

EPBT (yıllar) için sadeleştirilmiş hesaplama metodu, Eşitlik (7)' de gösterilmektedir. Burada CED, sistemin oluşturulması için gereken kümülatif enerji miktarını; E_{out} (kW-h/yıl) ise, sistemin yıllık enerji çıktısını tanımlamaktadır [9].

$$EPBT = \frac{CED}{E_{out}} \quad (8)$$

Enerji geri kazanım zamanı eşitliğinde, sistemin ve bileşenlerinin tahmini ömrü hesaba katılmamaktadır. Bu da enerji geri kazanım zamanı eşitliğinin, sistemin tahmin edilen işletme ömründen daha uzun ömrü olacağı anlamına gelmektedir. Bu nedenle, enerji yatırımlarında enerji dönüşümü (EROI) diye başka bir eşitlik tanımlanmıştır. Enerji geri kazanım zamanı eşitliğine bağlı olarak geliştirilen Eşitlik (8)'de; L, sistemin tahmin edilen işletme ömrüdür. Eğer EROI değeri birden küçükse, sistemin işletme ömrü boyunca net enerji çıktısı yok demektir [9].

$$EROI = \frac{L}{EPBT} \quad (9)$$

PV/T sistemlerinin enerji geri dönüş sürelerini (EPBT) kestirmekteki karmaşık faktör ise, sistemin enerji çıktısının elektrik ve ısı olarak iki enerji formuna dağıtılmış olmasıdır. Söz konusu iki çıktının (elektrik

ve ısı) karşılaştırılabilmesi için çevrim faktörlerinin veya metotların kullanılması gereklidir. Bunun için de en doğru yöntem ekserji analizidir.

Ayrıca, farklı PV/T sistemlerinin enerji geri dönüş sürelerini doğru olarak karşılaştırılabilmesi için de belli bir standart doğrultusunda yapılacak olan deneyler neticesinde sistemden elde edilecek enerji çıktısının doğru olarak hesaplanması gerekmektedir. Dolayısıyla enerji yatırımları için büyük önem arz eden enerji geri kazanım zamanlarının farklı farklı sistemler için kıyaslanabilmesi için, söz konusu sistemlere ait deneylerin belli bir standart doğrultusunda yapılması gereklidir.

6. PV/T SİSTEMLERİYLE İLGİLİ OLAN SİSTEMLERİN STANDARTLARI

Hem güneş toplaç hem de fotovoltaik sistemler için belirlenen uluslararası standartlar incelendiğinde, söz konusu standartların PV/T sistemleri için de uygulanabilirliğine karşı bir ibare bulunmamasına rağmen; söz konusu PV/T sistemlerinde, PV ve güneş toplaç sistemlerinin bir arada çalışmaları ve bunların da birbirlerini performans açısından büyük ölçüde etkilemeleri sebebiyle, PV/T' ye uygun standartların belirlenmesine ihtiyaç duyulmaktadır.

6.1. Isıl Güneş Toplaçları için Uluslararası Standartlar

Isıl toplaçlar, mevcut durumda EN 12975-1 ve EN 12975-2 standartlarına göre denenmektedir. Bu standartlar güneş toplaç sistemleri ve bileşenleri için genel kuralları (Bölüm 1) ve deney metotlarını (Bölüm 2) tanımlamaktadır. Bahse konu standartlar incelendiğinde, PV/T sistemlerinin açık bir şekilde EN 12975-1,2 standartlarından hariç tutulmadığı görülmektedir. Dolayısıyla, PV/T sistemlerine bir güneş toplaç bakış açısıyla yaklaşırsa, mevcut güneş toplaç test standartları kapsamının PV/T sistemlerine de uygulanabileceği değerlendirilebilir.

6.2. Fotovoltaik (PV) Sistemler için Uluslararası Standartlar

Karasal fotovoltaik modüller; IEC 61215:2005 (kristal PV) ve IEC 61646:2008 (ince film PV) standartlarıyla test edilmektedir. Bu testler tasarımın tasdik edilmesi

ve tip sertifikasyonu için gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, IEC 61730-1,2:2004 standartlarına göre de fotovoltaik modüllerin güvenlik testlerinin yapılma zorunluluğu vardır. IEC 61215 ve IEC 61646 standartları; modüllerin elektriksel ve temel işlevselliği üzerine odaklanmış ve tipik işletme koşullarında elektriksel performanslarının kararlı olmalarını sağlamayı temin etmektedir. Eğer, PV/T sistemlerine bir PV modülü bakış açısıyla yaklaşırsa, PV modülleri için yukarıda söz edilen IEC standartları kapsamının PV/T sistemleri için de uygulanabileceği değerlendirilebilir.

7. YAKLAŞIM

EN 12975 ve IEC 61215 standartlarında güvenilirlik testleri ve performans testleri öngörülmüştür. Bu doğrultuda PV/T sistemleri için standart geliştirilme aşamasında da benzer bir yöntem izlenebilir.

Bununla birlikte PV/T sistemlerinin hem güneş toplaç hem de PV modül teknolojisini ihtiva etmesinden ötürü, bu sistemlerin hem EN 12975 hem de IEC 61215 standartlarının güvenilirlik testlerini karşılaması beklenmelidir. Bu doğrultuda söz konusu iki standardın birleştirilmesiyle, PV/T sistemlerine yönelik güvenilirlik testleri belirlenebilir. Ancak bu durum, iki standardın birleştirilmesinin, PV/T sistemlerinin güvenilirlik testleri için yeterli olacağı anlamına gelmemekte olup; yapılacak olan değerlendirmelerle yeni test kriterleri oluşabilecektir.

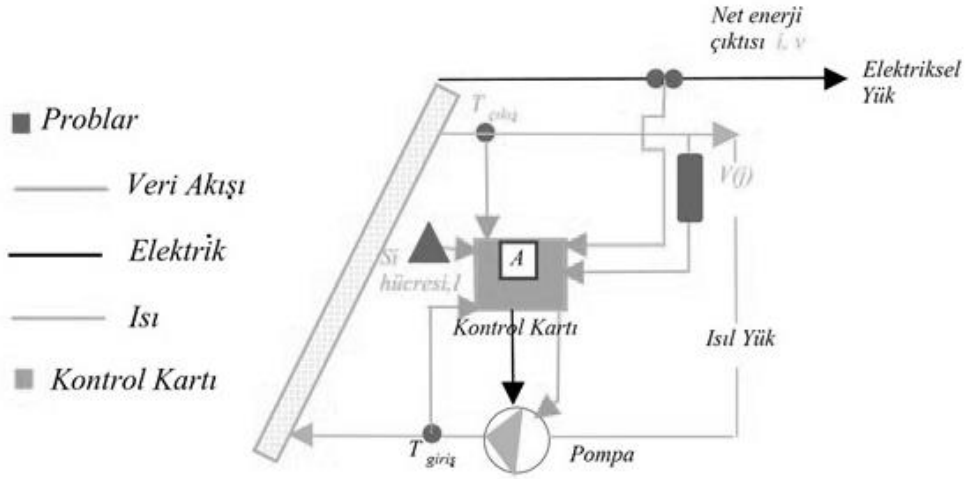
Diğer taraftan yukarıda da ifade edildiği üzere PV/T sistemlerine özgü geliştirilecek standarttaki performans testleri için ise yeni bir metodolojinin geliştirilmesine ihtiyaç vardır.

Testler, EN ISO 17025 standardına göre akredite edilmiş test laboratuvarlarında, ilgili bütün test standartlarını kapsayacak şekilde yapılmalıdır.

8. PV/T STANDART DENEY VE DEĞERLENDİRME ÖNERİSİ

PV/T sistemlerinin daha fazla geliştirilebilmesi için, bu sistemlerin performanslarının belirlenmesi ve bu gibi melez sistemlerin optimizasyonu ve iyileştirilmesi amacıyla sisteme özgü standart deneyler yapılmalıdır.

Bu amaçla yapılacak olan deneyler için Şekil 6' da gösterilen sistem tasarlanmıştır.



Şekil 6. Tasarlanan PV/T sisteminin açıklamalı şematığı

Deneysel çalışmalar sırasında, PV/T sisteminin üzerine düşen güneş ışınımının yoğunluğu, kolektöre giren ve çıkan suyun sıcaklığı, PV hücresinin sıcaklığı, tasarlanan sistemdeki açık devreden elde edilecek elektriksel akım ve voltaj değerleri ölçülecektir.

PV/T sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesi, bu sistemlerin ısı ve elektriksel çıktıların karşılıklı etkileşimlerinden ötürü oldukça karmaşıktır. Bu nedenle tasarlanan deney düzeneğinden elde edilecek veriler, PV/T sistemlerinin performanslarının doğru değerlendirilebilmesi için en uygun metot olarak, termodinamiğin ikinci yasasına dayalı geliştirilen ekserji analizinde kullanılacaktır.

Bahse konu sistemlerin toplam ekserji çıktıları hesaplanırken, sistemlerin hem ısı ekserji hem de elektriksel ekserji çıktıları değerlendirilmelidir. Bununla birlikte PV modülünden elde edilecek net elektriksel ekserji çıkışının hesabında, kapalı sistemin sirkülasyonunu sağlayan pompanın harcayacağı elektriksel gücün göz önüne alınması gereklidir. Diğer taraftan sistemden elde edilecek ısı ekserji hesabında, sistemden olan enerji kayıplarının (tank, vb.) değerlendirilmesi ve ayrıca sistem için gerekli olan ek ısıtıcı ihtiyacının da genel ekserji hesaplamalarında kullanılması doğru sonuç elde edilmesi açısından önemlidir.

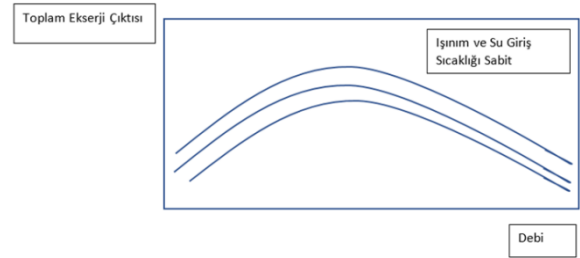
Bu çerçevede değişik işletme koşullarında (ışınım, su debisi, vb.), sistemden elde edilecek toplam ekserji çıkışı aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunabilir;

$$E_x = (i \cdot v) \cdot 0,96 + \rho \cdot V(j) \cdot C_p \cdot (T_{giriş} - T_{çıkış}) \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_{çıkış}}\right) \quad (10)$$

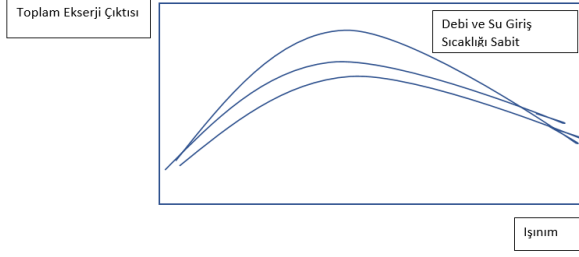
Tasarlanan deney düzeneğinden hedeflenen asıl sonuç ise; sistemden elde edilecek toplam ekserji çıktılarına bağlı olarak, değişik işletme koşulları altında, PV/T sistemlerinin standart performans eğrilerini elde etmektir. Ayrıca standart performans eğrileri aracılığıyla, eğrilere ilişkin Eşitlik (11)'deki a, b ve c parametreleri de bulunabilecektir.

$$\frac{E_x}{I} = a \cdot V^m - b \cdot T_{giriş}^n + c \quad (11)$$

Bu amaçla Şekil 7 ve Şekil 8'de sırasıyla ışınlm ve giriş sıcaklığı sabit tutularak elde edilen toplam ekserji çıkışı - debi grafiği ile debi ve giriş sıcaklığı sabit tutularak elde edilen toplam ekserji çıkışı - ışınlm grafiğine ait örnekler gösterilmiştir.



Şekil 7. Işınım ve giriş sıcaklığı sabit tutularak elde edilen toplam ekserji çıkışı - debi grafiği



Şekil 8. Debi ve giriş sıcaklığı sabit tutularak elde edilen toplam ekserji çıktısı - ısıtım grafiği

9. SONUÇ

Modüllerin ve sistemlerin belgelendirilmesi ve sertifikalandırılması önemlidir. Yatırım yapılan alanlarda; idari merciler, bankalar, finansman kuruluşları tarafından bu sertifikalar kabul görmektedir. Ürünlerin finansal kurallar çerçevesinde ve yetkili kurullar tarafından kabul edilmesi için, akredite edilmiş laboratuvarlarda test edilmesi ve belgelendirilmesi gerekir.

Mevcut durumda, piyasada PV/T sistemleri için standart ve sertifikasyon eksikliği vardır. Bu durum, piyasadaki üreticiden ve satıcıdan müşteriye ve yetkili kurullara kadar bütün piyasa katılımcıları için belirsizliğe ve kafa karışıklığına yol açmaktadır. Bu belirsizliğin piyasa üzerindeki engellemesini ortadan kaldırmak için, piyasanın bu sektöründe net ve açık kuralların geliştirilmesi gereklidir [10].

Bu çerçevede öncelikli olarak PV/T sistemlerinin performansları belirlenmelidir. Bu amaçla PV/T sistemlerinin performans deneylerinin yapılacağı test düzeneğinin ve yapılacak olan deneyler için bir standardın ortaya konması gerekmektedir.

PV/T sistemlerinden hem elektrik gücü hem de ısı elde edilmesinden ötürü, bu sistemlerin performanslarının belirlenmesi için geliştirilecek standartta, verim ve performans ölçütlerinin termodinamiğin birinci yasasına göre belirlenmesi doğru sonuç vermeyecektir. Çünkü elektrik gücünün ve ısıtımın ekserjileri birbirlerinden çok farklıdır ve termodinamiğin birinci yasası enerjinin kalitesini yani ekserjiyi ayırt edemez. Söz konusu ölçütler, elektrik gücü ile ısı arasındaki ekserji farkı gözetilerek termodinamiğin ikinci yasasına göre yani ekserji analiziyle geliştirilmelidir [11].

SEMBOLLER

| | |
|-----------------------|--|
| \dot{E}_p | Pompa tarafından tüketilen elektrik gücü [W] |
| \dot{Q}_{th} | Kullanılabilir ısı kazanımı [W] |
| $\dot{S} = G \cdot A$ | Güneş ışınımının yoğunluğu [W] |

| | |
|---------------|---------------------------------------|
| β | Sıcaklık katsayısı |
| η_0 | Referans elektriksel verim |
| $\psi_{PV/T}$ | PV/T sisteminin ekserji verimi |
| E_x | Toplam ekserji çıktısı [kJ] |
| i | Elektriksel akım [A] |
| v | Elektriksel voltaj [V] |
| ρ | Yoğunluk [kg/m^3] |
| $V(j)$ | Suyun akış hızı [m/s] |
| C_p | Suyun özgül ısısı [$kJ/kg \cdot K$] |
| T_{giris} | Suyun giriş sıcaklığı [K] |
| T_{cikis} | Suyun çıkış sıcaklığı [K] |

KAYNAKLAR

1. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Gunes>
2. Kilis B.; Üçlü Güneş Enerjili Net Sıfır Ekserji Evi. İklim 2011: Antalya; 18/11/2011 - 20/11/2011
3. Korbinian Kramer, Helmers Henning. The interaction of standards and innovation: hybrid photovoltaic-thermal collectors. Sol Energy 2013;98:434-439
4. A. Khelifa, K. Touafek, H. Ben Moussa, I. Tabet. Modeling and detailed study of hybrid photovoltaic thermal (PV/T) solar collector. Solar Energy 2016;135:169-176.
5. S. Nemati Jahromia, A. Vadiiee, M. Yaghoubi. Exergy and economic evaluation of a commercially available PV/T collector for different climates in Iran. Energy Procedia 2015;75:444-456.
6. A.M. Elbreki, M.A. Alghoul, A.N. Al-Shamani, A.A. Ammar, Bita Yegani, Alsanossi M. Aboghrara, M.H. Rusaln, K. Sopian. The role of climatic-design-operational parameters on combined PV/T collector performance: A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2016;57:602-647.
7. Oussama Rejeb, Houcine Dhaou, Abdelmajid Jemni. A numerical investigation of a photovoltaic thermal (PV/T) collector. Renewable Energy 2015;77:43-50
8. M. Hazami, A. Riahi, F. Mehdaoui, O. Nouicer, A. Farhat. Energetic and exergetic performances analysis of a PV/T (photovoltaic thermal) solar system tested and simulated under to Tunisian (North Africa) climatic conditions. Energy 2016; 107: 78-94
9. Clara Good. Environmental impact assessments of hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) systems – A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2016;55:234-239.

10. P.Hofmann, P. Dupeyrat, K.Kramer, M.Hermann, G. Stryi-Hipp. Measurements and Benchmark of PV-T Collectors According to EN 12975 and Development of a Standardized Measurement Procedure

11. Kilis, B., Kilis, Şiir, Kilis, Şan. 2016. Next-Generation PVT System With PCM Layer and Heat Distributing Sheet, Solar TR2016 Conference and Exhibition, 6-9 December, 2016, Paper No: 0006, Proceedings, pp. 20-28, Istanbul

Design of a Photovoltaic Power and Hydrogen Based Stand-Alone Hybrid Renewable Energy System on a Mobile Platform

Akın USLU, Ali PASHAEI, Nabeel ALTANNEH, M. Timur AYDEMİR

Gazi University, Faculty of Engineering, Department of Electrical and Electronic Engineering & Clean Energy
Research and Application Center, Ankara, Turkey
ausl017@gmail.com, alipashaei2010@gmail.com, nabilaltanneh@gmail.com, aydemirmt@gazi.edu.tr

Abstract

Renewable energy sources can be utilized together to supply the needs of houses. Gazi University Clean Energy Research and Application Center (TEMENAR) has built a mobile platform to study and promote renewable energy systems. The platform includes PV panels and a hydrogen fuel cell. In its current form these units operate independently. The purpose of this paper is to design a controller and DC-DC converters to efficiently operate the system.

Keywords: Renewable Energy Systems, Photovoltaic Power, Fuel Cell, Hybrid Renewable Energy Sources, Electrolysis

1. Introduction

Renewable energy sources can be utilized to power houses in remote areas where the ac grid is not available. Depending on the available sources a hybrid system can be designed to supply the loads. In this case a main controller is necessary to determine which source will be utilized to supply the load, to charge the battery or to generate hydrogen, if there is a fuel cell stack in the system.

Solar energy is abundant in many areas of Turkey and a PV system should be at the center of any such system. As the voltage of the PV panels vary depending on the drawn current they should be operated at the maximum power point of their $i-v$ characteristics. This is achieved by employing a proper Maximum Power Tracking Algorithm (MPPT) in the control of the dc-dc converters which are connected at the output of PV panels. MPPT algorithm continuously track output voltage of the dc-dc converter and changes the duty cycle of the pulse width modulation signal to follow the reference voltage. It is implemented with voltage feedback PI control technique that provides constant output voltage.

Many algorithms have been proposed such as Incremental Conductance [1], Perturb and Observe (P&O) [2], Constant Voltage and Current [3], Hill Climbing algorithms. P&O algorithm is widely used and known for its simple implementation.

Fuel cells are electrochemical devices that convert the energy of the chemical reaction to electrical energy. In this paper PEMFC (Proton exchange membrane fuel cell) was used because it has high power density, low operating temperature, zero or low emission, low weight and volume. Like in solar panels, it has a unique $i-v$ curve which represents maximum power point (MPP) and it is necessary to force the PEMFC in operating

condition which matches MPP with the help of DC-DC converters [4,5,6].

In this paper a hybrid system consisting of PV panels and a fuel cell is introduced. The system was designed and built by the Clean Energy Research and Application Center of Gazi University. Its units were originally designed to operate independently. The purpose of this paper is to suggest an integration scheme, a main controller and dc-dc converters.

This paper is organized as follows: Section 2 discusses the structure of the proposed system and the design of the controller. In Section 3 design of the converters and simulation results are presented.

2. System Structure

The Clean Energy Van (CEV) has PV panels, a fuel cell and electrolysis devices. These units can be integrated together in a system shown in Figure 1. The energy received from the PV panels can charge a battery with an MPPT algorithm. The battery is used to supply the ac loads through an inverter. If the solar energy is excessive, it can be used to generate hydrogen through electrolysis. An efficient dc-dc converter can be utilized for this purpose. If the battery and PV panels are not able to supply the load, the stored hydrogen can be used to generate electricity through the fuel cell. The generated voltage is applied to the common dc bus through another dc-dc converter.

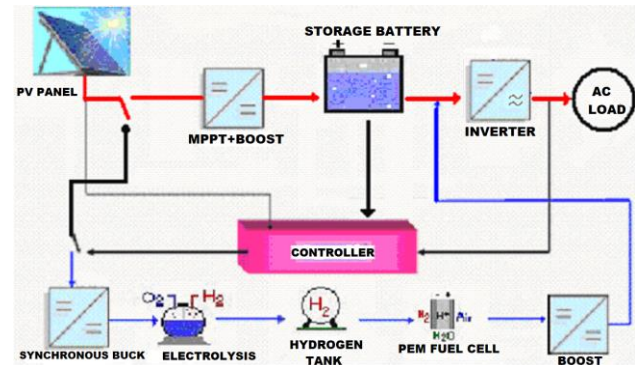


Figure 1. Schematic diagram of the system

The CEV has 24 PV panels, 85 Wp each placed at the top and a 1.2 kW fuel cell placed inside. The energy received from the panels is used to charge batteries. The battery stack is designed for 48 V and it is allowed to go up to 52-53 V. There is no dc-dc converter currently in between the panels and the batteries. The proposed structure includes a dc-dc boost converter running with

Perturb-and-Observe (P&O) MPPT algorithm. The inverter which is fed from the battery generates the ac voltage required by the ac loads.

When the solar energy is enough to meet the demand by the load fuel cell is kept in stand-by mode. If there is more energy than needed the excess energy is used to charge the battery. If the battery is also full, the excess energy can be used to generate hydrogen through the electrolysis process. Generated energy can be stored in special metal tanks. If the solar energy is not enough or not available at all, the battery supplies the load. If the battery voltage drops below a certain level the fuel cell kicks in to generate the required power.

A controller is needed to perform all these steps. In this section the function and operation of this controller is discussed.

Electrolysis is performed when the battery voltage reaches a certain level. In this application the voltage level has been chosen as 52 V. The electrolysis process which is shown in Figure 2 can continue until the battery voltage drops to 50 V. This hysteresis nature of the controller makes sure that the electrolysis process does not continuously switch between two states.

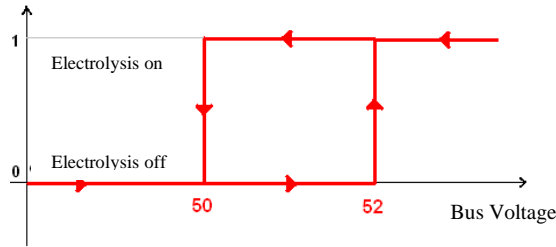


Figure 2. Hysteresis control structure for electrolysis

A similar hysteresis controller can be used for the fuel cell stack. When the load is supplied by the battery alone, its voltage drops sharply. When the voltage level drops to 49 V fuel cell kicks in and takes over the load. Depending on the load and the available solar energy, battery level may stay constant at 49 V or may increase slowly. If the voltage level increases and reaches to 51 V then the fuel cell is disabled and the load is taken over by the battery. The hysteresis control is shown in Figure 3.

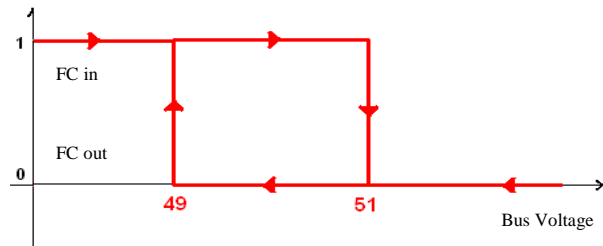


Figure 3. Hysteresis control structure for fuel cell stack

The performance of the controller has been tested with a model built in MATLAB Simulink for various operation modes. Three of these modes are given here to show the principles.

Mode 1: In this mode available solar power is more than the load demand and therefore the battery voltage also rises. When the voltage reaches to 52 V, the electrolysis process starts. In the simulation, PV power is fixed to 1000 W while the load is 500 W. The bus voltage initial value was kept slightly below 52 V. The battery voltage reaches 52 V at 132 ms as shown in Figure 4 and electrolysis process is started. The simple electrolysis model

implemented in MATLAB shows that 25 W is consumed at this stage. As the difference between the load and available power is big, battery voltage keeps increasing. More hydrogen production or less power difference will change these parameters.

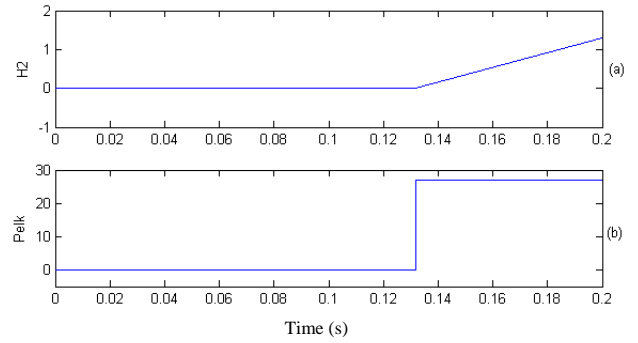


Figure 4. Hydrogen production and electrolysis power consumption in Mode 1.

Figure 5 shows bus voltage variation in this mode. Fuel cell output current is zero since there is no energy drawn from it. The small oscillations are due to the filter across the output.

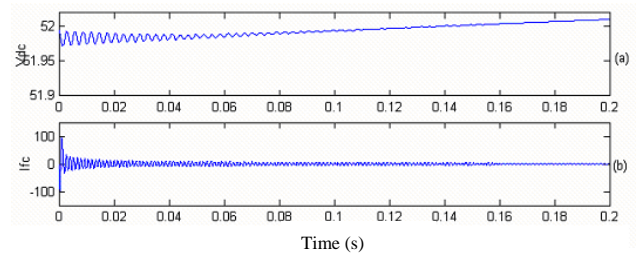


Figure 5. Bus voltage and fuel cell output current in Mode 1.

Mode 2: In this mode the solar energy is used to generate hydrogen, and the load is supplied by the battery. As a result the battery voltage slowly drops. When the voltage drops to 50 V the electrolysis process is stopped. In the simulation load power is kept at 4000 W and the initial value of the battery voltage is slightly over 50 V. The battery voltage drops to 50 V as seen in Figure 6.

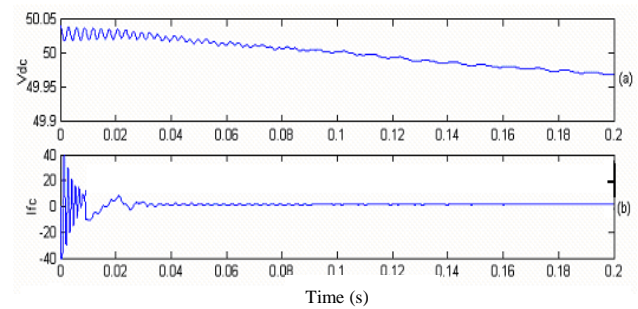


Figure 6. Bus voltage and fuel cell output current in Mode 2.

When the battery voltage reaches down to 50 V, the electrolysis is stopped and hydrogen production ends (Figure 7).

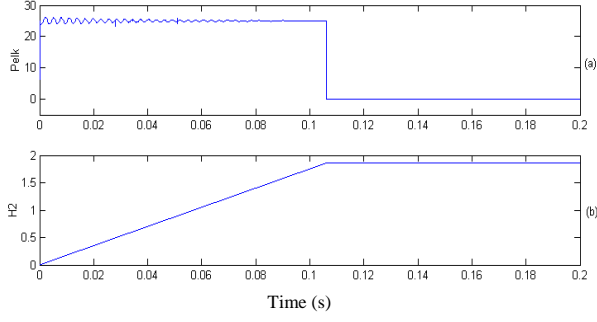


Figure 6. Hydrogen production and electrolysis power consumption in Mode 1.

Mode 3: In this mode the load is supplied mainly by the battery. When the battery voltage drops down to 49 V the fuel cell kicks in. In the simulations load power is fixed to 4000 W and initial value of the battery is set to 49.1 V. When the fuel cell starts generating electricity its controller operates it at constant current mode at the rated current. The principal waveforms are shown in Figure 8.

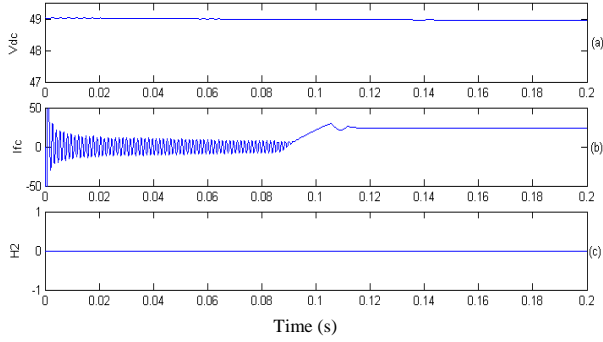


Figure 7. Bus voltage, fuel cell current and hydrogen production in Mode 3.

Figure 8 shows the fuel cell current, voltage and power in this mode. As the current increases towards the rated current value, the voltage drops from open circuit voltage towards the rated value and the power increases towards the rated current.

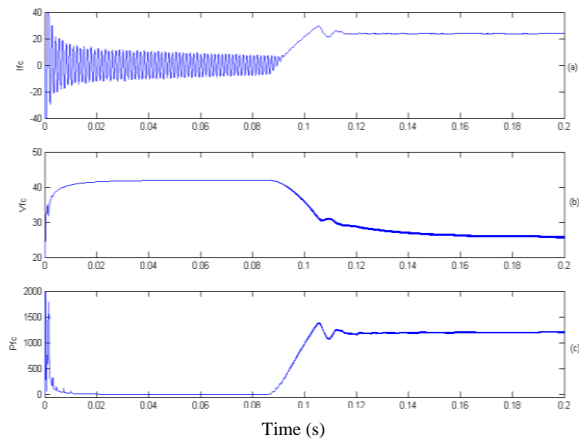


Figure 8. Fuel cell current, voltage and power in Mode 3.

3. Power Stage and DC-DC Converters

The main parameters of the photovoltaic systems are given in Table 1.

Table 1. Main Parameters of the PV system

| Parameter | Value |
|-----------------------------|-------|
| Number of PV cells | 36 |
| Maximum Power (Pmax) | 85W |
| MPP Voltage (Vpm) | 17.1 |
| MPP Current (Ipm) | 4.97 |
| Open Circuit Voltage (Voc) | 21.1 |
| Short Circuit Current (Isc) | 3.8 |

The boost converter at the output of the PV panels increases the voltage from the MPP voltage (around 17 V) to the bus voltage which is 48 V by using MPPT algorithm. The closed loop controller structure is shown in Figure 9.

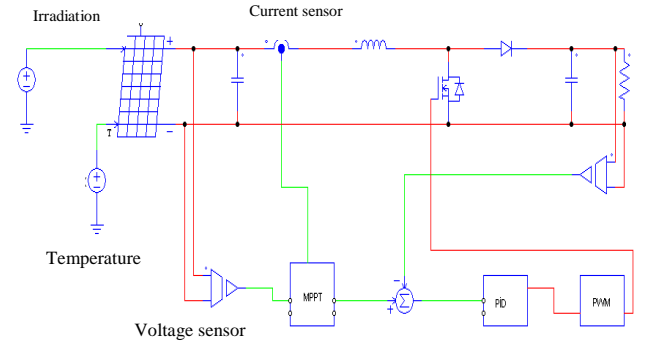


Figure 9. The boost converter operating with MPPT algorithm

Design parameters of the boost converter are given in Table 2.

Table 2. Design parameters for the boost converter

| | |
|----------------------|--------|
| Input Voltage Range | 12-20V |
| Rated Output Voltage | 48 V |
| Switching Frequency | 20 kHz |
| Power | 1200 W |
| Current Ripple | % 15 |
| Voltage Ripple | % 1 |

The design process yields an inductance value of 40 μ H and a capacitance value of 2 mF. This is for simulation purposes and there is actually no need to have this much capacitance as the output is connected to a battery.

A PID controller has been designed for the control and the transfer function of the controller has been obtained as

$$G_c(s) = \frac{1.4 \cdot 10^{-6} s^2 + 4.9 \cdot 10^{-4} s + 4.4}{s} \quad (1)$$

The open loop Bode diagrams for the controllers are given in Figure 10. Figure 11 shows the performance of the controller in different conditions.

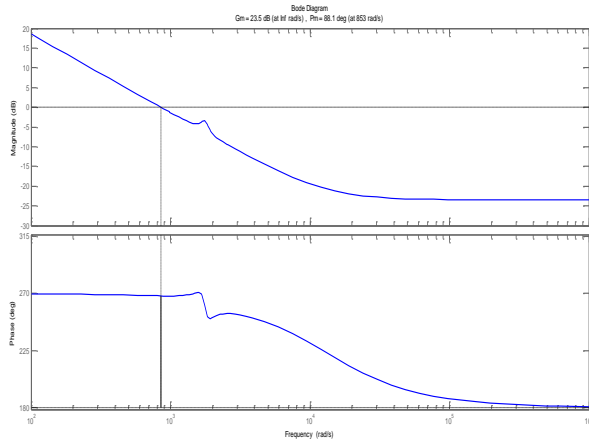


Figure 10. Open loop response of the PID controller

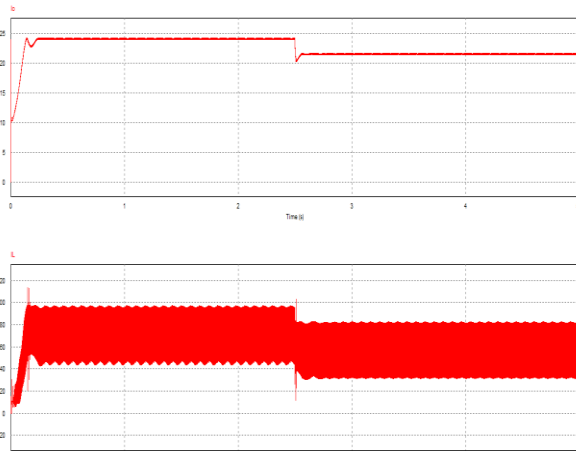


Figure 11. Output voltage (top) and inductor current (bottom) response to variation of radiation from 1000 W/m^2 to 800 W/m^2 at 25 °C.

A synchronous buck converter has been designed for the electrolysis system. Electrolysis voltage is low and freewheeling voltage of the standard buck converters reduce the efficiency enormously. Therefore, a synchronous MOSFET use is the natural choice as shown in Figure 12.

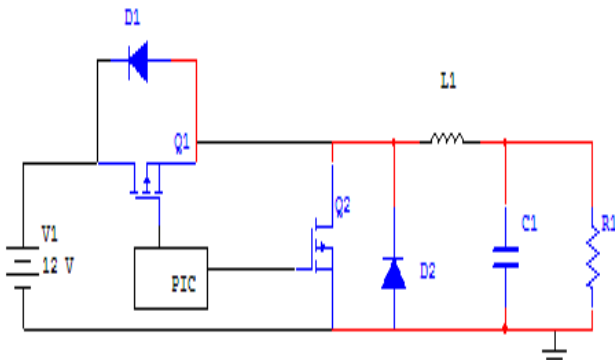


Figure 12. Synchronous buck converter for electrolysis

The design parameters of the converter are given in Table 2.

Table 2. Design parameters for the synchronous converter

| | |
|---------------------|--------|
| Input voltage | 12-20V |
| Output voltage | 3-4V |
| Switching frequency | 20 kHz |
| Rated power | 200W |
| Current ripple | % 15 |
| Voltage ripple | % 10 |

Calculations yield a filter inductance of 30 μH and capacitance of 147 μF . Open loop transfer function of the controller is obtained as

$$T_1(s) = \frac{17}{4.5 \cdot 10^{-9} s^2 + 12 \cdot 10^{-3} s + 4.5 \cdot 10^{-3}} \quad (2)$$

Open loop bode plots are given in Figure 13.

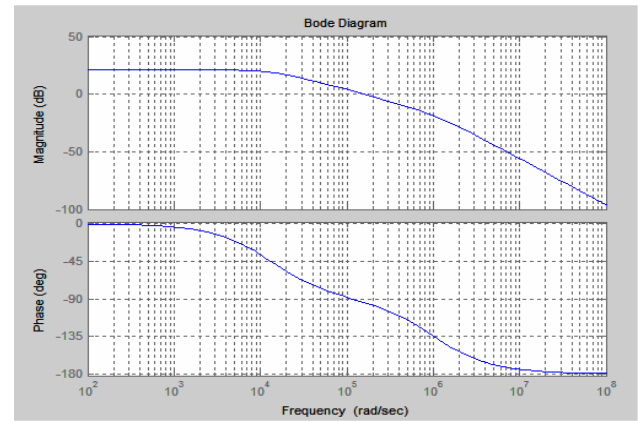


Figure 13. Open loop bode plots for the converter

A compensator with the transfer function given in (3) has been designed for the controller and the closed loop bode plots of Figure 14 are obtained.

$$T_c(s) = \frac{s + 23 \cdot 10^3}{3.7 \cdot 10^{-5} s + (s + 43.4 \cdot 10^3)} \quad (3)$$

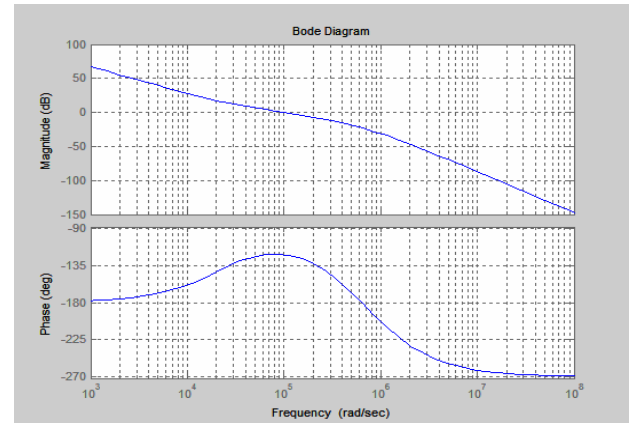


Figure 14. Closed loop bode plots for the electrolysis process

Figure 15 shows the response of the converter to a disturbance.

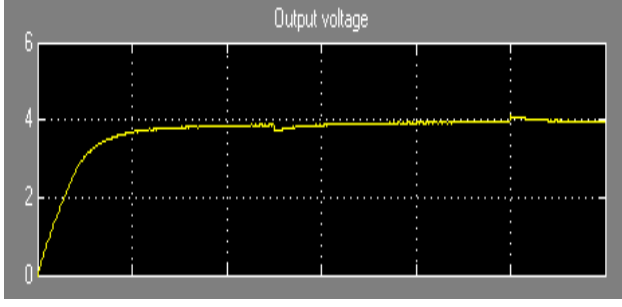


Figure 15. Response of the converter to disturbances

The third converter needed for the operation of the system is for the fuel cell output. When the fuel cell runs it generates a voltage that varies between 26 – 44 V. This voltage is step up to 48 V which is the dc bus voltage. The parameters of the boost converter for this operation are given in Table 3.

Table 3. Converter parameters for the fuel cell

| Parametre | Açıklama | Değer |
|--------------|-----------------------|--------|
| P_{max} | Maximum output power | 1200 W |
| f_{sw} | Switching frequency | 60 kHz |
| V_s | Rated input voltage | 26 V |
| V_s^{max} | Maximum input voltage | 44 V |
| V_o | Rated output voltage | 48 V |
| I_o | Output current | 20 A |
| V_r/V_o | Output voltage ripple | < %1 |
| ΔI_s | Current ripple | < 5A |

Figure 16 shows the Simulink model used in the simulations.

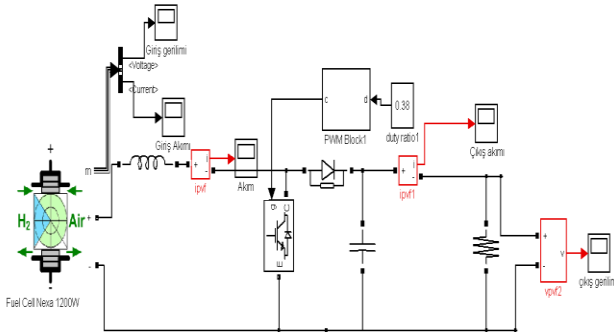


Figure 16. Simulink model for the FC and converter

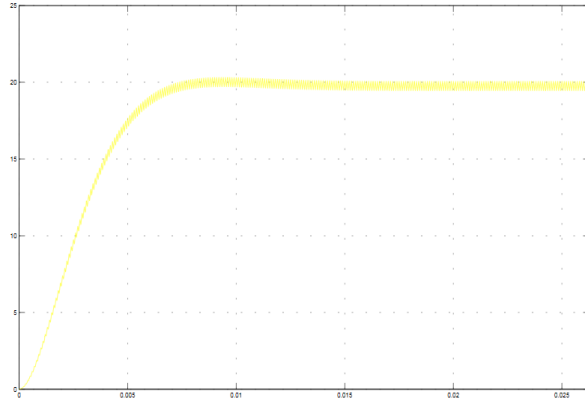


Figure 17. FC output current response

4. Conclusion

Hybrid renewable energy systems present a solution to the power requirements of remote houses. In this paper a solar – hydrogen hybrid system was designed for a mobile platform designed by the Clean Energy Research and Application Center of Gazi University. A controller is proposed to manage the source allocation and power converters have been designed for PV panels, electrolysis unit and fuel cell. More work needs to be done to efficiently use the system.

5. Acknowledgment

This work has been conducted under the project 06/2012-16 which is supported by Gazi University Scientific Research Projects (BAP) program. Authors wish to thank Gazi University BAP for this support.

9. References

- [1] K. Hardo, and G. Zhao, "Controlled power interface between solar cells and ac source "IEEE Trans. On Power Electronics, vol.8, pp. 654-662, October 1993.
- [2] Dezso Sera, Remus Teodorescu, Jochen Hantischel, and Michael Knoll; "Optimized Maximum Power Point Tracker for Fast-Changing Environmental Conditions" IEEE Tran. On Industrial Electronics, vol. 55, No. 7, July 2008.
- [3] H.D. Maheshappa, J.Nagaraju, and M.V. Krishna Murthy " An improved maximum power point tracker using step-up converter with current locked loop" Renewable Energy Conversion and Management, vol.13 , No.2, pp. 195-201, 1998
- [4] Wu and R. W. G. Bucknall, "Downsizing fuel cell capacity in a hybrid hydrogen vehicle by regenerative energy capture with super capacitor," 2014 49th International Universities Power Engineering Conference (UPEC), Cluj-Napoca, 2014, pp. 1-6 Universities Power Engineering Conference (UPEC), Cluj-Napoca, 2014, pp. 1-6.
- [5] D. Xu, W. Zhang, H. Li and M. Chen, "A fuel cell uninterruptible power supply (FC-UPS) system," 2013 5th International Conference on Power Electronics Systems and Applications (PESA), Hong Kong, 2013, pp. 1-4. doi: 10.1109/PESA.2013.6828237
- [6] Altanneh N., Battery Charge System Design and Implementation for a Small Electric Car Using PV Panels and Full Cell, (Master Thesis), Gazi University, June 2012.



THE ATHENS INSTITUTE FOR EDUCATION AND RESEARCH

Abstract Book:

**1st Annual International Conference on
Mechanical Engineering
17-20 July 2017, Athens, Greece**

Edited by
Gregory T. Papanikos

2017

Abstracts
1st Annual International
Conference on
Mechanical Engineering
17-20 July 2017, Athens, Greece

Edited by Gregory T. Papanikos

First Published in Athens, Greece by the Athens Institute for Education and Research.

ISBN: 978-960-598-163-1

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored, retrieved system, or transmitted, in any form or by any means, without the written permission of the publisher, nor be otherwise circulated in any form of binding or cover.

8 Valaoritou Street
Kolonaki, 10671 Athens, Greece
www.atiner.gr

©Copyright 2017 by the Athens Institute for Education and Research. The individual essays remain the intellectual properties of the contributors.

Oguz Turgut
Professor, Gazi University, Turkey
Fatih Celen
Gazi University, Turkey
Omer Evran
Gazi University, Turkey
&
Burak Tigli
Gazi University, Turkey

Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Curved Square Duct with Longitudinal Triangular Rib Using Al₂O₃/Water Nanofluid

A numerical study in a curved square duct with longitudinal rib has been carried out to investigate the effects of rib size, Dean number and volume fraction of nanofluid on flow and heat transfer. Al₂O₃/water nanofluid is used as the working fluid. ANSYS Fluent 15.0 software is used for numerical simulation. Study is conducted for six Dean numbers changing from 250 to 1500, three different rib heights and seven volume fractions varying from 0.1 to 5 percent. Present results are compared with the results of literature. It is seen that present results are in good agreement with the results given in literature. Results show that Dean number, rib size and volume fraction affect the flow and heat transfer. It is also seen that using nanofluid in base fluid increases heat transfer. The square curved duct with longitudinal triangular rib used in this numerical study is shown in Fig. 1. Constant heat flux boundary condition is applied to the outer wall of the curved duct and to the walls of the rib. Other surfaces are assumed as insulated.

İKİ FARKLI SİKLON ÇIKIŞ BORU ÇAPI İÇİN SİKLON VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Oğuz TURGUT, Halil İbrahim EROL, Burak TIĞLI

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü-Temiz Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi (TEMENAR) 06570 Maltepe, Ankara
oturgut2006@gmail.com, halileroll@gmail.com, buraktigli@gmail.com

Özet: Endüstride yaygın olarak kullanılan katı-gaz ayırıcı büyük çaplı siklonların çıkış çapının basınç düşümü ve toz tutma verimi üzerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada ANSYS Fluent 17.0 paket programı kullanılmıştır. Çalışma sıkıştırılamaz türbülanslı akış şartlarında üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak Reynolds Stress Modeli kullanılmıştır. Çözümler tek ve çift fazlı olarak gerçekleştirilmiştir. Partikül olarak talaş küllü kullanılmıştır. Çalışma gövde çapı 700 mm olan iki farklı çıkış boru çapına sahip siklonlar için gerçekleştirilmiştir. Bu siklonlardan ilki çıkış çapı 350 mm olan yüksek verimli Stairmand siklonu ve ikincisi ise çıkış çapı 280 mm olan değiştirilmiş Stairmand siklonudur. Çalışma teğetsel girişli siklonda farklı hız değerleri için yapılmıştır. Siklondaki toplam basınç düşümü, hız bileşenlerinin siklondaki değişimleri ve siklon verimliliği incelenmiştir. Sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Çıkış çapının 350 mm'den 280 mm'ye değişmesi durumunda siklondaki toplam basınç kaybının sayısal çalışmada %88,1 artış gösterdiği gözlenmiştir. Artan giriş hızı ve azalan siklon çıkış boru çapı ile siklon toz tutma veriminin arttığı gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: CFD, Siklon, Sayısal analiz.

NUMERICAL INVESTIGATION OF CYCLONE EFFICIENCY FOR TWO DIFFERENT CYCLONE OUTLET PIPE DIAMETERS

Abstract: The effect of the outlet pipe diameter of solid gas separator large-scale cyclone, which are widely used in industry, on both pressure drop and dust collection has been studied numerically. Numerical study has been carried out using ANSYS Fluent 17.0 software for incompressible, three dimensional turbulent flow. Reynolds Stress Model is chosen as the turbulence model. Solutions are implemented for single and two-phase. Sawdust ash is used as particle. The present study is implemented for two different cyclones with cyclone diameter 700 mm. One of these cyclones, high efficiency Stairmand cyclone, has the outlet pipe diameter with 350 mm, and the other cyclone is the modified Stairmand cyclone with outlet pipe diameter 280 mm. The work is done in a cyclone with tangential inlet for different inlet velocity values. Total pressure loss in cyclone, the variation of velocity components in cyclone and cyclone efficiency are examined. It is seen that present results are in agreement with the literature results. It is also observed that when the cyclone outlet pipe diameter changes from 350 mm to 280 mm the total pressure drop in cyclone has an increase of %88.1. It is seen that cyclone efficiency increases with increasing inlet velocity and with decreasing cyclone outlet pipe diameter.

Keywords: CFD, Cyclone, Numerical analysis.

GİRİŞ

Teğetsel girişli siklonlar endüstride yaygın olarak gaz-katı ayırıcıları olarak kullanılırlar. Siklon tasarımı en önemli iki parametre düşük basınç kaybı ve partikül tutma verimidir.

Literatür taraması siklondaki basınç düşüşü ve siklon veriminin hesaplanmasına yönelik bir çok çalışmanın

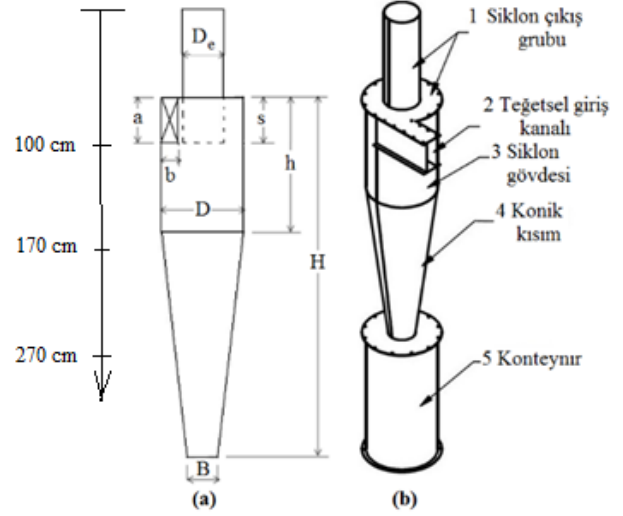
olduğunu göstermiştir (Lapple, 1951; Barth, 1956; Muschelknautz, 1970; Chan ve Lippmann, 1977; Dietz, 1981; Mothes ve Löffler, 1988; Izoa ve Leith, 1990; Liden ve Kenny, 1991; Avcı ve Karagöz, 2000, 2001, 2003; Karagöz ve Avcı, 2005; Elsayed ve Lacor, 2013). Toz yükü ile basınç düşümünün ilişkili olduğu bazı çalışmalarda ele alınmıştır (Gil vd. 2002). Leith ve Litch (1972) siklonlarda partikül tutma verimlerini hesaplamak için sayısal olarak çalışmışlardır. Dirgo ve Leith (1985)

siklon partikül tutma verimini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Slack vd. (2000) gövde çapı $D=0,205$ m olan Stairmand siklonunda nümerik çalışmalar yapmışlardır. Hoffman vd. (2001) siklon uzunluğunun basınç düşümü ile partikül toplama verimi üzerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Xiang ve Lee (2005) ve Chuah vd. (2006) yaptıkları çalışmada siklonlardaki konik kısmın dip çapının siklon verimliliğine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Derksen vd. (2008) yaptıkları sayısal çalışmada girdap yoğunluğunun etkisini incelemişlerdir. Kaya ve Karagöz (2008, 2009) çalışmalarında teğetsel girişli Stairmand siklonu üzerinde farklı türbülans modelleri üzerinde çalışmışlardır. Brar vd. (2015a, 2015b) siklon çıkış çapının siklon performansı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir.

Literatür taraması incelendiğinde siklon çıkış çapının siklon performansı üzerine etkisini inceleyen araştırmaların küçük gövdeye (350 mm'den küçük) sahip siklonlar için olduğu görülmüştür. Ayrıca kullanılan partiküllerin ise yüksek yoğunluklu oldukları görülmüştür. Bu nedenle gerçekleştirilen bu çalışmada büyük ölçekli siklonlarda siklon çıkış çapının siklon performansı üzerine olan etkisi düşük yoğunluklu partikül için sayısal olarak incelenmiştir (Erol, 2016).

SAYISAL ÇALIŞMA

Çalışmada kullanılan teğetsel girişli siklonun genel görünümü Şekil 1a'da verilmiştir. Kullanılan siklon parametre değerleri şu şekildedir: $a/D=0,5$, $b/D=0,2$, $c/D=1$, $h/D=1,5$, $H/D=4$, $B/D=0,375$, $s/D=0,5$, $h_c/D=1,5$, $D_c/D=0,4$, $0,5$. Burada D -siklon gövde çapı olup değeri $D=700$ mm olarak alınmıştır. D_c ise siklon çıkış borusu çapıdır. Çalışmada iki farklı siklon çıkış boru çapı $D_c=0,5D$ standart Stairmand siklonu ve $D_c=0,4D$ değiştirilmiş Stairmand siklonu kullanılmıştır. Şekil 1b'de ise siklonun ana kısımları verilmiştir. Bir numaralı kısım siklon çıkış grubu, iki numaralı kısım teğetsel giriş kanalını, üç numaralı kısım siklon gövdesini, dört numaralı kısım siklon konik kısmını ve beş numaralı kısım ise konteynırdır.



Şekil 1. (a) Stairmand siklonu parametreleri (b) Stairmand siklonunun bölümleri

Sıkıştırılabilir üç boyutlu türbülanslı akışta süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri sırasıyla şu şekildedir;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

Burada u_i -ortama hız, P -ortalama basınç, x_i -koordinat sistemi, ν -kinematik viskozite ve ρ ise yoğunluktur.

$\left(\overline{u_i' u_j'} \right)$ ise Reynolds stress terimidir. Eş. 1 ve 2'de

verilen korunum denklemleri türbülans modelinden gelen Eş. 3 ile verilen denklemler ile birlikte çözülür.

$$u_k \frac{\partial}{\partial x} \left(\overline{u_i' u_j'} \right) = D_{ij} + P_{ij} + \theta_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (3)$$

Burada D_{ij} -moleküler difüzyon terimi, P_{ij} -türbülans gerilmeleri terimi, θ_{ij} -basınç gerilme korelasyon terimi ve ε_{ij} -disipasyon terimi olup şu şekildedir;

$$D_{ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u_i' u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j' u_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (5)$$

$$\theta_{ij} = P \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \right) \quad (7)$$

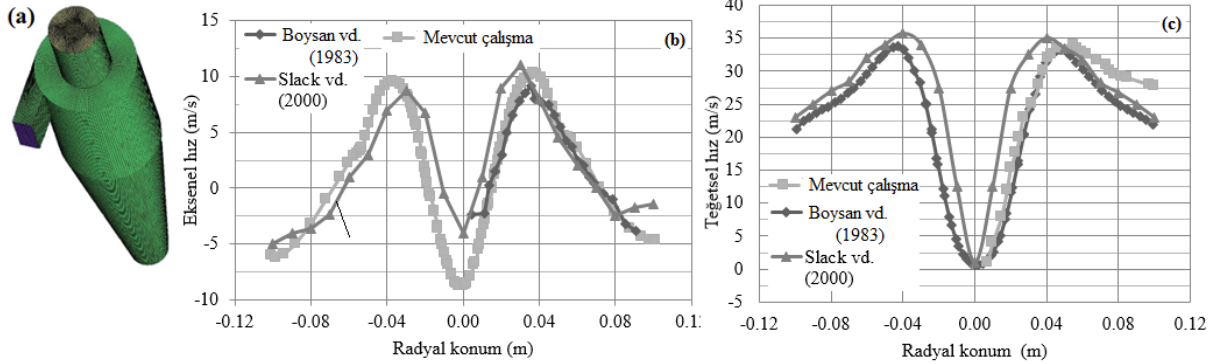
Reynolds sayısı şu şekilde hesaplanır;

$$Re = \rho D_h U / \mu \quad (8)$$

Burada, ρ -akışkanın yoğunluğu, D_h -hidrolik çap [$=4 \times \text{Alan} / \text{Çevre}$], U -akışkan giriş hızı ve μ -akışkanın dinamik viskozitesidir. Akışkan özellikleri 293K'de alınmıştır. Sayısal çalışmada Ayırık faz modeli kullanılmıştır. Siklon toz tutma verimi şu şekilde hesaplanır;

$$\eta(d_p) = \frac{\eta_{P,yakalanan}}{\eta_{P,siklona\ gönderilen} - \eta_{P,hesap\ edilemeyen}} \quad (9)$$

Eş. 9'da η -oransal partikül ayırma verimi, d_p -hesap edilmek istenen partikül çapı, $\eta_{P,yakalanan}$ - d_p çapındaki yakalanan partikül sayısı, $\eta_{P,siklona\ gönderilen}$ - d_p çapında siklona gönderilen partikül sayısı ve $\eta_{P,hesap\ edilemeyen}$ - d_p çapında partiküllerin siklonda hesap edilemeyen partikül sayısıdır.



Şekil 2. (a) Hücre yapısının görünümü; Eksenel (b) ve teğetsel (c) hızın radyal yöndeki değişimi

Mevcut Sayısal Çalışma Sonuçları

Sayısal çalışmanın literatür sonuçları ile test edilmesinden sonra asıl yapılmak istenilen çalışmaya geçilmiştir. Burada siklon gövde çapı sabit kalmak üzere ($D=700$ mm) siklon çıkış çapları $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ olan siklonlar için farklı giriş hızlarında sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir.

Eksenel hız partiküllerin konteynıra taşınmasını sağlarken, teğetsel hız ise merkezkaç kuvveti oluşturarak partikülün tozdan ayrılmasını sağlayarak doğrudan siklon

Sınır Şartları

Tek fazlı akışta siklonun iki numaralı bölgesi olan teğetsel giriş bölgesine üniform hızla (11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s) girdiği kabul edilmiştir. Çözüm alanının cidarlarında kaymanın olmadığı sınır şartı kabul edilmiştir. İki fazlı akış çözümünde ise tek faz için verilen sınır şartlarına ek olarak giriş ile çıkış bölgesinde kaçış sınır şartı, duvarlarda yansıma sınır şartı ve siklonun üç numaralı kısmı olan konik kısmın dip çapı duvar sınır şartından yakalama sınır şartına değiştirilmiştir.

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

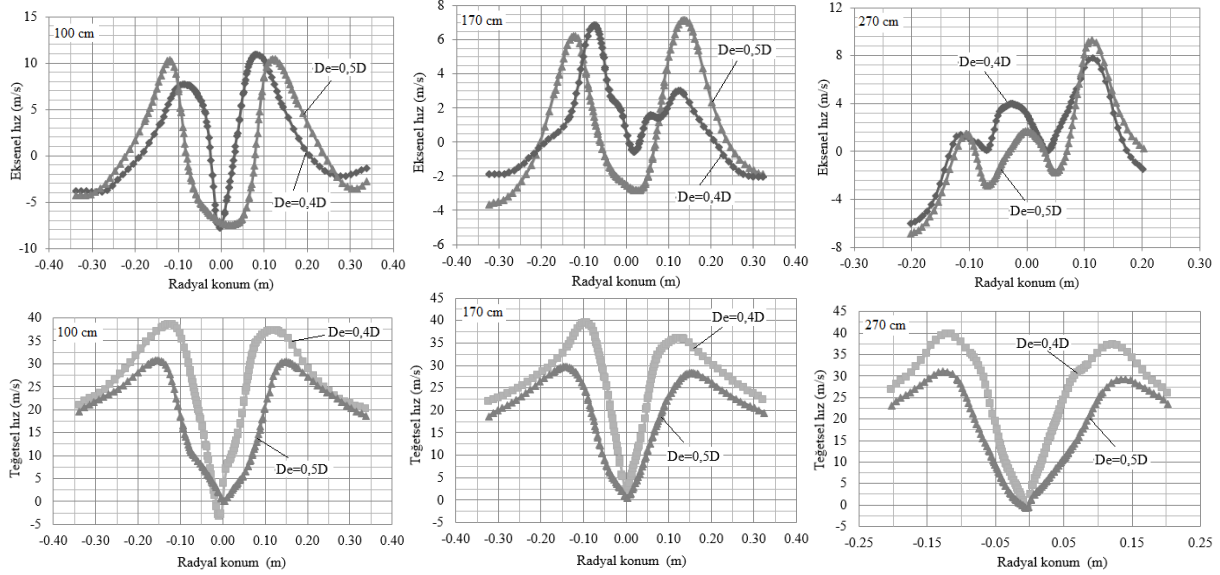
Sayısal Çalışmanın Doğruluğunun Test Edilmesi

Sayısal çalışmanın doğruluğu için Boysan vd. (1983)'nin deneysel çalışması ve Slack ve arkadaşlarının (2000) sayısal çalışması $D=205$ mm için burada tekrarlanmıştır. Bu çalışmada kullanılan hücre yapıları ANSYS ICEM CFD 17.0 yazılımı ile oluşturulmuştur. Mevcut sayısal çalışmada Slack ve diğerleri (2000)'nin önerdikleri gibi kübik (hexagonal) şeklindeki hücre elemanları kullanılmıştır. Tipik hücre yapısı siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ (standard Stairmand siklonu) için Şekil 2a'da görüldüğü gibidir. Sonuçların hücre sayısından bağımsızlığı sağlanmıştır. Eksenel ve teğetsel hız profillerinin radyal yöndeki değişimleri sırasıyla Şekil 2b ve Şekil 2c'de gösterilmiştir. Yapılan sayısal çalışma sonuçlarının literatür sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

performansı ile ilgilidir. Şekil 3'de siklon içerisinde üç farklı eksenel konumdaki eksenel ve teğetsel hız bileşenlerinin radyal yöndeki değişimleri siklon giriş hızının 16,5 m/s olması durumunda verilmiştir. Görüldüğü üzere eksenel hızın 100 cm konumunda (gövde içerisinde) $D_e=0,5D$ siklonundaki radyal yöndeki değişiminin gövde merkezine göre simetriye sahip olduğu söylenebilir. İki siklondaki maksimum eksenel hız değerlerinin bulunduğu yarıçap büyüklükleri siklon çıkış çapları ile paralellik göstermektedir. Eksenel hızın 170 cm konumundaki (konik kısım içerisi) $D_e=0,5D$ olan siklonda eksenel hızın radyal yöndeki değişimi gövde merkezine

göre simetrisi biraz bozulmaktadır. Siklon yarıçapı 9 cm'de eksenel hızın maksimum değerleri yaklaşık olarak 3 m/s ve 7 m/s değerini alırken siklon merkezinde -1 m/s ve gövde duvarlarında -2 m/s minimum değerlerini almaktadır. Eksenel hız $D_e=0,5D$ siklonunda maksimum değerini $R=12$ cm'de alırken $D_e=0,4D$ siklonunda ise $R=9$ cm'de maksimum değerini almaktadır. Eksenel yönde 270

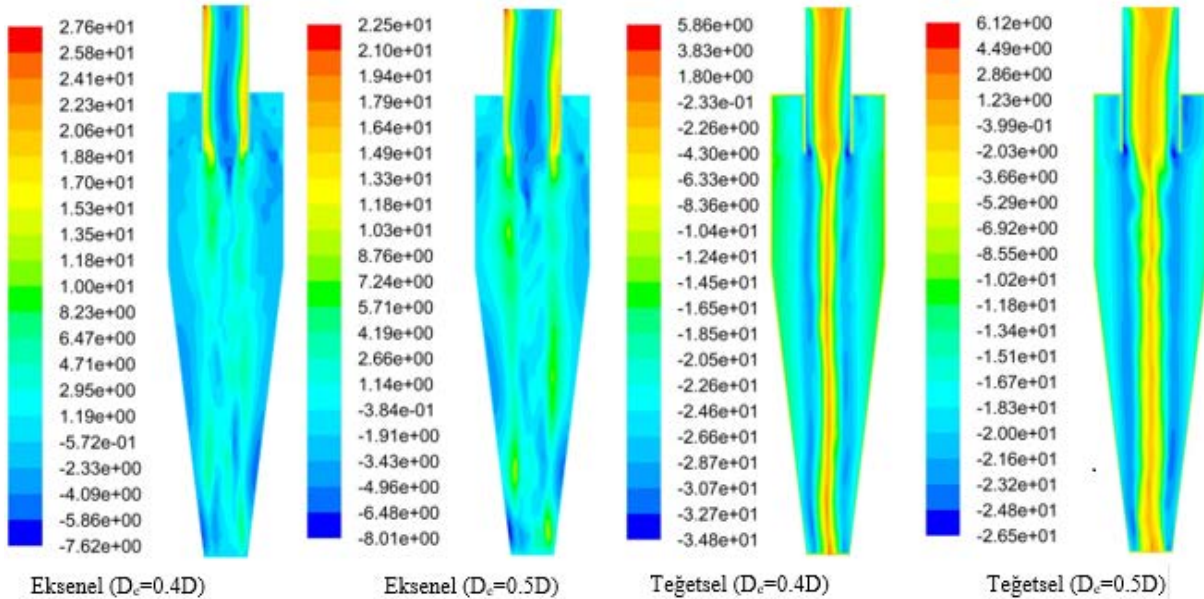
cm mesafedeki durumda ise eksenel hızın maksimum değerini $D_e=0,5D$ siklonunda yarıçap 12 cm'de 2 m/s ve 10 m/s değerlerini ve siklon merkezinde ise 2 m/s maksimum değerini aldığı görülmektedir. Her iki siklonda da hız profillerinin benzer davranış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 3. Giriş hızı 16,5 m/s için (a) 100 cm, (b) 170 cm, (c) 270 cm konumunda bulunan istasyonlardaki eksenel ve teğetsel hız bileşenlerinin görünümü

Şekil 3'de görüleceği üzere teğetsel hızın radyal yöndeki değişiminin her üç konumda da gövde merkezine göre simetriye sahip olduğu söylenebilir. Siklon çıkış boru çapının küçülmesi durumunda teğetsel hızın değişim aralığı alan küçülmesinden dolayı artış göstermiştir. Diğer bir ifade ile, teğetsel hız büyüklüğü aralığı siklon çıkış boru çapı küçülünce artmıştır.

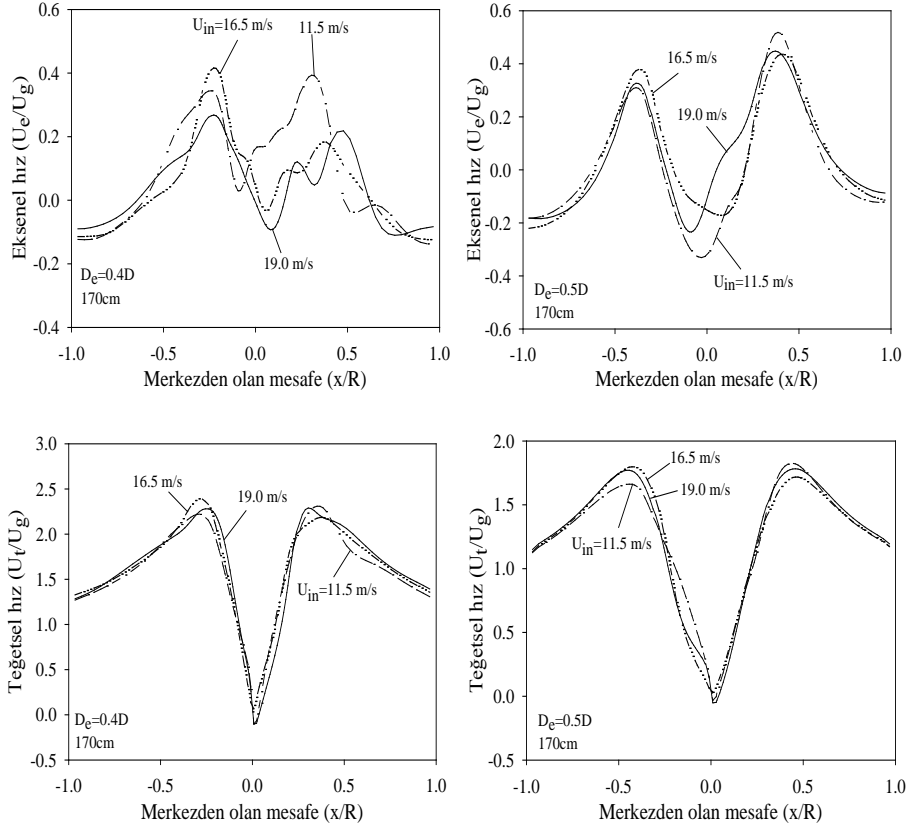
Eksenel ve teğetsel hız bileşenlerinin siklon boyunca değişimi her iki siklonda giriş hızının 16,5 m/s olması durumunda Şekil 4'de verilmiştir. Hız skalasından da görüleceği üzere siklon çıkış boru çapının küçülmesi hız bileşenlerinin değerlerinin artmasına neden olmuştur.



Şekil 4. Teğetsel giriş hızı 16,5 m/s için siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca eksenel ve teğetsel hız konturlarının görünümü

Şekil 5’de dört farklı hız değeri için $D_e=0,4D$ ile $D_e=0,5D$ siklonlarındaki eksenel ve teğetsel hız değerlerinin radyal yöndeki değişimleri 170 cm konumunda gösterilmiştir.

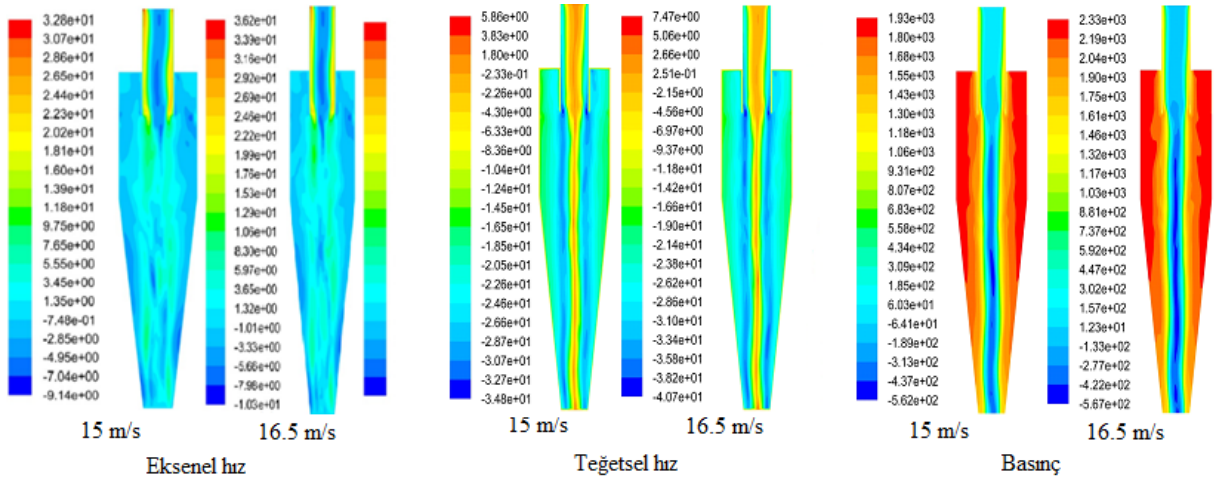
Giriş hızının artmasıyla birlikte eksenel hız artış göstermektedir. Görüldüğü üzere boyutsuz teğetsel hızın hemen hemen aynı kaldığı söylenebilir.



Şekil 5. Dört farklı giriş hız değeri için 170 cm konumundaki istasyonda boyutsuzlaştırılmış eksenel ve teğetsel hızların radyal yöndeki değişimleri

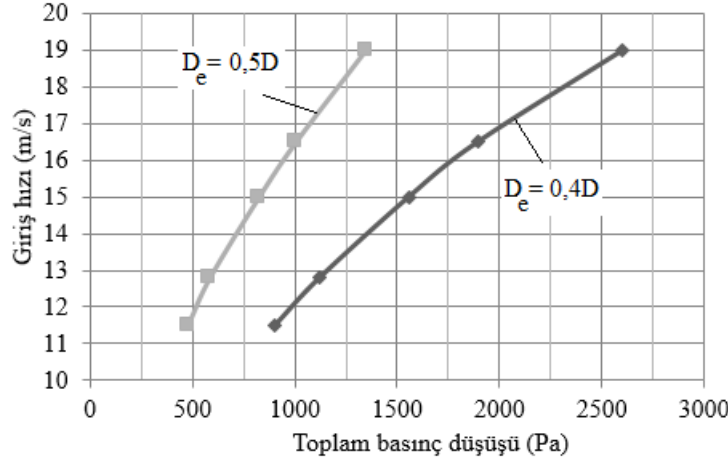
Giriş hızları 15 m/s ve 16,5 m/s olan $D_e=0,4D$ siklonundaki eksenel hız, teğetsel hız ve basınç konturlarının siklon boyunca olan değişimi Şekil 6’da

verilmiştir. Görüldüğü üzere artan hız değeri ile hız bileşenleri ve siklondaki basınç değerleri de artış göstermektedir.



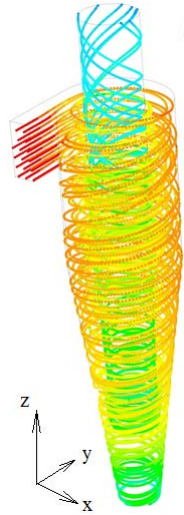
Şekil 6. İki farklı hız değeri için $D_e=0,4D$ siklonundaki eksenel hız, teğetsel hız ve basınç konturlarının görünümü

Giriş hız değerinin siklondaki basınç düşümü üzerine etkisi iki farklı siklonda Şekil 7 ile gösterilmiştir. Şekil 7'de ayrıca giriş hızının 12,8 m/s olması durumunda her iki siklondaki basınç konturları da gösterilmiştir. Artan hız değeri ile siklondaki basınç kaybı artış göstermektedir.



Şekil 7. Siklon giriş hızına göre basınç düşüşü ve siklon giriş hızı 12,8 m/s için her iki siklondaki basınç konturları

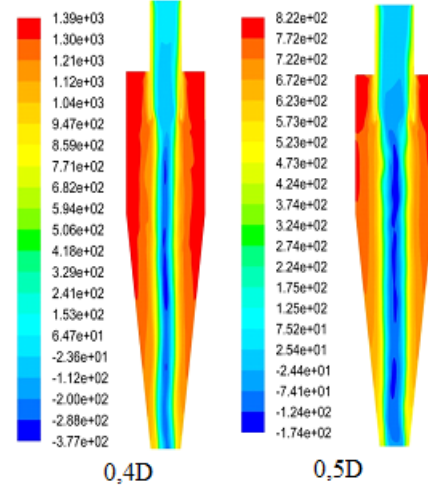
Şekil 8'de $D_e=0,5D$ siklonuna gönderilen partiküllerin siklonda izlediği yol görülmektedir. Görüldüğü üzere siklonun iç duvarlarından aşağıya doğru birinci girdap oluşmaktadır. Daha büyük partikülleri aşağıda bırakıp, küçük partiküllerle beraber hava akımı siklonun merkezinde ikinci bir girdap hareketini yukarıya doğru oluşturarak sistemi terk etmektedir.



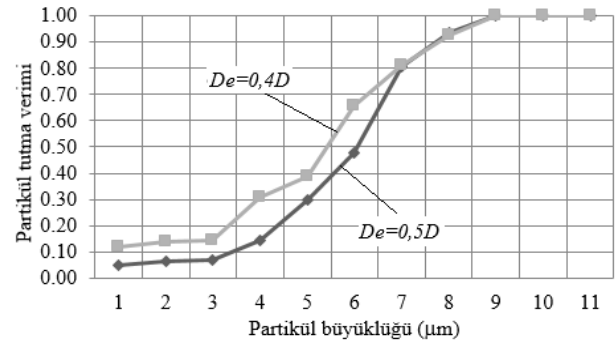
Şekil 8. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklona gönderilen partiküllerin izlediği yol

Siklona gönderilen partikül (ağaç talaşı) çapının $d_p=1 \mu m$ - $11 \mu m$ olması durumunda yapılan analiz değerlerinden elde edilen sonuçlar ile partikül çapına göre bulunan oransal partikül verimi giriş hızının 16,5 m/s olması durumunda Şekil 9'da verilmiştir. Görüldüğü üzere 9

Gerek giriş hızının basınç kaybı ile değişim grafiğinden, gerekse basınç kontur grafiğinden görüldüğü üzere sabit giriş hızı için azalan siklon boru çapında basınç kaybının arttığı da görülmektedir. Basınç kaybının artışı ise gerekli enerjinin artışı anlamına gelmektedir.



μm 'den küçük partiküller için bu iki siklon kıyaslandığında siklon boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ olan siklonun $D_e=0,5D$ 'ye göre %22,1 daha verimli olduğu görülmüştür.



Şekil 9. Partikül çaplarına göre hesaplanan ortalama partikül tutma verimi

Endüstride yaygın olarak kullanılan siklonların en önemli tasarım kriteri toz tutma verimliliği ve toplam basınç düşüşüdür. Birinci kriterde partikül büyüklüğü ve tehlike sınıfı dikkate alınarak tasarıma yön verilebilir. Bu çalışmada kullanılan ağaç talaşı külü eğer tehlikeli partikül olsaydı toz büyüklüğünün $9 \mu m$ 'nin üzerinde olması durumunda her iki siklonda partiküllerin tamamı tutulacağı için ikinci parametre olan toplam basınç düşüşüne göre tasarım kriteri belirlenebilir. Toplam basınç düşüşünün artması durumunda fanda tüketilen elektrik sarfiyatı artacağından siklon çıkış çapı büyük, toplam basınç düşüşü daha küçük $D_e=0,5D$ olan siklon $9 \mu m$ 'den

büyük partiküller için tercih edilebilir. Partikül büyüklüğü 9 µm'nin altındaki parçacıklar için ise $D_e=0.4D$ olan siklon daha iyi sonuç vermektedir.

TARTIŞMA

Bu çalışmada teğetsel girişli çıkış boru çapı $D_e=0.5D$ olan standard Stairmand siklonu ve çıkış boru çapı $D_e=0.4D$ olan değiştirilmiş Stairmand siklonu için tek fazlı ve çift fazlı olmak üzere sayısal çalışma yapılmıştır. Partikül olarak talaş küllü kullanılmıştır. Sayısal çalışma farklı giriş hızlarında (11,5-19 m/s) tekrarlanmıştır. Sayısal çalışmada ANSYS Fluent 17.0 paket programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Reynolds Stress Türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmanın doğruluğu literatür sonuçları ile test edilmiştir. Siklon çıkış çapının $D_e=0.5D$ 'den $D_e=0.4D$ 'ye değiştirilmesi sonucunda siklondaki teğetsel hızın arttığı görülmüştür. Giriş hızı 16,5 m/s için 9 µm ve üstündeki partiküller için her siklonda partiküllerin tamamını tutmuştur. Partikül büyüklüğü 9 µm'nin altındaki parçalarda siklon çıkış çapının $D_e=0.5D$ 'den $D_e=0.4D$ 'ye değiştirilmesi durumunda partikül tutma veriminin %22,1 arttığı hesaplanmıştır. Giriş hızı 16,5 m/s için siklon çıkış borusu çapı $D_e=0.5D$ 'den $D_e=0.4D$ 'ye değiştirilmesi durumunda toplam basınç düşüşü %80'den fazla artarken, partikül tutma verimi 9 µm'nin altındaki değerlerde %20 oranlarında artmaktadır.

Hava kirliliğinin kontrolünde izin verilen çevre emisyon değerlerini yakalayabilmek için bu çalışmadaki bilgiler kullanılabilir. Aksi taktirde siklon sonrası filtre kullanılması tehlikeli partiküller için kaçınılmazdır. Bu ise hem fazladan yatırım hem de fazladan işletme maliyeti anlamına gelmektedir.

KAYNAKLAR

Avcı A. and Karagoz I., 2000, A Mathematical Model for the Determination of a Cyclone Performance. *Int. Communication in Heat and Mass Transfer*, 27(2), 263-272.

Avcı A. and Karagoz I., 2001, Theoretical Investigation of Pressure Losses in Cyclone Separators, *Int. Communication in Heat and Mass Transfer*, 28(1), 107-117.

Avcı A. and Karagoz I., 2003, Effect of Flow and Geometrical Parameters on the Collection Efficiency in Cyclone Separators, *Aerosol Science*, 34(7), 937-955.

Barth W., 1956, Berechnung und Auslegung von Zyklonabscheiden auf Grund Neuerer Untersuchungen, *BWK* 8, 1-9.

Boysan F., Ewan B.C.R., Swithenbank J. and Ayers W.H., 1983, Experimental and Theoretical Studies of Cyclone Separator Aerodynamics, *ICHEME Symposium Series*, 69, 305-320.

Brar L.S., Sharma R.P. and Dwivedi R., 2015a, Effect of Vortex Finder Diameter on Flow Field and Collection Efficiency of Cyclone Separators, *Particulate Science and Technology*, 33(1), 34-40.

Brar L.S., Sharma R.P. and Elsayed K., 2015b, The Effect of the Cyclone Length on the Performance of Stairmand High-Efficiency Cyclone, *Powder Technology*, 286, 668-677.

Chan T. and Lippman M., 1977, Particle Collection Efficiencies of Air Sampling Cyclones: An Ampirical Theory, *Environmental Science & Technology*, 11, 377-382.

Chuah T.G., Gimbin J. and Thomas S.Y.C., 2006, A CFD Study of the Effect of Cone Dimensions on Sampling Aerocyclones Performance and Hydrodynamics, *Powder Technology*, 162, 126-132.

Derksen J.J., Van Den Akker H.E.A. and Sundaresan S., 2008, Two-Way Coupled Large-Eddy Simulations of the Gas-Solid Flow in Cyclone Separators, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 54, 872-885.

Dietz P.W., 1981, Collection Efficiency of Cyclone Separators. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 27, 888-892.

Dirgo J. and Leith D., 1985, Cyclone Collection Efficiency: Comparison of Experimental Results with Theoretical Predictions, *Aerosol Science and Technology*, 4, 401-411.

Elsayed K. and Lacor C., 2013, CFD Modeling and Multi-Objective Optimization of Cyclone Geometry Using Desirability Function, Artificial Neural Networks and Genetic Algorithms, *Applied Mathematical Modelling*, 37, 5680-5704.

Erol H.İ., 2016, *Siklon Çıkış Boru Çapının Siklon Verimliliğine Etkisinin Sayısal ve Deneyisel Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi.

Gil A., Cortes C., Romeo L.M. and Velilla J., 2002, Gas-Particle Flow Inside Cyclone Diplegs with Pneumatic Extraction, *Powder Technology*, 128, 78-91.

Hoffman A.C., De Groot M., Peng W., Dries H.W.A. and Kater J., 2001, Advantages and Risks in Increasing Cyclone Separator Length, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 47(11), 2452-2460.

Iozia D.L. and Leith D., 1990, The Logistic Function and Cyclone Fractional Efficiency, *Aerosol Science and Technology*, 12, 598-606.

Karagöz I. and Avcı A., 2005, Modelling of the Pressure Drop in Tangential Inlet Cyclone Separators, *Aerosol Science and Technology*, 39(9), 857-865.

Kaya F. and Karagöz I., 2008, Performance Analysis of Numerical Schemes in Highly Swirling Turbulent Flows in Cyclones, *Current Science*, 94(10), 1273-1278.

Kaya F. and Karagöz I., 2009, Numerical Investigation of Performance Characteristics of a Cyclone Prolonged with a Dipleg, *Chemical Engineering Journal*, 151, 39-45.

Lapple C.E., 1951, Processes Use Many Collector Types, *Chemical Engineering*, 58, 144-151.

Leith D. and Licht W., 1972, The Collection Efficiency of Cyclone Type Particle Collectors – A New Theoretical Approach, *AIChE, Symposium Series* 126(68), 196-206.

Liden G. and Kenny L.C., 1991, Comparison of Measured Respirable Dust Sampler Penetration Curves with Sampling Conventions, *Annals of Occupational Hygiene*, 35, 485-504.

Mothes H. and Löffler F., 1988, Prediction of Particle Removal in Cyclone Separators, *Int. Chemical Engineering*, 28, 231-240.

Muschelknautz E., 1970, Auslegung von Zyklonabscheidern in der Technischen Praxis, *Staub Reinhalt*, 30, 187-195.

Slack M.D., Prasad R.O., Bakker A. and Boysan F., 2000, Advances in Cyclone Modeling Using Unstructured Grids, *Chemical Engineering Research and Design*, 78(8), 1098-1104.

Xiang R.B. and Lee K.W., 2005, Numerical Study of Flow Field in Cyclones of Different Height, *Chemical Engineering and Processing*, 44, 877-883.

PERIODICALLY FULLY DEVELOPED LAMINAR FLOW AND HEAT TRANSFER IN A 2-D HORIZONTAL CHANNEL WITH STAGGERED FINS

by

Oguz TURGUT^{a*} and Kamil ARSLAN^b

^a Department of Mechanical Engineering and Clean Energy Research and Application Center,
Faculty of Engineering, Gazi University, Maltepe-Ankara, Turkey

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Karabuk University,
Karabuk, Turkey

Original scientific paper
<https://doi.org/10.2298/TSCI150315160T>

The 2-D periodically fully developed laminar forced convection fluid flow and heat transfer characteristics in a horizontal channel with staggered fins are investigated numerically under constant wall heat flux boundary condition. Study is performed using ANSYS Fluent 6.3.26 which uses finite volume method. Air ($Pr \cong 0.7$) and Freon-12 ($Pr \cong 3.5$) are used as working fluids. Effects of Reynolds number, Prandtl number, fin height, and distances between two fins on heat transfer and friction factor are examined. Results are given in the form of non-dimensional average Nusselt number and average Darcy friction factor as a function of Reynolds number for different fin distances and Prandtl numbers. The velocity and temperature profiles are also obtained. It is seen that as the fin distance increases, behavior approaches the finless channel, as expected. Also, thermal enhancement factors are given graphically for working fluids. It is seen that heat transfer dominates the friction as both the distance between two fins and Prandtl number increase. It is also seen that fins having blockage ratio of 0.10 in 2-D periodically fully developed laminar flow is not advantageous in comparison to smooth channel without fins.

Key words: laminar flow, heat transfer, parallel plate channel, fin, periodic flow, ANSYS Fluent

Introduction

Many compact heat exchangers operate in the laminar flow regime owing to small velocities and passage sizes. In addition, the passage lengths are too long. Hence, the flow is fully developed over much of the duct's length.

The laminar flow and heat transfer characteristics in 2-D channels with baffles or fins have been studied by many investigators. The investigation of forced convection in the 2-D duct attracts much interest due to its wide applications in many industrial systems, such as heat exchangers, nuclear reactors, and electronic cooling systems. To increase the heat transfer rates over the laminar fully developed values, devices such as ribs, fins or baffles that interrupt the development of the boundary-layers are usually placed on the channel walls with in-line or staggered arrangement.

When two series of fins are placed on the respective walls of a channel, the flow is expected to reach a periodic fully developed character after a short entrance length [1, 2]. A com-

* Corresponding author, e-mail: oturgut@gazi.edu.tr

prehensive review of laminar flow results up to the eighties was performed by Shah and London [3]. Webb and Ramadhyani [4] carried out numerical investigation of laminar forced convection conjugate heat transfer in two parallel plates mounted baffles on the surfaces with staggered arrangement. Constant heat flux boundary condition was applied on the top and bottom surfaces of the parallel plates. Periodically fully developed flow condition was observed in the channel. Different Reynolds numbers, Prandtl numbers, and geometries were investigated. Kelkar and Patankar [5] investigated numerically the flow and heat transfer in two parallel plates mounted baffles with staggered arrangement on the surfaces under constant wall temperature condition. It was observed that periodic flow condition was obtained in the channel at a certain distance from inlet of the channel. Lazaridis [6] investigated the heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins. An equation was generated from data of Kelkar and Patankar [5]. Cheng and Huang [7] investigated numerically laminar forced flow in two parallel plates having fins with staggered arrangement. The channel walls are kept at uniform but different surface temperatures. Velocity and temperature distributions of the periodically fully developed flow were examined through a stream function-vorticity method with a finite difference scheme. Based on the obtained solutions of flow field, the effect of Reynolds number and other geometric parameters on the heat transfer coefficient and the friction factor were evaluated. Luy *et al.* [8] conducted a 2-D numerical study to investigate the effect of series of fins, mounted on the bottom wall, on laminar fluid flow, and heat transfer. Two walls are kept at constant temperature but unequal temperature. Kim and Anand [9] studied numerically the laminar fully developing flow condition in the two parallel plates mounted blocks on the surfaces. Surfaces were isolated, and heat generating blocks were placed in the channel. Numerical investigation was conducted for different Reynolds numbers, block heights, thicknesses of the blocks, and thermal conductivities of the blocks. Wang *et al.* [10] examined numerically heat transfer for unsteady flow in parallel plates mounted fins with staggered and in-line arrangements. Yuan *et al.* [11] carried out a numerical study for the periodically fully developed flow in 2-D channels with stream-wise-periodic round disturbances on its two walls. Tehrani and Abadi [12] investigated numerically laminar flow and heat transfer in the entrance region of a 2-D horizontal channel, with in-line ribs, for constant surface temperature boundary condition. Results were obtained for the Reynolds numbers ranging from 100 to 500, Prandtl number of 0.7, and different blockage rates ranging between 0.1 and 0.3. It was reported that periodically fully developed condition for air takes place after the third to the sixth rib depending on the Reynolds number. Mousavi and Hooman [13] numerically investigated 2-D laminar fluid flow and heat transfer in the entrance region of a channel with staggered baffles at constant temperature boundary condition for Reynolds numbers between 50 and 500 and baffle heights ranging from 0 and 0.75. Onur *et al.* [14] conducted 2-D numerical analysis of laminar forced convection fluid flow and heat transfer between two isothermal parallel plates with baffles. Baffles were placed in staggered arrangement in the channel. The effect of the number of baffle and Reynolds number on flow and heat transfer was examined for hydrodynamically fully developed and thermally developing flow. It has been seen that the number of baffles and Reynolds number have important effect on flow and heat transfer. Results have also shown that increase in the Reynolds number and baffle number causes an increase in average Nusselt number and friction factor. Sripattanapipat and Promvong [15] presented a numerical study of 2-D laminar periodic flow in a channel containing staggered diamond shaped baffles. Turan and Oztop [16] analyzed 2-D laminar flow in a channel containing cutting edged disc using finite volume technique. Xia *et al.* [17] numerically studied periodically fully developed laminar flow in parallel plate channel for three groups of crescent-shape protrusions. Garg *et al.* [18] numerically investigated 2-D laminar flow and heat

transfer in a channel having diamond-shaped baffles. Turgut and Kizilirmak [19] conducted a numerical study to investigate the turbulent flow and heat transfer in a circular pipe with baffles. It was reported that the flow shows periodic behavior after a certain baffle.

Literature survey showed that most of the investigations stated above investigated the entrance region problem for air at constant temperature boundary condition. However, different behavior is anticipated when Prandtl number is greater than unity. Also, boundary condition affects the heat transfer performance in laminar flow. Therefore, in this study, periodically fully developed forced convection laminar flow and heat transfer characteristics in a 2-D horizontal channel mounted fins on the surfaces with staggered arrangements have been investigated numerically at constant wall heat flux boundary condition. The ANSYS Fluent 6.3.26 commercial code is used for numerical study. This investigation has been carried out for seven different Reynolds numbers ($100 \leq Re \leq 500$), two different Prandtl numbers (0.7 and 3.5), one fin height ($F/H = 0.10$) and the special case of finless state ($F/H = 0$), and five different distances between two fins ($1.0 \leq S/H \leq 4.0$). This study is motivated by the increasing use of compact heat exchangers in industry.

Numerical investigation

When two series of fins are placed on the respective walls of a channel, flow is expected to reach a periodic fully developed regime, where the velocity field repeats itself from module to module, after a short entrance region [1, 2]. It is, therefore, possible to calculate the flow and heat transfer in a typical module such as ABCD shown in fig. 1, without the need for the entrance region calculation. The computational domain of numerical investigation is designated in fig. 1. The fins with fin height, F , are placed uniformly at a pitch, L , in each fin series. Thickness of the fin, t , and channel height, H , are kept constant, and their values are 0.0015 m and 0.060 m, respectively. The values of other four parameters are varied in the following range: $S/H = 1.0-4.0$, $Pr = 0.7$, and 3.5, $Re = 100-500$, and $F/H = 0$ and 0.10. Flow is assumed laminar at $Re = 500$, because Berner *et al.* [2] indicated that flow is laminar for the Reynolds number of 600. Thus, blockage ratio, F/H , changes from 0 (smooth channel) to 0.10.

Numerical solutions are obtained using commercial software ANSYS Fluent 6.3.26. Air ($Pr \approx 0.7$) and Freon-12 ($Pr \approx 3.5$) are used as working fluid.

The continuity, momentum, and energy equations in Cartesian co-ordinate system for 2-D, steady, incompressible, Newtonian, constant properties, and periodically fully developed laminar viscous flow of a fluid with negligible body forces, viscous dissipation, and radiation heat transfer are given:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2a)$$

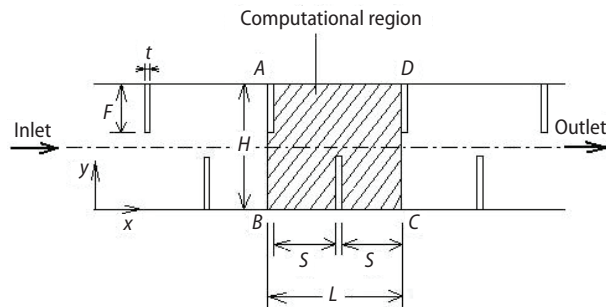


Figure 1. The computational model of the problem

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2b)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Boundary conditions are needed to solve the equations previously given. The velocity components u and v in a periodically fully-developed flow can be written with:

$$u(x, y) = u(x + L, y) \quad (4)$$

$$v(x, y) = v(x + L, y) \quad (5)$$

The pressure is expressed by:

$$p(x, y) = -\beta x + \bar{p}(x, y) \quad (6)$$

where, the quantity $\bar{p}(x, y)$ is evaluated:

$$\bar{p}(x, y) = \bar{p}(x + L, y) \quad (7)$$

The inlet and outlet temperature boundary conditions can be written:

$$\frac{T(x, y) - T_w}{T_b(x) - T_w} = \frac{T(x + L, y) - T_w}{T_b(x + L) - T_w} \quad (8)$$

where

$$T_b(x) = \frac{\iint u T dA}{\iint u dA} \quad (9)$$

Equations (4), (5), (7), and (8) describe the inlet and outlet boundary conditions. Constant heat flux, $\dot{q}_w'' = 40 \text{ W/m}^2$, and no-slip boundary conditions are used on the fin surfaces and channel walls, *i. e.*:

$$u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{\dot{q}_w''}{k} \quad (10)$$

Non-dimensional Reynolds number, average Nusselt number, and average Darcy friction factor are defined:

$$\text{Re} = \frac{\rho U_o D_h}{\mu} \quad (11)$$

$$\text{Nu}_m = \frac{h_m D_h}{k} \quad (12)$$

$$f_m = 2 \frac{\Delta p}{\rho U_o^2} \frac{D_h}{L} \quad (13)$$

Average convective heat transfer coefficient can be evaluated as shown in eq. (14):

$$h_m = \frac{\dot{q}_w''}{\left(T_w - \frac{T_i + T_o}{2} \right)} \quad (14)$$

where T_w is evaluated:

$$T_w = \frac{1}{A} \int T dA$$

In order to compare the performance of all configurations tested, the results are given with thermal enhancement factor [20-23]:

$$\eta = \frac{\frac{Nu_m}{Nu_o}}{\left(\frac{f_m}{f_o}\right)^{1/3}} \quad (15)$$

The physical properties of the fluid are assumed to remain constant and taken at the bulk temperature of 300 K [24].

Computational method

In this study, a general-purpose finite-volume based commercial CFD software package ANSYS Fluent 6.3.26 has been used to carry out the numerical study. The code provides mesh flexibility by structured and unstructured meshes.

Computations are performed for laminar flow conditions. The energy equation is solved neglecting radiation as well as viscous dissipation effects. Quadrilateral cells are created with a fine mesh near the walls in Gambit 2.3. A non-uniform grid distribution was employed. Typical grid distribution in the vicinity of fin and channel wall is depicted in fig. 2. Close to each wall and fin surfaces, the number of grid points or control volumes are increased to enhance the resolution and accuracy. This is done to provide a sufficiently clustered mesh near the duct walls and to avoid sudden distortion and skewness.

The grid independence study is performed for all computational studies by refining the grid size until the variation in both the average Nusselt number and the average Darcy friction factor are less than 0.7%. Typical variation of the average Nusselt number and the average Darcy friction factor with mesh size is given in fig. 3 for $S/H = 2.0$, $F/H = 0.10$, $Re = 500$, and $Pr = 0.7$. Nine grid systems are tested in order to investigate the grid size effect for $S/H = 2.0$, $F/H = 0.10$, $Re = 500$, and $Pr = 0.7$. Grid sizes are changed from 789 to 24377. It is seen that the increase of grid number from 12286 to 24377 has no significant effect in the calculated values of average Nusselt number and average Darcy friction factor. Therefore, grid size is as-

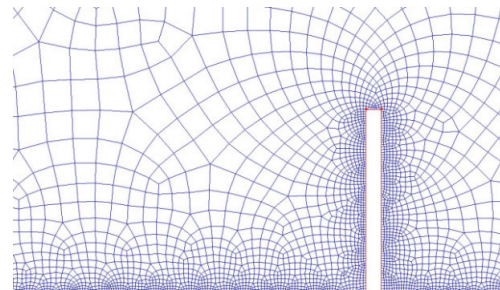


Figure 2. Typical mesh distribution of the computational domain

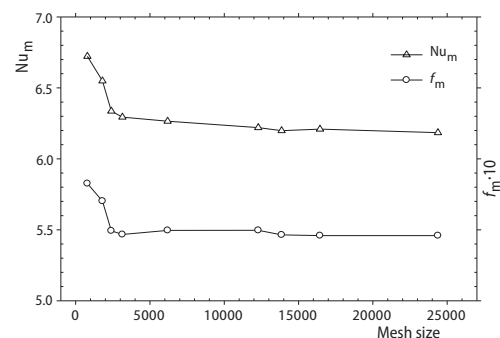


Figure 3. Variation of average Nusselt number and average Darcy friction factor with mesh size

sumed to be fixed and equal to 12,286 for $S/H = 2.0$, $F/H = 0.10$, $Re = 500$, and $Pr = 0.7$. For other parameters analyzed here, the grid independence study is obtained in a similar manner.

Steady segregated solver is used with second order upwind scheme for convective terms in the mass, momentum, and energy equations. For pressure discretization, the standard scheme is employed while the SIMPLE algorithm is used for pressure velocity coupling discretization. No convergence problems are observed. To obtain convergence, each equation for mass, momentum and energy is iterated until the residual falls below $1 \cdot 10^{-6}$.

Results and discussion

Variation of average Nusselt number and average Darcy friction factor with distance between two fins, Reynolds number, and Prandtl number has been investigated numerically. Numerical results obtained under steady-state conditions are presented in figs. 4-16.

Before presenting the new results, it is appropriate to validate the solution procedure to ascertain the accuracy and reliability of the flow and heat transfer results. For this purpose, the numerical computation is carried out for air flowing in a parallel plate channel at $F/H = 0.10$ and $S/H = 2.0$ for $Re = 200$. The

Table 1. Comparison of numerical result with literature

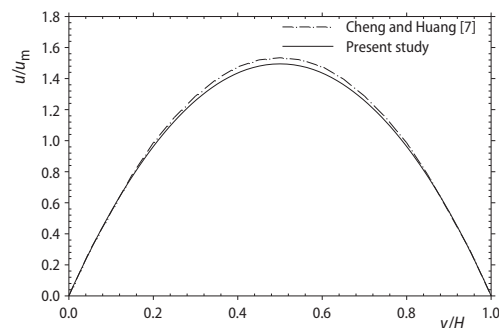
| | Present study | Kelkar and Patankar [5] | Cheng and Huang [7] |
|---------------------|---------------|-------------------------|---------------------|
| $f_m Re / (f Re)_o$ | 1.23 | 1.2 | 1.2 |

result of this computation is compared with the result of Kelkar and Patankar [5] and Cheng and Huang [7] shown in tab. 1. It is seen that the present numerical result for Darcy friction factor is in good agreement with the literature.

Comparison of the x -velocity profile of this present study and the results of Cheng and Huang [7] is given in fig. 4 in the fully developed flow for $F/H = 0$ (*i. e.* smooth channel) at $Re = 100$. Figure 4 shows that the results of present study are in good agreement with those of Chen and Huang [7].

The typical velocity and temperature distributions of air-flow in duct for different Reynolds numbers are given in figs. 5 and 6, respectively, for $S/H = 1.0$. It is obtained that velocity magnitudes increase with increasing Reynolds number. However, increasing Reynolds number decreases the magnitudes of the local temperature at a point in a channel. As can be seen in fig. 5, velocity field is affected due to presence of fin.

Figure 4. The x -velocity profile in the fully developed flow for $F/H = 0$



The temperature distribution in duct at $Re = 500$ for flow of air ($Pr \cong 0.7$) and Freon-12 ($Pr \cong 3.5$) is given in figs. 7(a) and 7(b), respectively, for $S/H = 1.0$. It is seen in the figure that the temperature distribution in duct changes with changing working fluid.

Figure 8 shows the typical streamline profiles of the air-flow in the computational domain for different Reynolds numbers at $S/H = 1.0$. After the flow enters the channel, it separates from fin tip, and re-circulation area occurs after fin. It is seen that large re-circulation region occurs as Reynolds number increases. Thus, the re-attachment point moves away from fin, on the bottom wall, when Reynolds number increases. Also, the strength of the re-circulation flow increases with increasing Reynolds number. As can be seen in fig. 8, flow is deflected due to fins but do not impinge upon opposite wall.

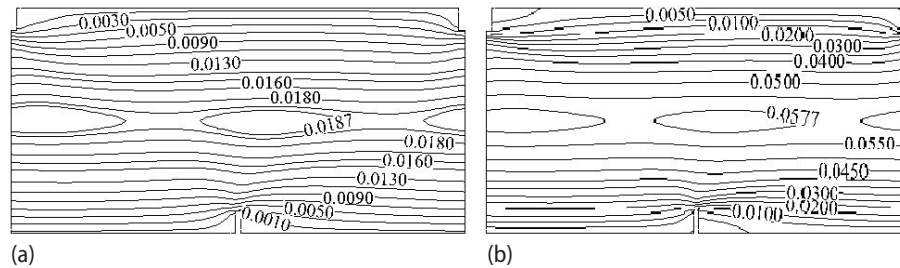


Figure 5. Velocity distribution for air-flow in duct; (a) Re = 100, (b) Re = 300, (c) Re = 500

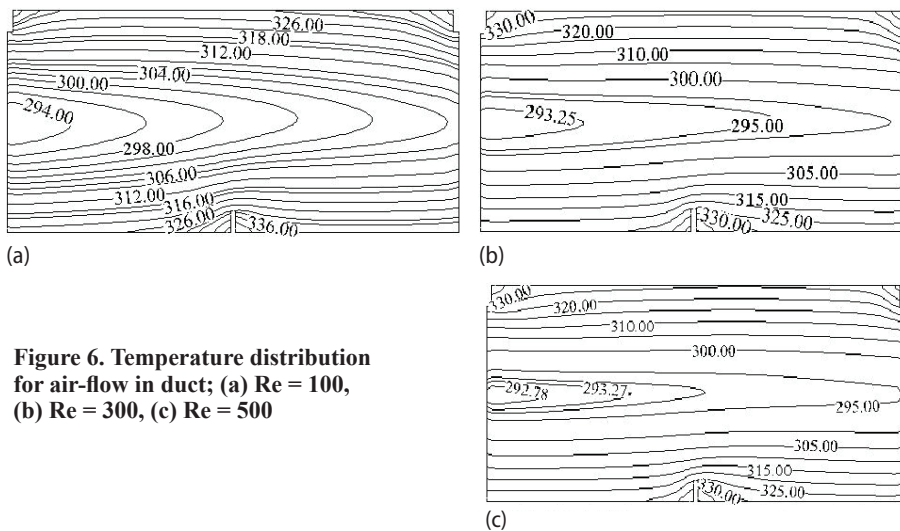


Figure 6. Temperature distribution for air-flow in duct; (a) Re = 100, (b) Re = 300, (c) Re = 500

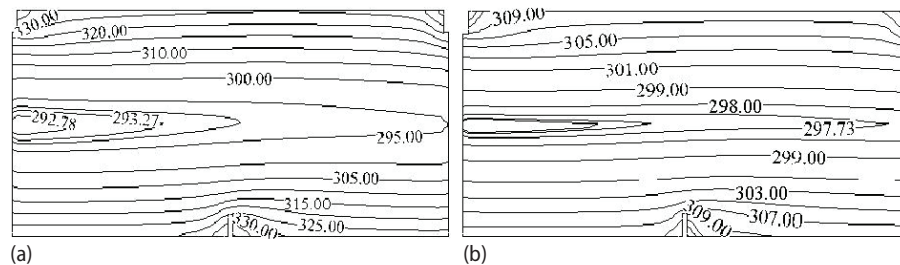


Figure 7. Temperature distribution at Re = 500 for (a) air, (b) Freon-12

The results of the computations are given in figs. 9 and 10 in terms of the ratios Nu_m/Nu_o and $f_m Re/(f Re)_o$ where the subscript “o” refers to the unfinned parallel plate channel. The values of Nu_o and $(f Re)_o$ are 8.23 and 96, respectively [24].

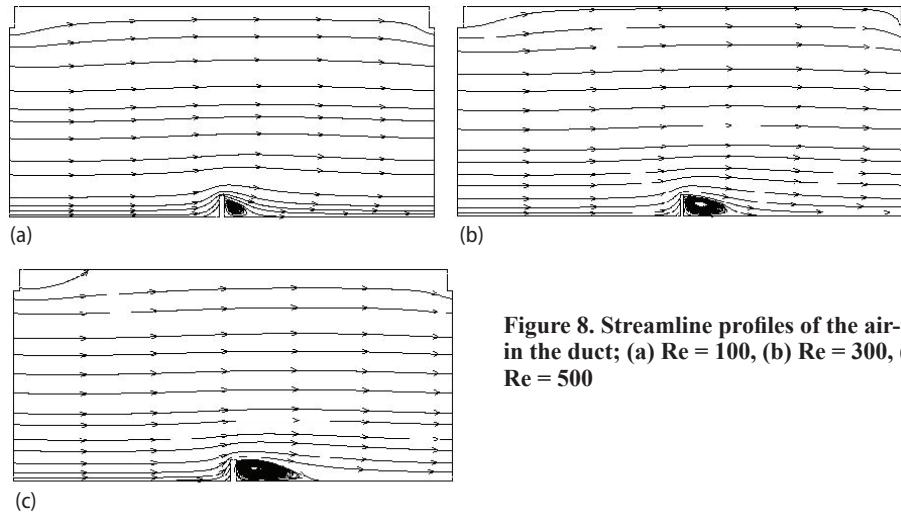


Figure 8. Streamline profiles of the air-flow in the duct; (a) $Re = 100$, (b) $Re = 300$, (c) $Re = 500$

The normalized average Nusselt number is plotted in figs. 9(a) and 9(b) as a function of Reynolds number at different S/H for air and Freon-12, respectively. It is seen that increasing the distance between the two fins increases heat transfer. Nusselt number increases 20 and 16% as S/H changes from 1.0 to 4.0 for air and Freon-12, respectively. As the fin distance increases, the behavior approaches that in a finless channel. In other words, Nu_m/Nu_0 approaches unity. As can be seen in fig. 9, Nu_m/Nu_0 is less than unity. It is also seen that the ratios Nu_m/Nu_0 slightly decreases as Reynolds number increases. This result agrees with the results of Kelkar and Patankar [5] and Tehrani and Abadi [12]. It can be interpreted as that fins with $F/H = 0.10$ do not have important effect to inflict flow on the opposite walls (please see fig. 8). The length of the re-circulation region increases as Reynolds number increases (please see fig. 8). That is, direct contact between fluid and wall decreases as Reynolds number increases. Thus, decreased direct contact length results in low heat transfer.

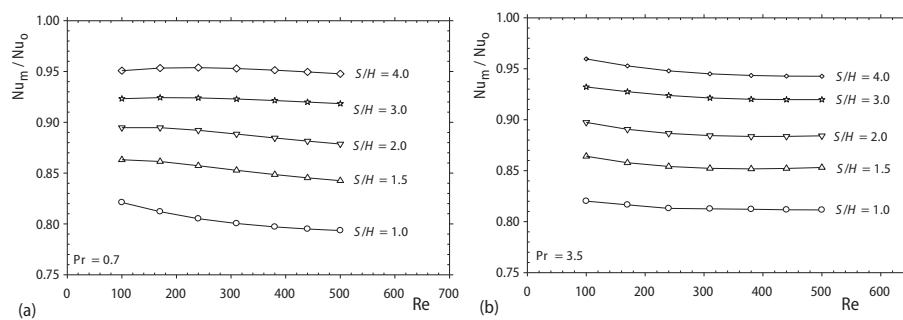


Figure 9. Variation of normalized average Nusselt number with Reynolds number for different S/H ; (a) $Pr = 0.7$, (b) $Pr = 3.5$

The normalized average Darcy friction factor as a function of Reynolds number is sketched in figs. 10(a) and 10(b) at different S/H for air and Freon-12, respectively. As can be seen from figs. 10(a) and 10(b), increasing the distance between the two fins decreases the friction factor at a given Reynolds number. In other words, closer spacing causes higher pressure drop. It is also seen that the ratios $f_m Re/(f Re)_0$ increases as Reynolds number increases. On

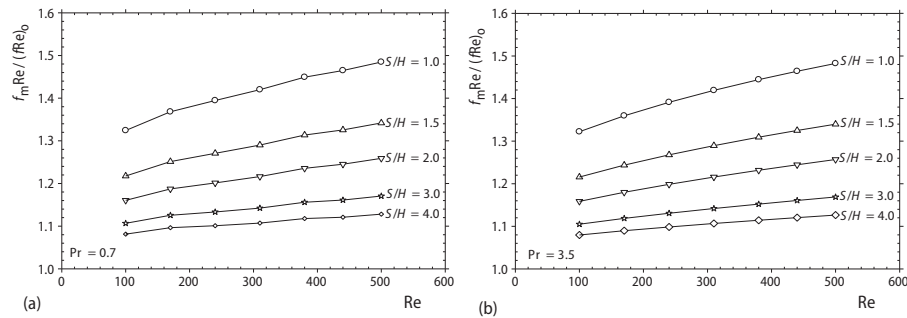


Figure 10. Variation of normalized average Darcy friction factor with Reynolds number for different S/H ; (a) $Pr = 0.7$, (b) $Pr = 3.5$

average, friction factor decreases 24% as S/H changes from 1.0 to 4.0 for both air and Freon-12. As can be seen in fig. 10, as the fin distance becomes large, the behavior approaches that in a finless channel. That is, $f_m Re / (f Re)_0$ approaches unity.

Typical average Nusselt number as a function of fin distance is presented in fig. 11(a) at $Re = 100$ for $Pr = 0.7$ and $Pr = 3.5$. As shown in fig. 11(a), the average Nusselt number for $Pr = 3.5$ is higher than that of $Pr = 0.7$ at a given fin distance. It is seen that as the fin distance becomes large, the behavior approaches that in a finless channel. In other words, the value of Nu_m / Nu_0 approaches unity. The phenomenon is similar to that observed by Kelkar and Patankar [5].

Figure 11(b) shows the normalized average Darcy friction factor as a function of fin distance at $Re = 100$ for $Pr = 0.7$ and $Pr = 3.5$. As shown in fig. 11(b), Prandtl number does not affect the friction factor. It is also seen that friction factor decreases with increasing distance between two fins. In other words, as the distance between two fins increases, the result approaches the result of finless channel and that is, $f_m Re / (f Re)_0$ approaches unity. This result is similar to that observed by Kelkar and Patankar [5] and Garg *et al.* [18].

Effect of Prandtl number on heat transfer and friction is shown in figs. 12(a) and 12(b), respectively, for $S/H = 1.0$. Attention now is focused to the fig. 12(a). It is observed that average Nusselt number for Freon-12 ($Pr \approx 3.5$) is higher than the average Nusselt number for air ($Pr \approx 0.7$). As for the friction factor, it is seen from fig. 12(b) that average Darcy friction factor is the same for both air and Freon-12. It is also seen that average Darcy friction factor increases while the Reynolds number increases.

Thermal enhancement factors of the configuration for different S/H are shown as a function of Reynolds number in figs. 13(a) and 13(b) for air and Freon-12, respectively. It is

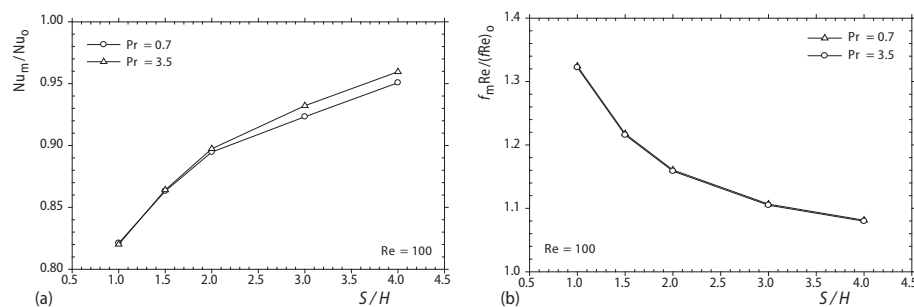


Figure 11. Variation of normalized average Nusselt number (a) and average Darcy friction factor (b) with fin distance

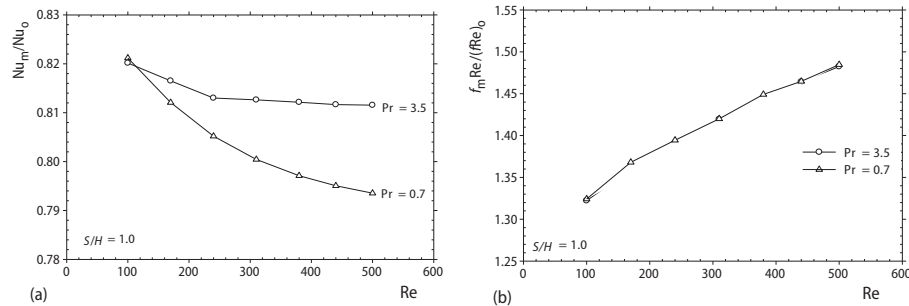


Figure 12. Variation of normalized average Nusselt number (a) and average Darcy friction factor (b) with Reynolds number for two different Prandtl numbers

seen that thermal enhancement factor of the configuration increases with the increasing distance between two fins for a constant Reynolds number. It can be explained that heat transfer dominates the friction while distance between two fins increases at a constant Reynolds number. It is also seen that thermal enhancement factor of the configuration slightly decreases as the Reynolds number increases. In other words, friction dominates the heat transfer as the Reynolds number increases at constant S/H . As can also be seen from fig. 13, as the fin distance increases, thermal enhancement factor approaches the finless channel for which $\eta = 1$. It is also seen that the enhancement factor for all S/H is below unity. This indicates that this blockage ratio, $F/H = 0.10$, is not advantageous in comparison to smooth channel without fins in periodically fully developed laminar flow. This result agrees with that of Promvongse *et al.* [25], he concluded that enhancement factor for the 90° baffle indicates a decrease trend for blockage ratio less than or equal to 0.2.

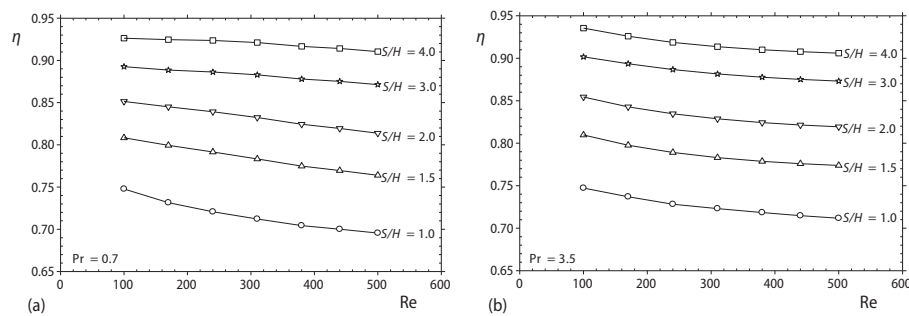


Figure 13. Variation of thermal enhancement factors of the configuration with Reynolds number for (a) Pr = 0.7 and (b) Pr = 3.5

In order to see the thermal enhancement factor of the configuration with two different Prandtl numbers, thermal enhancement factors of the configuration are depicted as a function of Reynolds number in fig. 14 for $S/H = 1.0$. It is seen that thermal enhancement factor of the configuration is higher for Pr = 3.5 than Pr = 0.7. That is, it can be said that heat transfer dominates the friction while the Prandtl number increases from Pr = 0.7 to 3.5 at constant Reynolds number.

Typical dimensionless axial velocity profiles u/U_0 for air are plotted along channel height in fig. 15 at $x = 0.002$ m distance after the fin on the bottom wall for $S/H = 1.0$ at Re = 100 and 500. Axial velocity values are scaled to the inlet velocity. The negative velocities

indicate the presence of re-circulation behind the fin on the bottom wall. It is seen from inset, fig. 15, that the intensity of reverse flow increases with increasing Reynolds number, thus reverse flow with high intensity results in high pressure loss and high friction factor. This conclusion can also be seen in fig. 8.

The variation of dimensionless reattachment length x_r/H , evaluated from after the bottom baffle in the flow direction, with Reynolds number is shown in fig. 16 for $S/H = 1.0$. It is seen that the re-attachment length increases as Reynolds number increases. This result can also be seen from fig. 8.

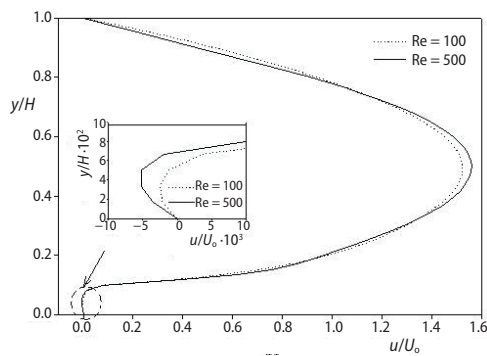


Figure 15. Typical dimensionless axial velocity profiles after the fin on the bottom wall for air at $Re = 100$ and $Re = 500$

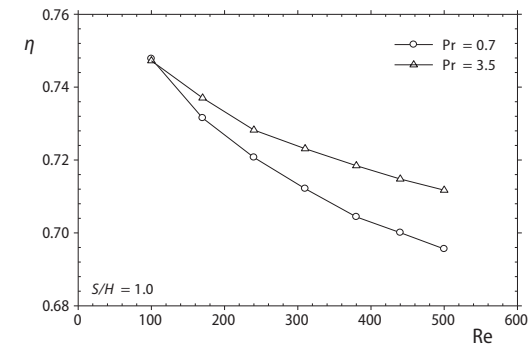


Figure 14. Variation of thermal enhancement factor of the configuration with Reynolds number for air and Freon-12

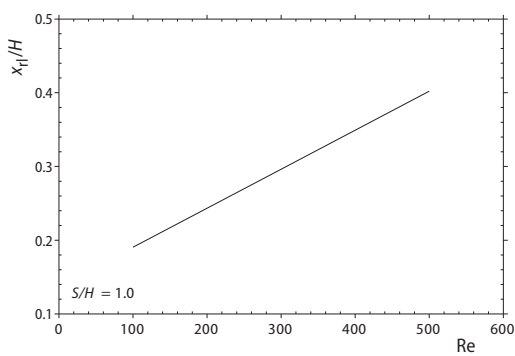


Figure 16. Re-attachment length vs. Reynolds number

Conclusions

In this study, 2-D laminar fluid flow and heat transfer characteristics between two horizontal parallel plates with staggered fins are investigated numerically under periodically fully developed conditions. The ANSYS Fluent 6.3.26 commercial code is used in this investigation. Constant heat flux boundary condition is applied on the surfaces of the channel and fins. Study is implemented for one fin height ($F/H = 0.10$) and the special case of finless state ($F/H = 0$), different Reynolds numbers ($Re = 100-500$), Prandtl numbers ($Pr = 0.7$ and 3.5), and different distances between two fins ($S/H = 1.0-4.0$). It is obtained that heat transfer in the channel slightly decreases with increasing Reynolds number, but it increases with increasing fin distance for the blockage ratio of 0.10 in 2-D periodically fully developed laminar flow. It is also seen that heat transfer in the channel for $Pr = 3.5$ is higher than that of $Pr = 0.7$. Friction factor increases with increasing Reynolds number. However, it decreases with increasing fin distance. It is seen that friction factor is the same for both air and Freon-12. Thermal enhancement factor of the configuration increases with fin distance and with the range of investigated Prandtl number, but slightly decreases with Reynolds number. It is concluded that fins having blockage ratio of 0.10 in 2-D periodically fully developed laminar flow is not advantageous in comparison to smooth channel without fins.

Nomenclature

| | | | |
|-------------|---|----------------------|---|
| A | – channel cross section area, [m ²] | S | – distance between two staggered fins, [m] |
| D_h | – hydraulic diameter, ($= 2H$), [m] | T | – temperature, [K] |
| F | – fin height, [m] | T_b | – bulk temperature, [K] |
| f_m | – average Darcy friction factor, [–] | T_i | – inlet temperature, [K] |
| f_o | – average Darcy friction factor in finless duct, [–] | T_o | – outlet temperature, [K] |
| H | – channel height, [m] | T_w | – wall temperature of the duct, [K] |
| h_m | – average convective heat transfer coefficient, [Wm ⁻² K ⁻¹] | t | – fin thickness, [m] |
| k | – thermal conductivity, [Wm ⁻¹ K ⁻¹] | U_o | – inlet velocity magnitude, [ms ⁻¹] |
| L | – length of the periodic zone, [m] | u, v | – the velocity components in x- and y-co-ordinates, [ms ⁻¹] |
| Nu_m | – average Nusselt number, [–] | x_{rl} | – re-attachment length, [m] |
| Nu_o | – average Nusselt number in finless duct, [–] | x, y | – Cartesian co-ordinates |
| Pr | – Prandtl number, [–] | Greek symbols | |
| p | – fluid pressure, [Pa] | α | – thermal diffusion coefficient, [m ² s ⁻¹] |
| Δp | – pressure loss, [Pa] | β | – global pressure gradient, [Pa·m ⁻¹] |
| \bar{p} | – periodic variation term, [Pa] | η | – thermal enhancement factor, [–] |
| \dot{q}_w | – heat flux, [Wm ⁻²] | μ | – dynamic viscosity, [kgm ⁻¹ s ⁻¹] |
| Re | – Reynolds number, [–] | ν | – kinematic viscosity, [m ² s ⁻¹] |
| | | ρ | – density, [kgm ⁻³] |

References

- [1] Patankar, S. V., *et al.*, Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise Periodic Variation of Cross-Sectional Area, *Journal of Heat Transfer*, 99 (1977), 2, pp. 180-186
- [2] Berner, C., *et al.*, Flow Around Baffles, *Journal of Heat Transfer*, 106 (1984), 4, pp. 743-749
- [3] Shah, R. K., London, A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts, in: *Advances in Heat Transfer* (Eds. T. F. Irvine, J. P. Hartnett), Academic Press, New York, USA, 1978
- [4] Webb, B. W., Ramadhyani, S., Conjugate Heat Transfer in a Channel with Staggered Ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (1985), 9, pp. 1679-1687
- [5] Kelkar, K. M., Patankar, S. V., Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins, *Journal of Heat Transfer*, 109 (1987), 1, pp. 25-30
- [6] Lazaridis, A., Heat Transfer Correlation for Flow in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins, *Journal of Heat Transfer*, 110 (1988), Aug., pp. 801-802
- [7] Cheng, C. H., Huang, W. H., Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channels with Transverse Fin Array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34 (1991), 11, pp. 2739-2749
- [8] Luy, C. D., *et al.*, Forced Convection in Parallel-Plate Channels with a Series of Fins Mounted on the Wall, *Applied Energy*, 39 (1991), Dec., pp. 127-144
- [9] Kim, S. H., Anand, N. K., Laminar Developing Flow and Heat Transfer between Series of Parallel Plates with Surface-Mounted Discrete Heat Sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (1994), 15, pp. 2231-2244
- [10] Wang, G., *et al.*, Unsteady Heat Transfer in Baffled Channels, *Journal of Heat Transfer*, 118 (1996), 3, pp. 585-591
- [11] Yuan, Z. X., *et al.*, Numerical Prediction for Laminar Forced Convection Heat Transfer in Parallel-Plate Channels with Streamwise-Periodic Rod Disturbances, *International Journal of Numerical Methods of Fluids*, 28 (1998), 9, pp. 1371-1387
- [12] Tehrani, F. B., Abadi, M. N., Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse Fins, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 31 (2004), 2, pp. 211-220
- [13] Mousavi, S. S., Hooman, K., Heat and Fluid Flow in Entrance Region of a Channel with Staggered Baffles, *Energy Conversion and Management*, 47 (2006), 15-16, pp. 2011-2019
- [14] Onur, N., *et al.*, Numerical Investigation of the Effect of Baffles, Placed between Two Parallel Plates on Flow and Heat Transfer under Condition of Laminar Forced Convection, *Journal of Thermal Science and Technology*, 27 (2007), 2, pp. 7-13

- [15] Sripattanapipat, P., Promvonge, P., Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in a Channel with Diamond-Shaped Baffles, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 36 (2009), 1, pp. 32-38
- [16] Turan, B., Oztop, H. F., Analysis of Heat Transfer in a Heated Tube with a Different Typed Disc Insertion, *Thermal Science*, 16 (2012), 1, pp. 139-149
- [17] Xia, H. H., *et al.*, Simulation of Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortex Generators in Dimple Heat Exchangers, *Energy*, 74 (2014), Sep., pp. 27-36
- [18] Garg A., *et al.*, CFD Analysis of Laminar Heat Transfer in a Channel Provided with Baffles: Comparative Study between Two Models of Baffles: Diamond-Shaped Baffles of Different Angle and Rectangle, *International Journal of Enhanced Research in Science Technology & Engineering*, 3 (2014), 7, pp. 267-276
- [19] Turgut, O., Kizilirmak, E., Effects of Reynolds Number, Baffle Angle, and Baffle Distance on Three-Dimensional Turbulent Flow and Heat Transfer in a Circular Pipe, *Thermal Science*, 19, (2015), 5, pp. 1633-1648
- [20] Valencia, A., *et al.*, Numerical Study of the Unsteady Flow and Heat Transfer in Channels with Periodically Mounted Square Bars, *Heat and Mass Transfer*, 37 (2001), 2-3, pp. 265-270
- [21] Kore, S. S., *et al.*, Experimental Investigations of Heat Transfer Enhancement from Dimpled Surface in a Channel, *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3 (2011), 8, pp. 6227-6234
- [22] Promvonge, P., *et al.*, Numerical Heat Transfer Study of Turbulent Square-Duct Flow through Inline V-Shaped Discrete Ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011), 10, pp. 1392-1399
- [23] Potdar, U., *et al.*, Study of Heat Transfer Coefficient & Friction Factor of Stationary Square Channel with V Shaped 45° Angled Arc of Circle Ribs with Different Blokage Ratio, *International Journal of Applied Sciences and Engineering Research*, 1 (2012), 2, pp. 47-56
- [24] Bergman, T. L., *et al.*, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., John Wiley and Sons, New York, USA, 2011
- [25] Promvonge, P., *et al.*, Numerical Investigation of Laminar Heat Transfer in a Square Channel with 45° Inclined Baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37 (2010), 2, pp. 170-177

Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle

**E. Kızılırmak, O. Turgut &
G. O. Kızılırmak**

**Iranian Journal of Science and
Technology, Transactions of
Mechanical Engineering**

ISSN 2228-6187
Volume 41
Number 4

Iran J Sci Technol Trans Mech Eng
(2017) 41:293-303
DOI 10.1007/s40997-016-0064-y



Your article is protected by copyright and all rights are held exclusively by Shiraz University. This e-offprint is for personal use only and shall not be self-archived in electronic repositories. If you wish to self-archive your article, please use the accepted manuscript version for posting on your own website. You may further deposit the accepted manuscript version in any repository, provided it is only made publicly available 12 months after official publication or later and provided acknowledgement is given to the original source of publication and a link is inserted to the published article on Springer's website. The link must be accompanied by the following text: "The final publication is available at link.springer.com".

RESEARCH PAPER

Three-Dimensional Turbulent Flow, Heat Transfer and Second-Law Analysis in a Circular Duct with Single Baffle

E. Kızılırmak¹ · O. Turgut¹ · G. O. Kızılırmak²

Received: 15 October 2015 / Accepted: 20 June 2016 / Published online: 29 November 2016
© Shiraz University 2016

Abstract Three-dimensional turbulent-forced convection flow, heat transfer and second-law analysis in a circular duct having single baffle have been examined numerically under uniform constant wall heat flux boundary condition at steady state. Baffle is attached in the entrance, middle and exit regions of the test section. ANSYS Fluent 15 which uses finite-volume method has been employed for numerical analysis. The effects of Reynolds number Re changing from 3000 to 50,000 and dimensionless position of baffle $S/D = 1, 16.1$ and 25 are investigated for Prandtl number of $Pr = 0.7$ and baffle angle of $\alpha = 90^\circ$. It is seen that circular duct with single baffle has a higher Nusselt number, friction factor and entropy generation rate compared to the circular duct without baffle. It is also seen that the duct with baffle in the inlet region has a higher value of Nusselt number and friction factor. The duct having baffle in the middle region has a maximum thermal performance and low entropy generation rate. The accuracy of the results is validated by comparing the obtained results with the results of smooth duct.

Keywords Friction · Heat transfer · Entropy generation · Heat flux · Turbulent flow · Baffle

List of Symbols

A_c Cross-sectional area (m^2)
 c_p Specific heat at constant pressure ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)

C_μ Constant (—)
 D Diameter of the circular duct (m)
 f Averaged Darcy friction factor (—)
 G_k Production rate ($kg\ m^{-1}\ s^{-3}$)
 h Averaged heat transfer coefficient ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
 h Specific enthalpy ($kJ\ kg^{-1}$)
 H Baffle height (m)
 k Turbulent kinetic energy ($m^2\ s^{-2}$)
 k_{eff} Effective thermal conductivity ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
 K Thermal conductivity ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
 L Length (m)
 L_1 Length of the entrance section (m)
 L_2 Length of the test section (m)
 \dot{m} Mass flow rate ($kg\ s^{-1}$)
 Nu Averaged Nusselt number (—)
 P Pressure (Pa)
 ΔP Pressure drop along the duct (Pa)
 Pr Prandtl number (—)
 \dot{q}'' Heat flux on the wall ($W\cdot m^{-2}$)
 \dot{Q} Total heat transfer rate (W)
 R Gas constant for air ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
 R Duct radius (m)
 Re Reynolds number (—)
 s Distance between test section inlet and baffle (m)
 \dot{S} Rate of entropy generation ($W\ K^{-1}$)
 t Baffle thickness (m)
 T Temperature (K)
 w Velocity component in the z -direction ($m\ s^{-1}$)
 x, y, z Cartesian coordinates (—)

Greek Letters

α Baffle angle ($^\circ$)
 ε Turbulent dissipation rate ($m^2\ s^{-3}$)
 η Thermal performance factor (—)

✉ O. Turgut
oturgut@gazi.edu.tr

¹ Department of Mechanical Engineering and Clean Energy Research and Application Center (TEMENAR), Faculty of Engineering, Gazi University, Maltepe, Ankara, Turkey

² Department of Mathematics, Faculty of Science, Gazi University, Teknikokullar, Ankara, Turkey

| | |
|--------------|--|
| μ | Viscosity ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$) |
| ρ | Density (kg m^{-3}) |
| τ | Shear stress on the wall (Pa) |
| $\bar{\tau}$ | The stress tensor ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$) |

Subscripts

| | |
|-----|-----------------------------|
| b | Bulk |
| fd | Fully developed |
| in | Inlet |
| m | Mean |
| o | Smooth channel |
| out | Outlet |
| t | Turbulence |
| w | Wall |
| z | Peripherally averaged local |

1 Introduction

Increasing convection heat transfer coefficient or increasing heat transfer surface area enhances heat transfer from a surface. To increase the heat transfer coefficient, a fan or pump is used, or a larger one is used instead of the existing one, depending on its availability. An alternative way to enhance the heat transfer from a surface is to enhance the heat transfer surface area. Using fins or baffles on the surfaces of the channels increases heat transfer surface area (Cengel and Ghajar 2011).

Turbulent flows in a circular duct are encountered in many engineering applications such as cooling of electronic devices, cooling of gas turbines, nuclear and chemical reactors, combustion chambers, filtration and desalination, radiators for space vehicles and automobiles, cooling of evaporators, thermal power plants, solar collectors, and shell and tube heat exchangers. Turbulent flow and heat transfer in a circular duct have been investigated by a number of investigators. Patankar et al. (1979) examined turbulent flow and heat transfer for tubes and annuli with longitudinal internal fins. Al-Arabi (1982) investigated the effect of entrance condition on turbulence-forced convection heat transfer in a circular duct for constant heat flux and constant wall temperature boundary conditions. El-Sayed et al. (1997) conducted an experimental study to investigate the detailed module-by-module pressure drop characteristics of turbulent flow inside circular ducts having longitudinal internal fins. Lai and Yang (1997) carried out a numerical study to investigate turbulence suppression in a pipe with a ring device installed in the near-wall region for Reynolds number of 240,000. Average friction factor and heat transfer coefficient for turbulent flow in pinned annular region of a double-pipe heat exchanger have been investigated experimentally by Niecele and Saboya (2000). Seo et al. (2000) numerically

studied the fully developed turbulent flow in a tube with circumferential fins and circular disks. Laminar heat transfer in a circular duct with longitudinal fins having tapered lateral profiles was numerically investigated by Alam and Ghoshdastidar (2002). Kim et al. (2002) numerically investigated the combined convection and radiation in a circular duct with circumferential fins and circular disk for steady laminar flow. Zeitoun and Hegazy (2004) studied the fully developed laminar heat transfer in a circular duct with longitudinal fins. Heat transfer and pressure drop for porous rings attached to a pipe for turbulent flow have been examined numerically by Akansu (2006). Ring space, ring height and Reynolds number are the investigated parameters of the study. Yucel and Dinler (2006) carried out a numerical study to investigate two-dimensional turbulent flow through a duct having fins placed circumferentially. Effects of fin height and number of fins were examined. Tandiroglu and Ayhan (2006) conducted an experimental study to investigate the energy dissipation of transient heat transfer for turbulent flow in a circular duct with baffles inside for Reynolds number of 3000 through 20,000 under constant heat flux boundary condition. Baffle spacing and baffle orientation angle are used as the characteristic parameters. Tandiroglu (2006) investigated experimentally the effect of baffle spacing and baffle orientation angle on transient heat transfer for turbulent flow in a circular duct with baffles inside. Study was carried out for Reynolds number ranging from 3000 to 20,000 for constant heat flux boundary condition. Dinler and Yucel (2007) conducted a numerical study to investigate two-dimensional turbulent flow and heat transfer in a circular duct with a fin placed on the inner wall of the duct. The effect of fin height, Prandtl number, Reynolds number and fin location on flow and heat transfer was investigated for constant wall temperature boundary condition. Heat transfer in a circular duct for laminar, transitional and turbulent regimes has been examined numerically by Abraham et al. (2009). Wang et al. (2009) carried out a numerical study of turbulent flow and heat transfer for tubes having longitudinal internally finned tubes. Z-shape, S-shape and V-shape were employed as fin profile. Heat transfer in a circular duct with semi-circular hollow baffles was studied experimentally and numerically by Rezwan et al. (2013). Hussein (2015) conducted an experimental and numerical study to investigate the turbulent flow and heat transfer in a double-pipe heat exchanger with semi-circular disk baffles. A numerical investigation was performed to investigate the periodic laminar flow in a circular duct with 45° V-baffles under constant surface temperature boundary condition by Jedsadaratanachai et al. (2015). An experimental study was performed by Nayak et al. (2015) to study the laminar flow of solar water heater with inserted baffle within the tube. Sen and Ghosh (2015) numerically



investigated the turbulent flow and heat transfer characteristics in a circular duct having inline baffles. Turgut and Kizilirmak (2015) numerically investigated steady-state three-dimensional turbulent-forced convection flow and heat transfer characteristics in a circular pipe having nine baffles inside pipe under constant wall heat flux boundary condition. Study has been carried out for Reynolds number of 3000–50,000, Prandtl number of 0.71, dimensionless baffle distances of 1, 2 and 3, and baffle angle of 30° – 150° . Zheng et al. (2016) conducted a numerical study to investigate the laminar flow in a circular duct with vortex rods under constant surface heat flux boundary condition.

Second-law analysis is performed to minimize the loss of available energy. There have been a number of investigations about entropy generation in a circular duct with or without baffle for forced convection laminar and turbulent flow (Sekulic et al. 1997; Sahin 1998; Khaliq 2004; Ben-Mansour and Sahin 2005; Dagtekin et al. 2005; Tandiroglu 2007; Yilmaz 2009).

The literature survey shows the lack of information about steady-state three-dimensional turbulent heat transfer, pressure drop and second-law analysis for circular ducts having baffle inside. In the present study, steady-state three-dimensional turbulent flow, heat transfer and second-law analysis in a circular duct having one baffle placed in the entrance, middle and exit regions of the test duct are studied numerically using commercial software ANSYS Fluent 15 under constant wall heat flux boundary condition. The difference of this study from that of Turgut and

Kizilirmak (2015) is that, in this study, only one baffle was placed inside a circular duct and the effect of the position of this baffle on flow, heat transfer and entropy generation was investigated, while nine baffles were used inside the duct in Turgut and Kizilirmak (2015) where the effects of the distance between two baffles and angle of baffle on flow and heat transfer were investigated. Standard k – ε turbulence model which converges relatively easily is used as a turbulence model. Study has been conducted for the Reynolds number Re ranging from 3000 to 50,000, Prandtl number of 0.71 and baffle angle α of 90° . It is hoped that the results of this investigation will provide more information about three-dimensional turbulent convective heat transfer in complex geometries.

2 Problem Description and Mathematical Formulation

Figure 1 shows the geometry of computational domain and characteristics of the circular duct used in this study. Computational domain consists of inlet section and test section. Inlet section and test section have lengths of $L_1 = 2.0$ m and $L_2 = 1.0$ m, respectively. The length-to-diameter ratio L_1/D is chosen as 64.5 for the inlet section, which is assumed to be adequate to obtain hydrodynamically fully developed flow in the inlet section (White 2008). In other words, turbulent flow enters the test section where heating begins at hydrodynamically fully developed

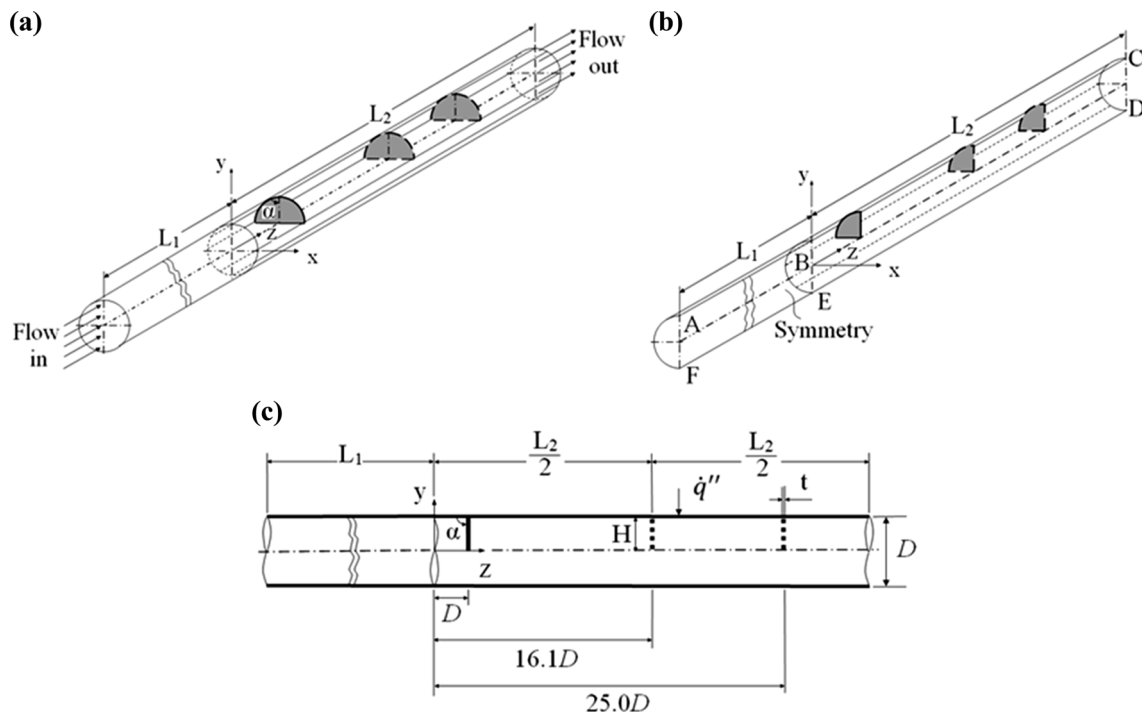


Fig. 1 Schematic view of the computational domain: **a**, **b** on x – y – z plane, **c** on y – z plane

condition. The length-to-diameter ratio in the test section is chosen to be 32.3. Both sections are mathematically modeled separately for numerical computations. Due to the symmetry with respect to the y - z plane, only one half of the duct is analyzed for computational domain which is shown in Fig. 1b. Fluid flows in the z -direction. In Fig. 1, α is the baffle angle, L_1 is the length of the inlet section, L_2 is the length of the test section, t is the baffle thickness, H is the baffle height, and D is the diameter of the circular duct.

Single baffle is attached in the higher half of the circular duct to enhance heat transfer. Numerical study is conducted for three different baffle positions in the test section. The baffle is located in the test section at $z = 1.0D$, $z = 16.1D$ and $25.0D$, respectively, see Fig. 1c. In Fig. 1c, $z = 16.1D$ is equal to $L_2/2$. Constant heat flux \dot{q}'' boundary condition is used along the surfaces of duct and baffle. Baffle thickness t , duct diameter D , length-to-diameter ratio L_1/D for the inlet section and length-to-diameter ratio for the test section L_2/D are kept constant at 1, 31, 64.5 and 32.3 mm, respectively. Coordinate axis is placed at the beginning of the test section. So that L_1/D and L_2/D changes at the range of $-64.52 \leq L_1/D \leq 0$ and $0 \leq L_2/D \leq 32.26$, respectively, for the coordinate axis given. Baffle height-to-diameter ratio H/D is chosen as 0.5. For each case, numerical study has been done for 13 different Reynolds numbers between 3000 and 50,000.

Turbulent flow enters the test section with a fully developed velocity profile and constant temperature. The three-dimensional Navier–Stokes and energy equations are employed to describe the flow and heat transfer in the computational domain. The three-dimensional steady-state incompressible Newtonian flow with negligible viscous dissipation and buoyancy effects has been regarded as turbulent. Physical properties are assumed to be constant and taken at the inlet temperature of 290 K. The governing equations for continuity, momentum, energy and standard k - ε turbulence model are given as:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1a)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) \quad (1b)$$

$$\nabla \cdot (\vec{u} \rho h) = \nabla (k_{\text{eff}} \nabla T) \quad (1c)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (1d)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad (1e)$$

where $\bar{\tau}$, k_{eff} , μ_t and G_k are defined, respectively, as

$$\bar{\tau} = (\mu + \mu_t) \left[(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \vec{I} \right] \quad (2a)$$

$$k_{\text{eff}} = K + c_p \mu_t / Pr_t \quad (2b)$$

$$\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (2c)$$

$$G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2d)$$

Turbulence model constants used are given as: $Pr_t = 0.85$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $c_\mu = 0.09$, $c_1 = 1.44$, $c_2 = 1.92$.

Firstly, the continuity, momentum and turbulence equations are solved using ANSYS Fluent 15 in the inlet section. Fluid enters the inlet section with uniform velocity at $z = -L_1$, i.e.,

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = W_{\text{in}}, \quad k = 0.005 W_{\text{in}}^2, \quad \varepsilon = C_\mu k^{1.5} / 0.03R \quad (3a)$$

No-slip boundary conditions are applied to the wall of the inlet section, i.e.,

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad k = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial n = 0 \quad (3b)$$

where n points out the direction of the outer normal to the boundary. At the outlet of the inlet section where the flow is assumed to be fully developed, pressure outlet boundary condition is used. That is, zero-flux condition for all variables except pressure is assumed at the outlet boundary; gauge pressure is selected as zero at the outlet of the inlet section. That is, boundary conditions at the outlet of the inlet section (at $z = 0$) are

$$\begin{aligned} \partial u / \partial z = 0, \quad \partial v / \partial z = 0, \quad \partial w / \partial z = 0, \\ \partial k / \partial z = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial z = 0 \end{aligned} \quad (3c)$$

Symmetry boundary condition is applied on the symmetry plane of the inlet section (ABEF plane, see Fig. 1b), i.e.,

$$u = 0, \quad \partial v / \partial x = 0, \quad \partial w / \partial x = 0, \quad \partial k / \partial x = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial x = 0 \quad (3d)$$

Next, the continuity, momentum, energy and turbulence equations are solved in the test section. The fluid enters the test section with a fully developed velocity profile. The necessary pertinent parameters acquired numerically at the outlet of the inlet section are recorded in a file, and the information within this file is given as input to the inlet of the test section. A uniform fluid inlet temperature is assumed at the inlet of the test section, i.e., $T = T_{\text{in}}$. No-slip boundary condition is used on the duct wall and baffle surfaces. Constant wall heat flux boundary condition is used on the duct wall and baffle surfaces as shown in Fig. 1c, i.e.,

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0, \quad \partial T / \partial n = \dot{q}'' / K, \quad k = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial n = 0 \quad (4a)$$

Symmetry boundary condition is used on the symmetry plane of the test section (BCDE plane, see Fig. 1b), i.e.,

$$u = 0, \quad \partial v / \partial x = 0, \quad \partial w / \partial x = 0, \quad \partial T / \partial x = 0, \quad \partial k / \partial x = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial x = 0 \quad (4b)$$

At the outlet of the test section (at $z = L_2$), the pressure outlet boundary condition of ANSYS Fluent 15 is used, i.e.,

$$\partial u / \partial z = 0, \quad \partial v / \partial z = 0, \quad \partial w / \partial z = 0, \quad \partial T / \partial z = 0, \quad \partial k / \partial z = 0, \quad \partial \varepsilon / \partial z = 0 \quad (4c)$$

Reynolds number Re is defined as

$$Re = \rho W_{in} D / \mu \quad (5)$$

The flow and heat transfer results are presented in terms of the dimensionless Darcy friction factor and Nusselt number. The peripherally averaged local Darcy friction factor f_z and Nusselt number Nu_z for circular ducts are given, respectively, as

$$f_z = 8 \tau_{w,z} / \rho W_{in}^2 \quad (6)$$

$$Nu_z = \dot{q}_{w,z}'' D / K (T_w(z) - T_b(z)) \quad (7)$$

Bulk temperature $T_b(z)$ at an axial location z is calculated as

$$T_b(z) = \int_{A_c} w T dA_c / A_c w_m \quad (8)$$

The average Nusselt number is defined as

$$Nu = h D / K = \dot{q}_{w,z}'' D / K (T_w - 0.5(T_{in} + T_{out})) \quad (9)$$

Average Darcy friction factor is given as

$$f = 2(\Delta P / L) (D / \rho W_{in}^2) \quad (10)$$

Thermal performance factor η at a given pumping power is given as (Promvonge et al. 2011; Potdar et al. 2012)

$$\eta = (Nu / Nu_o) / (f / f_o)^{1/3} \quad (11)$$

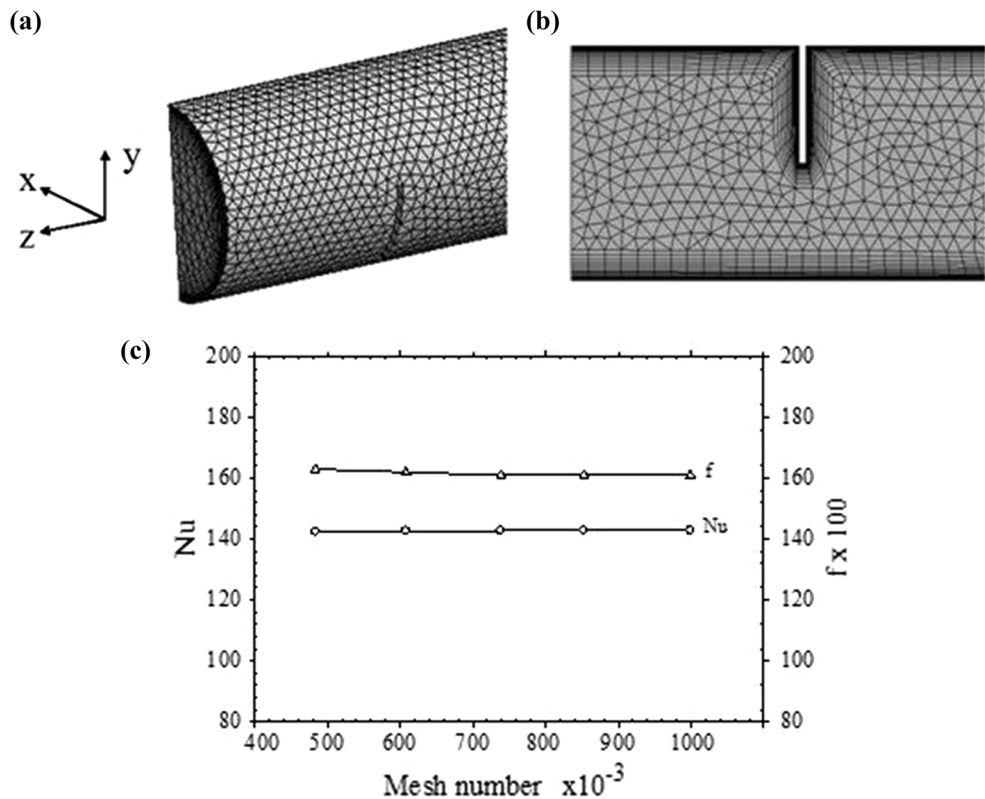
Air is used as the fluid ($Pr = 0.71$). Assuming air as an ideal gas, the rate of entropy generation at steady state is expressed as (Moran et al. 2015)

$$\dot{S} = \dot{m} \left[c_p \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} - R \ln \frac{p_{out}}{p_{in}} \right] - \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (12)$$

3 Numerical Scheme

ANSYS Fluent 15, a commercial finite-volume-based CFD program, is used for numerical analysis. Standard $k - \varepsilon$ turbulence model with enhanced wall treatment is employed as a turbulence model. Reynolds averaged Navier–Stokes equations are solved numerically in conjunction with the turbulent transport equations. Near-wall regions are solved for $y^+ < 1.1$. Non-uniform tetrahedral grids are used for all numerical solutions. Typical mesh distribution on x – y – z and y – z planes is shown in Fig. 2a, b, respectively.

Fig. 2 Mesh distribution on x – y – z plane (a) and on y – z plane (b) in the computational domain. c Average Nusselt number and Darcy friction factor versus mesh number



The grid independence study is conducted to reduce the effect of number of grid size on Nusselt number and Darcy friction factor. Mesh size in the computational domain is changed until the variation in both Nusselt number and Darcy friction factor is <0.4 and 0.9% , respectively. Steady segregated solver is employed. Second-order upwind scheme is used for convective terms. SIMPLE algorithm is used for pressure–velocity coupling. In order to test grid independence solutions, five different grid sizes varying from 483,745 to 998,958 for $Re = 50,000$ are conducted for baffle at $z = 1.0D$. It is seen that further refinement of grids from 738,409 to 998,958 for baffle at $z = 1.0D$ for $Re = 50,000$ does not have a significant effect on the results in terms of average Darcy friction factor and average Nusselt number as shown in Fig. 2c. Based on this observation, 738,409 mesh size is used for the calculations of baffle at $z = 1.0D$. No convergence problems are encountered. To obtain convergence, each equation for mass, momentum and turbulence has been iterated until the residual falls below 10^{-5} , while energy equation has been iterated until the residual falls below 10^{-6} .

4 Validation

To verify the accuracy of the turbulence model and numerical method, the results of fully developed Nusselt number and friction factor obtained in the present study for circular duct without baffle are compared with those given in the literature. For this reason, peripherally averaged local Darcy friction factor are plotted along inlet and test sections (i.e., between $-64.52 \leq z/D \leq 32.26$) for different Reynolds numbers in Fig. 3a. As shown in Fig. 3a, friction factor takes its maximum value at the duct entrance, then it decreases with increasing distance in the z -direction and reaches a constant value in the hydrodynamically fully developed region. As shown in Fig. 3a, friction factor decreases with increasing Reynolds number, as expected.

Likewise, the peripherally averaged local Nusselt number along the test section (i.e., $0 \leq z/D \leq 32.26$) is plotted for different Reynolds numbers in Fig. 3b. It is seen that local Nusselt number begins with a maximum value at the beginning of the test section, where heating occurs, and then gradually decreases until it reaches a constant value. In other words, flow reaches the thermally fully developed

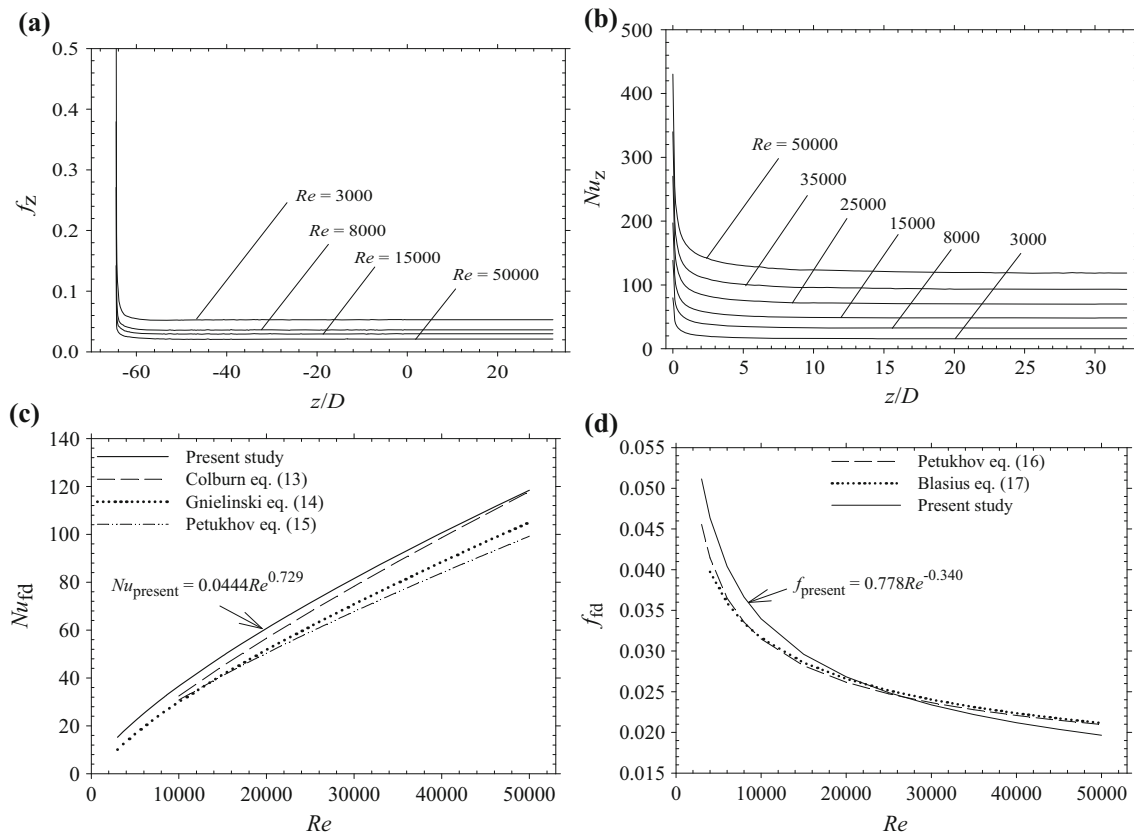


Fig. 3 a Local Darcy friction factor and b local Nusselt number along the duct. c Fully developed Nusselt number and d friction factor versus Reynolds number

Table 1 Correlations for Nu and f for fully developed turbulent flow in a circular duct

| | |
|---|-----------------|
| $Nu_{fd} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ for $Re > 10,000$ | Colburn (13) |
| $Nu_{fd} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}$ for $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ | Gnielinski (14) |
| $Nu_{fd} = \frac{(f/8)RePr}{1.07+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}$ for $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ | Petukhov (15) |
| $f_{fd} = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$ for $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ | Petukhov (16) |
| $f_{fd} = 0.316 Re^{-0.25}$ for $4000 < Re < 10^5$ | Blasius (17) |

conditions at the outlet of the test section. It is also seen that Nusselt number increases with increasing Reynolds number, as expected.

Fully developed Nusselt number and Darcy friction factor correlations given in Cengel and Ghajar (2011) and White (2008) for turbulent flow in a circular duct with smooth surfaces are given in Table 1. The results of present numerical study compared with the results obtained from correlations are given in Table 1.

Fully developed turbulent flow Nusselt number results of present study are compared with those of Colburn, Gnielinski and Petukhov in Fig. 3c. On average, the Nusselt number obtained in the present study is about 6.8, 17.6 and 19.4% higher than the results obtained from correlations of Colburn, Gnielinski and Petukhov, respectively. It is seen that present results are in good agreement with the literature results. The results of present study are expressed as

$$Nu_{fd} = 0.0444 Re^{0.729} \quad (18)$$

With regard to friction factor, fully developed Darcy friction factor results of the present study for smooth duct with the Petukhov and Blasius correlations are depicted in Fig. 3d. On average, the difference between the Darcy friction factor obtained in this present study and the results obtained from correlations of Petukhov and Blasius are about 8.7 and 16.1 %, respectively. It is seen that predicted friction factor results show good agreement with previous results. The results of present study are correlated as

$$f_{fd} = 0.778 Re^{-0.340} \quad (19)$$

5 Results and Discussion

The characteristics of a three-dimensional turbulent flow and heat transfer in a circular duct having a single baffle inside at different positions are examined numerically under constant wall heat flux boundary condition. The effects of Reynolds number Re and position of the baffle inside duct on flow and heat transfer are investigated.

After verifying the accuracy of the numerical model, simulations are performed for the flow inside duct with baffle. Typical streamline contours for the duct having

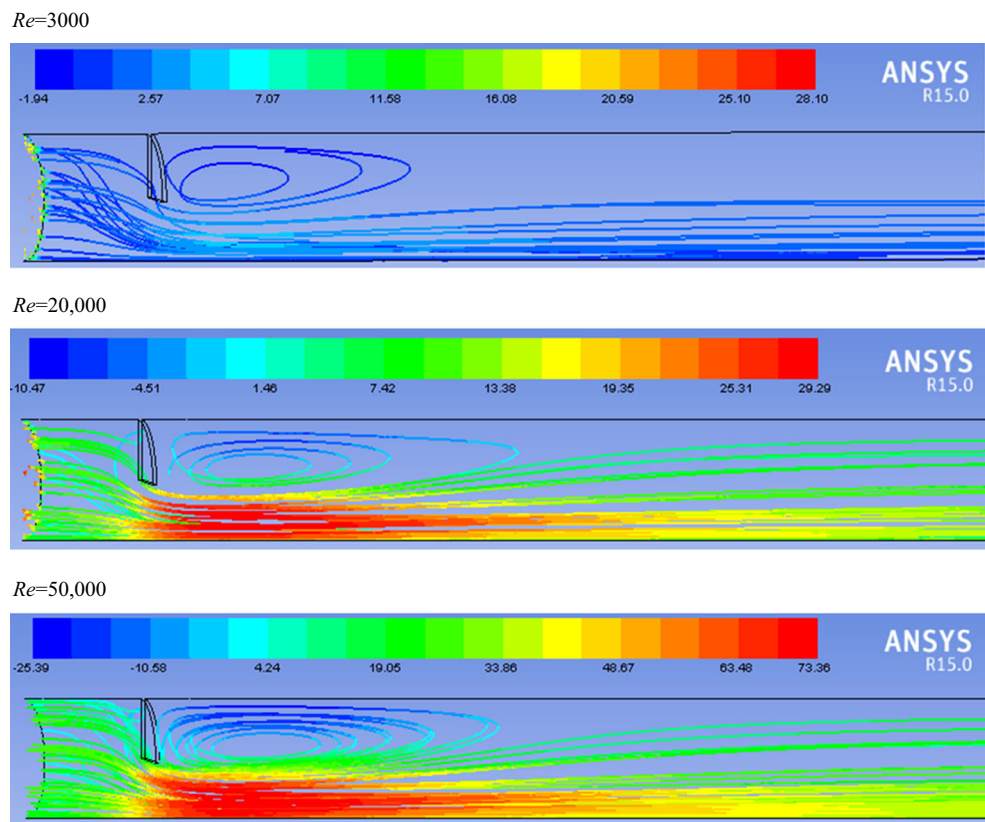
baffle in the entrance region, i.e., at $z = 1.0D$, of the test section are given in Fig. 4 for three different Reynolds numbers. It is seen that the presence of a single baffle which is placed in the higher half of the pipe causes a reduction in velocity in this region, while it causes an increase in the lower half of the duct. As shown in Fig. 4, recirculation occurs after baffle. Maximum velocity is obtained for $Re = 50,000$.

In Fig. 5a, the peripherally averaged local Nusselt number is depicted along the duct having baffle in the entrance region of the test section to study the effects of Reynolds number on heat transfer. It is seen that Nusselt number increases with increasing Reynolds number. Nusselt number has three maximum values along the test section. First maximum location of the Nusselt number is at the inlet of the test section, i.e., at point A' . Second maximum location is after the baffle, i.e., at point F' . Last maximum location of the Nusselt number is the point I' , which is the reattachment point. After the reattachment point, Nusselt number begins to decrease along the duct and reaches a constant value, i.e., fully developed value. Numerical solutions show that reattachment points for Reynolds number of 3000 and 50,000 are at $z/D = 1.77$ and 2.42, respectively. In other words, reattachment length increases with increasing Reynolds number. Here, z is measured at test section inlet.

To show the effect of Reynolds number on pressure loss, typical variation of local Darcy friction factor along the test section where baffle is placed in the entrance region of the test section, i.e., at $z = 1.0D$, is presented in Fig. 5b for three different Reynolds numbers. It is seen that local Darcy friction factor decreases with increasing Reynolds number. Local Darcy friction factor is maximum at two points along the test section. In order to easily show maximum points, local Darcy friction factor for $Re = 50,000$ is plotted again along the test section having baffle in the entrance region, i.e., at $z = 1.0D$, in Fig. 5c. As shown in Fig. 5c, first maximum point is behind the baffle at point F' . Other maximum point is the point I' which is before the reattachment point.

In order to investigate the effect of baffle position on heat transfer, the typical variation of local Nusselt number along the test section is plotted in Fig. 5d at Reynolds number of 20,000 for three different baffle positions,

Fig. 4 Velocity streamlines along the duct having baffle in the entrance region of the test section for three different Reynolds numbers



$z = 1.0D$, $16.1D$ and $25.0D$. It is seen that local Nusselt number depends on baffle position.

To show the effect of baffle position on pressure loss, typical local Darcy friction factor is presented along the test section in Fig. 5e for three different baffle positions, $z = 1.0D$, $16.1D$ and $25.0D$. Examination of Fig. 5e shows that pressure loss in the circular duct with baffle depends on baffle position. It is seen that friction factor for the duct having baffle at the entrance region is higher than that of the duct having baffle at the exit region.

To investigate the effect of baffle position inside the test section on heat transfer, the typical variation of average Nusselt number with Reynolds number is presented in Fig. 6a. The results of smooth pipe are also shown in Fig. 6a. It is seen that Nusselt number for a duct with single baffle is higher than the Nusselt number for smooth pipe. As shown in Fig. 6a, heat transfer depends on baffle position. Nusselt number of the duct with baffle placed at $z = 1.0D$ is lower than that of the duct having baffle placed at $z = 16.1D$ until Reynolds number is 30,000. After Reynolds number of 30,000, it is seen that Nusselt number for duct having baffle at $z = 1.0D$ is higher than the Nusselt number for duct having baffle at $z = 16.1D$. However, the difference between the Nusselt number of the duct having baffle at $z = 1.0D$ and the Nusselt number of the duct having baffle at $z = 16D$ is not important. It is seen

that the baffle placed at $z = 1.0D$ and $z = 25.0D$ increases Nusselt number by 20 and 11%, respectively, when compared with smooth pipe. It is seen that more heat is transferred from wall to fluid when baffle is placed inside duct. To show the effect of baffle position on pressure loss, typical variation of average Darcy friction factor is plotted as a function of Reynolds number for different baffle positions in Fig. 6b. Smooth duct results are also presented in Fig. 6b. It is seen that pressure loss depends on the baffle position. It is also observed that the duct having baffle at the entrance region (i.e., at $z = 1.0D$) has a higher friction factor value than the duct having baffle at the exit region of the test section (i.e., at $z = 25.0D$). As shown in Fig. 6b, friction factor decreases with increasing Reynolds number. On average, friction factor value for the duct having baffle at $z = 1.0D$ is about five times higher than the friction factor for the smooth duct.

The results of present study show that heat transfer and pressure loss increase when baffle is used inside duct. Therefore, in Fig. 6c, the Nusselt number and friction factor values are compared. Thermal performance factor is plotted as a function of Reynolds number for three different baffle positions, $z = 1.0D$, $16.1D$ and $25.0D$, in Fig. 6c. As shown in Fig. 6c, the thermal performance factor decreases with increasing Reynolds number. In addition, maximum thermal performance is obtained for the duct having baffle

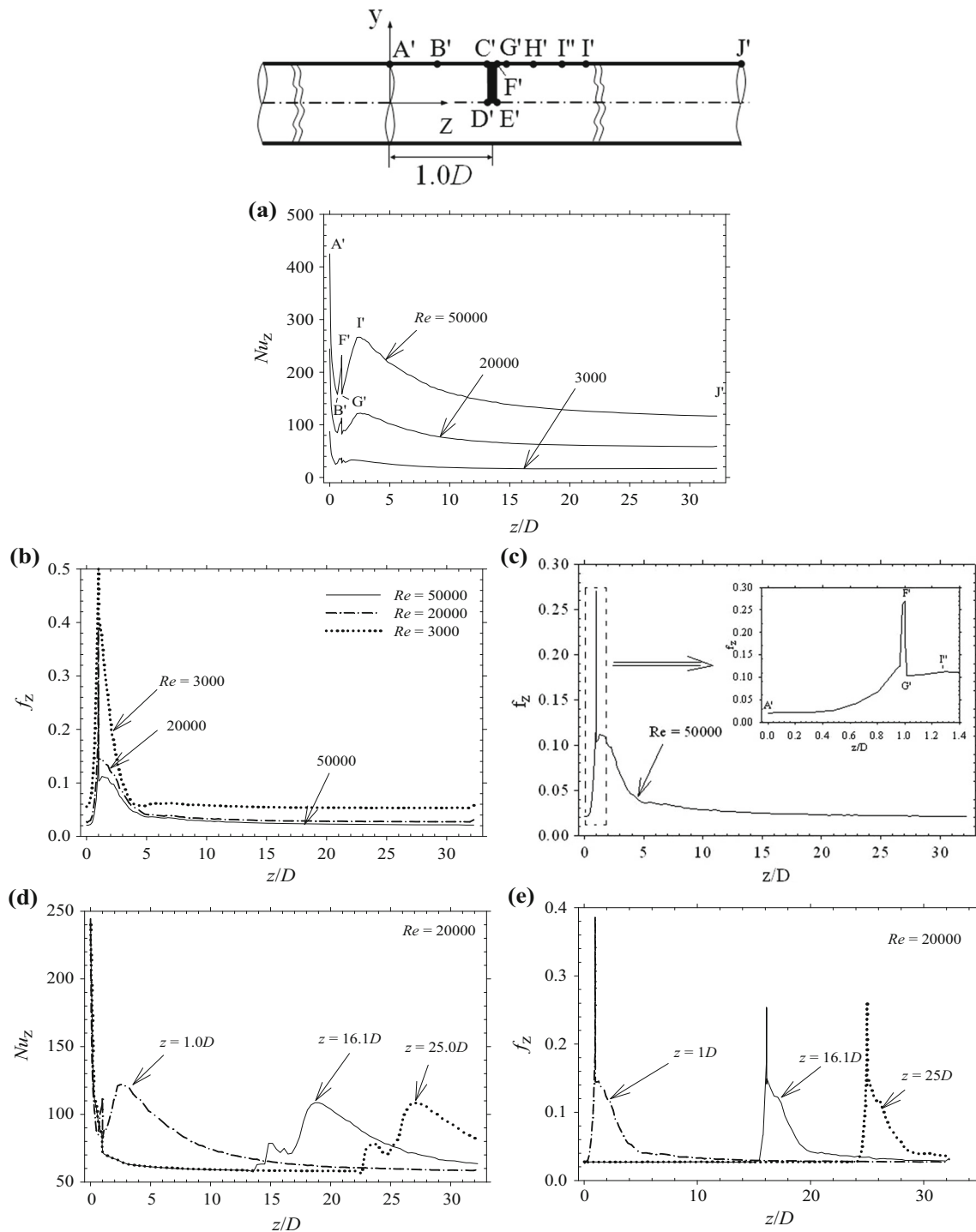


Fig. 5 Variation of local Nusselt number (a) and local Darcy friction factor (b) along the duct having baffle at $z = 1.0D$ for different Reynolds numbers and c for $Re = 50,000$. Variation of local Nusselt

number (d) and local Darcy friction factor (e) along the duct for different baffle positions

at $z = 16.1D$, i.e., at the middle region of the duct. This result is not surprising because heat transfer is approximately the same for the ducts having baffle at $z = 1.0D$ and $z = 16.1D$ (see Fig. 6a). However, friction factor decreases when baffle moves from $z = 1.0D$ to $z = 16.1D$ (see

Fig. 6b). Therefore, decreasing friction factor results in increasing thermal performance. It is also seen that the thermal performance factor is less than unity for three different baffle positions. In other words, fluid friction has dominates the heat transfer.

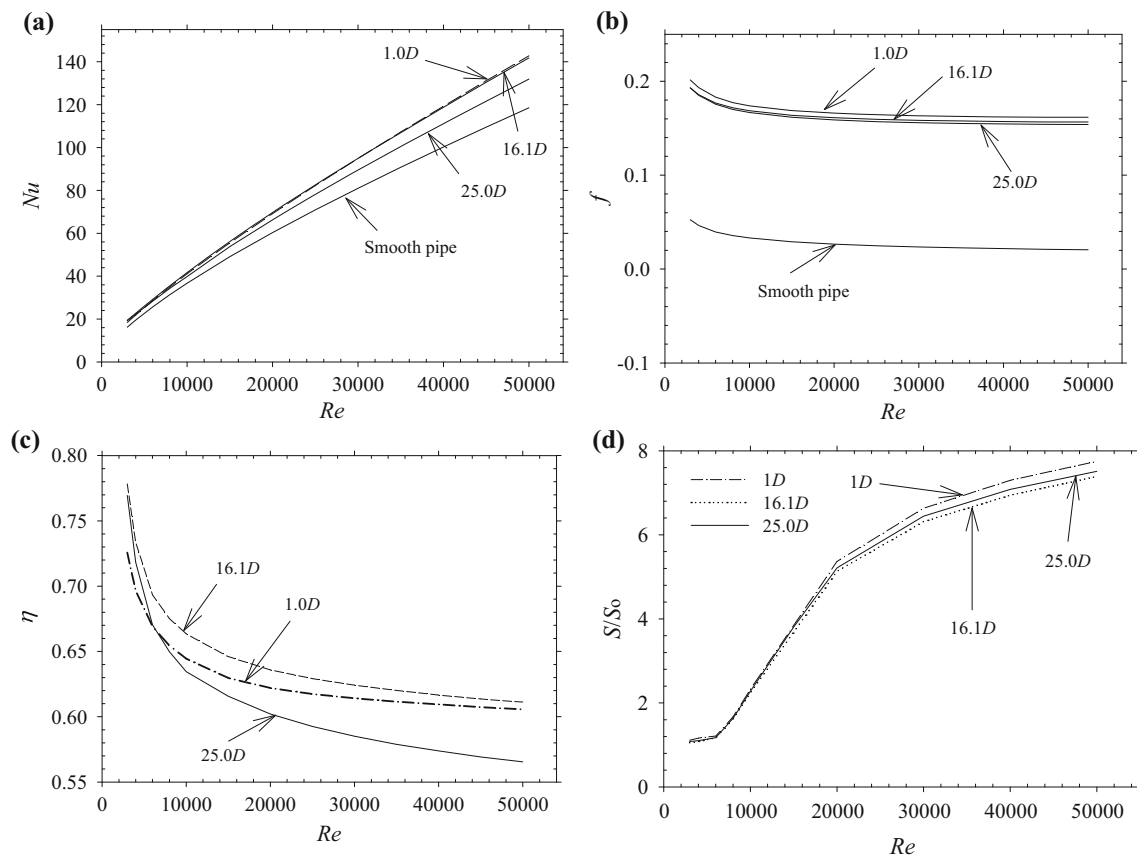


Fig. 6 Effect of baffle position on average Nusselt number (a), average Darcy friction factor (b), thermal performance factor (c) and dimensionless entropy generation rate (d)

Minimizing entropy generation is important to improve the efficiency of thermal systems, because the quality of energy, i.e., exergy, decreases while entropy generation occurs. In Fig. 6d, the dimensionless rate of entropy generation which shows the amount of irreversibilities is plotted as a function of Reynolds number for three different baffle positions. As shown in Fig. 6d, entropy generation rate, i.e., irreversibility, increases with increasing Reynolds number. Increasing entropy generation with increasing Reynolds number results in decreasing the thermal performance factor due to increasing the loss of available energy as shown in Fig. 6c. It is also seen that baffle placed inside a circular duct enhances the rate of entropy generation. This result agrees with the result of Nassab et al. (2014). The duct having baffle at the entrance region, i.e., at $z = 1.0D$, gives maximum entropy generation. In contrast, minimum entropy generation is obtained for the duct having baffle at the middle region for which maximum thermal performance factor is obtained (please see Fig. 6c). It is seen that entropy generation increases up to eight times compared with duct without baffle in the range of Reynolds number studied in this work.

6 Conclusions

In this study, the effects of Reynolds number and baffle position in a circular duct are numerically examined for steady-state three-dimensional turbulent flow under constant heat flux boundary condition. Numerical study has been carried out for three different baffle positions: $z = 1.0D$, $16.1D$ and $25.0D$. Reynolds number is changed between 3000 and 50,000 for each baffle position. Air is used as the working fluid. The values of fully developed Nusselt numbers and Darcy friction factors obtained in the present study for smooth pipe without baffle are compared with those given in the literature to validate the accuracy of the turbulence model and numerical method. It is seen that heat transfer, pressure losses and the entropy generation rate are higher for ducts having baffle. It is also seen that heat transfer, pressure loss, thermal performance factor and entropy generation rate for a circular duct with single baffle depend on the Reynolds number and baffle position in the duct. Maximum and minimum heat transfers are obtained for the duct having baffle at $z = 1.0D$ and $25.0D$, respectively. It is seen that the baffle placed at the entrance region of the test duct, i.e., at

$z = 1.0D$, causes higher pressure losses and higher entropy generation rate. Minimum Darcy friction factor and minimum entropy generation rate are obtained for the ducts having baffle at the exit and middle region of the test section, respectively. The baffle placed at the middle and exit regions of the test duct gives maximum and minimum thermal performances, respectively. It is seen that thermal performance factor η decreases with increasing Reynolds number.

References

- Abraham JP, Sparrow EM, Tong JCK (2009) Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. *Int J Heat Mass Transf* 52:557–563
- Akansu SO (2006) Heat transfers and pressure drops for porous-ring turbulators in a circular pipe. *Appl Energy* 83:280–298
- Alam I, Ghoshdastidar PS (2002) A study of heat transfer effectiveness of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered lateral profiles. *Int J Heat Mass Transf* 45:1371–1376
- Al-Arabi M (1982) Turbulent heat transfer in the entrance region of a tube. *Heat Transf Eng* 3:76–83
- Ben-Mansour R, Sahin AZ (2005) Entropy generation in developing laminar fluid flow through a circular pipe with variable properties. *Heat Mass Transf* 42:1–11
- Cengel YA, Ghajar AJ (2011) Heat and mass transfer fundamentals and applications, 4th edn. McGraw Hill, New York
- Dagtekin I, Oztop HF, Sahin AZ (2005) An analysis of entropy generation through a circular duct with different shaped longitudinal fins for laminar flow. *Int J Heat Mass Transf* 48:171–181
- Dinler N, Yucel N (2007) Flow and heat transfer in a pipe with a fin attached to inner wall. *Heat Mass Transf* 43:817–825
- El-Sayed SA, El-Sayed SA, Abdel-Hamid ME, Sadoun MM (1997) Experimental study of turbulent flow inside a circular tube with longitudinal interrupted fins in the streamwise direction. *Exp Therm Fluid Sci* 15:1–15
- Hussein SAA (2015) Experimental investigation of double pipe heat exchanger by using semi circular disc baffles. *Int J Comput Appl* 115:13–17
- Jedsadaratanachai W, Jayranaiwachira N, Promvong P (2015) 3D numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube with V-baffles. *Chin J Chem Eng* 23:342–349
- Khaliq A (2004) Thermodynamic optimization of laminar viscous flow under convective heat-transfer through an isothermal walled duct. *Appl Energy* 78:289–304
- Kim N, Lee J, Seo T, Kim C (2002) Combined convection and radiation in a tube with circumferential fins and circular disks. *KSME Int J* 16:1725–1732
- Lai JCS, Yang CY (1997) Numerical simulation of turbulence suppression: comparisons of the performance of four $k-\epsilon$ turbulence models. *Int J Heat Fluid Flow* 18:575–584
- Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB (2015) Principles of engineering thermodynamics, 8th edn. Wiley, Singapore
- Nassab SAG, Bahrami A, Kehtkar MM, Saffaripour MH (2014) Comparison between two methods for enhancing heat transfer in separated convection flows-second law analysis. *Iran J Sci Technol Trans Mech Eng (IJSTM)* 38(M1):9–23
- Nayak UK, Roy SC, Paswan MK, Gupta AK (2015) Heat transfer and flow friction characteristics of solar water heater with inserted baffles inside tube. *Int J Eng Res Sci (IJOER)* 1:33–38
- Nieckele AO, Saboya FEM (2000) Turbulent heat transfer and pressure drop in pinned annular regions. *J Braz Soc Mech Sci* 22:119–132
- Patankar SV, Ivanovic M, Sparrow EM (1979) Analysis of turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes and annuli. *ASME J Heat Transf* 31:29–37
- Potdar U, Shinde N, Hambarde M (2012) Study of heat transfer coefficient and friction factor of stationary square channel with V shaped 45° angled arc of circle ribs with different blockage ratio. *Int J Appl Sci Eng Res* 1:47–56
- Promvong P, Changcharoen W, Kwankaomeng S, Thianpong C (2011) Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs. *Int Commun Heat Mass Transf* 38:1392–1399
- Rezwan AA, Hossain S, Rahman SMA, Islam MA (2013) Heat transfer enhancement in an air process heater using semi-circular hollow baffles. *Proc Eng* 56:357–362
- Sahin AZ (1998) Irreversibilities in various duct geometries with constant wall heat flux and laminar flow. *Energy* 23:465–473
- Sekulic DP, Campo A, Morales JC (1997) Irreversibility phenomena associated with heat transfer and fluid friction in laminar flows through singly connected ducts. *Int J Heat Mass Transf* 40:905–914
- Sen D, Ghosh R (2015) A computational study of very high turbulent flow and heat transfer characteristics in circular duct with hemispherical inline baffles. *Int J Mech Aerosp Ind Mechatron Manuf Eng* 9:985–990
- Seo T, Byun SW, Jung MR (2000) Experimental investigation of heat transfer enhancement in a circular duct with circumferential fins and circular disks. *KSME Int J* 14:1421–1428
- Tandiroglu A (2006) Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *Int J Heat Mass Transf* 49:1559–1567
- Tandiroglu A (2007) Effect of flow geometry parameters on transient entropy generation for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *Energy Convers Manage* 48:898–906
- Tandiroglu A, Ayhan T (2006) Energy dissipation analysis of transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *Appl Therm Eng* 26:178–185
- Turgut O, Kizilirmak E (2015) Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transfer in a circular pipe. *Therm Sci* 19:1633–1648
- Wang QW, Lin M, Zeng M (2009) Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes. *Appl Therm Eng* 29:3006–3013
- White FM (2008) Fluid mechanics, chapter 6, 6th edn. McGraw Hill, New York, p 360
- Yilmaz A (2009) Minimum entropy generation for laminar flow at constant wall temperature in a circular duct for optimum design. *Heat Mass Transf* 45:1415–1421
- Yucel N, Dinler N (2006) Numerical study of laminar and turbulent flow through a pipe with fins attached. *Numer Heat Transf Part A* 49:195–214
- Zeitoun O, Hegazy AS (2004) Heat transfer for laminar flow in internally finned pipes with different fin heights and uniform wall temperature. *Heat Mass Transf* 40:253–259
- Zheng N, Liu P, Shan F, Liu J, Liu Z, Liu W (2016) Numerical studies on thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in a heat exchanger tube fitted with vortex rods. *Int J Therm Sci* 100:448–456



PARABOLİK OLUKLU GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN PERFORMANS ANALİZİ

Can CİCİBİYİK, Duygu UYSAL, Bekir Zühtü UYSAL
Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü
06570 Maltepe, Ankara, bzuysal@gazi.edu.tr

Özet: Dünyada artan nüfus ile orantılı olarak enerji ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde enerji ihtiyacı esas olarak fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Fosil yakıtların kullanılması sonucu meydana gelen emisyonlar çevre kirliliği yaratmakta ve günümüzün önemli bir çevre sorunu olan küresel ısınmaya yol açmaktadır. Ayrıca fosil kaynakların giderek tükenmesi ve ülkelerin ekonomik özgürlüklerini kısıtlaması, araştırmacıları enerji ihtiyacı için yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde güneş enerjisi, sahip olduğu potansiyeli, zararlı emisyonunun olmaması ve teknolojik gelişmelerinin artmasıyla ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinden biri olan parabolik oluk tipi güneş kollektörü incelenmiştir. Parabolik oluklu güneş kollektörünün yansıtıcı yüzey, emici boru ve cam örtü tasarımları yapılarak ısı deneyleri için prototip imalatı yapılmıştır. Tasarlanan 1,40 x 3,00 m boyutundaki parabolik oluk tipi güneş kollektörüyle yapılan deneyler sonucu optik ve ısı verim hesaplamaları yapılarak ısı transfer sıvısına aktarılan faydalı enerji belirlenmiştir. Deneyel veriler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda sistemin ortalama ısı veriminin % 86 ve ortalama optik veriminin yaklaşık % 18 olduğu görülmüştür. Optik verimi önemli oranda etkileyen cam örtü optik veriminin ortalama % 24 olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Güneş enerjisi, Konsantre güneş güç sistemleri, Parabolik oluklu kollektör.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTOR

Abstract: In line with the growing population of the world, energy demand is increasing day by day. Today, energy supply is mainly provided by fossil fuels. Emissions caused by fossil fuels lead to environmental pollution and global warming which leads to an important environmental issue. Also the depletion of fossil resources and increasingly restricted country's economic freedom, led researchers to renewable energy sources for energy needs. Among renewable energy sources, solar energy comes to the fore by its potential, the lack of deleterious emissions and the increasing technological developments.

In this study parabolic trough collector, one of the concentrated solar power systems, was studied. Parabolic trough collector's reflecting part, absorber tube and glass covering were designed and a prototype was manufactured for thermal experiments. Optical and thermal efficiencies of the parabolic trough collector in size 1,40 x 3,00 m were calculated experimentally and the useful energy which transferred to the heat transfer fluid was also determined. As a result of calculations the mean thermal efficiency of the system was found as 86 % and the mean optical efficiency as 18 %. Efficiency of the glass cover which affects the systems optical efficiency significantly, was determined as 24 %.

Keywords: Solar energy, Concentrated solar power, Parabolic trough collector.

GİRİŞ

Enerji, insan yaşamının ve ekonomik kalkınmanın en önemli araçlarından birisidir. Dünya ülkelerinde tüketilen enerjinin yaklaşık % 39'unu petrol, % 27'sini kömür ve % 21'ini doğalgaz, % 13'ünü hidroelektrik ve yenilenebilir enerji kaynakları oluşturmaktadır (Pamir, 2006). Bu rakamlara bakıldığında, dünyada tüketilen enerjinin % 87'si fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Fosil yakıtların kullanılması küresel ısınma ve çevre kirliliğine

yol açmakta, insan sağlığını olumsuz etkilemektedir. Bunun nedeni fosil kaynaklı yakıtların bileşiminde bulunan karbon, hidrojen, sülfür ve diğer elementlerdir. Bu elementler yanma sonucunda tepkimelere girerek çeşitli zararlı emisyonlar oluşturmaktadırlar. Özellikle karbon dioksit ve metan salımı nedeniyle oluşan küresel ısınma sonucunda iklim değişikliği meydana gelebilmektedir. İklim değişikliği sonucu su kaynakları azalmakta, kuraklık ve orman yangınları meydana gelmekte, bulaşıcı hastalıklar artmaktadır. Gün geçtikçe

ormanların azalmasıyla bu süreç daha da hızlanmaya başlamıştır. Bir başka önemli husus da fosil kaynakların rezervlerinin sınırlı olması ve bu kaynakların dünyanın belirli bölgelerinde bulunmasıdır.

Bütün bu nedenlerle araştırmacılar, fosil kaynaklara alternatif olabilecek sürdürülebilir ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmiştir. Yenilenebilir enerji kaynakları tükenmezdir, fosil kaynaklı yakıtlar gibi çevreyi kirlenici etkisi yoktur ve dünya üzerinde daha homojen bir dağılım gösterir. Dünyanın her yerinde bu kaynakların var olması ülkeleri enerjide dışa bağımlı hale gelmekten kurtarmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları içinde en çok kullanılan güneş enerjisidir. Güneş dünyanın en büyük enerji kaynağıdır. Zararlı emisyonu yoktur, dolayısıyla çevre kirliliği yaratmaz ve yararlanılması kolaydır.

Güneşin yaydığı toplam enerji $3,8 \times 10^{20}$ MW'tır ki bu da güneşin yüzeyinde 63 MW/m^2 değerindedir. Bu enerji her yönde ışıdır. Sadece $1,7 \times 10^{14}$ kW'lık kısım dünyaya ulaşır. Dünya üzerine düşen bu ışıının şiddetinin 30 dakikalık kısmı dünyanın yaklaşık bir yıllık enerji gereksinimine denktir (Anderson, 1977).

Türkiye dünya üzerindeki konumu itibarıyla güneş kuşağı içerisinde yer almakta olup güneş enerjisinden yararlanma potansiyeli, Doğu Karadeniz Bölgesi hariç tüm bölgelerimiz için önemle ele alınması gereken bir büyüklüktedir.

Güneş enerjisinden yararlanmada kullanılan sistemlerden biri de yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi olarak bilinen parabolik oluklu kolektörlerdir. Bu sistemlerde, yansıtıcı yüzeye gelen güneş ışıını parabolün odak noktasında bulunan boydan boya uzanan absorban boruya yönlendirilir. Burada yoğunlaşan güneş ışıını ile elde edilen ısı, absorban boru içerisindeki çalışma sıvısına geçer. Akışkana aktarılan bu ısı elektrik üretimi için standart enerji üretim çevrimlerinde kullanılabilir.

Bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş kolektörlerinin boyutlandırılması, optik ve ısı analizleri incelenmiştir.

MATERYAL VE METOD

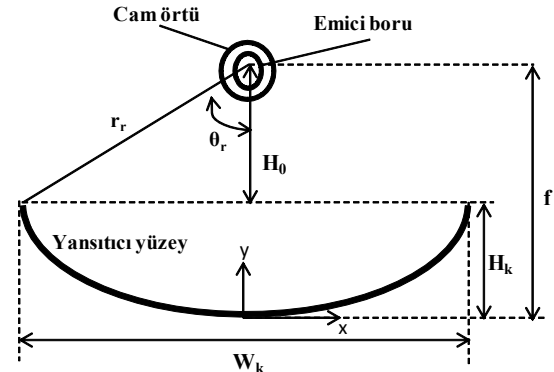
Deney Sistemi ve Özellikleri

Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri güneşten gelen ışıını odak noktasında bulunan emici boru üzerine çizgisel yoğunlaştırma yapan sistemlerdir. Kolektör yansıtıcı yüzeyine düşen direkt güneş ışıını, yansıtıcı yüzey malzemesinin ışıını soğurma ve yansıtma katsayılarına bağlı olarak, odak boyunca uzanan emici boruya yansıtılır. Yansıtıcı yüzeyin, gelen ışıını istenildiği gibi yansıtılması ve optik verimin yüksek olması için tasarım (geometrik) hataları en aza indirilmelidir. Emici kısım ışıını soğurma katsayısı yüksek olan bir emici boru ve onun üzerini kaplayan cam borudan oluşmaktadır. Cam boru, yoğunlaştırma işlemi sonucunda sıcaklığı yükselmiş olan emici borudan

çevreye olan ısı kayıplarını azaltmak amacıyla kullanılmaktadır. Burada kullanılacak olan cam boru malzemesinin güneş ışıını geçirgenliği yüksek, yansıtıcılığı ve soğurması düşük olmalıdır. İç kısımda bulunan emici borunun güneş ışıını yansıtıcılığı düşük, soğurma katsayısı yüksek olmalıdır. Emici borunun yansıtıcılığını düşürmek ve ışıını daha iyi absorbe edebilmesi için üzeri seçici malzemeler ile kaplanabilmektedir. Emici boru içerisindeki ısı transfer sıvısı yüksek sıcaklıklara çıkabileceği için emici boru yüksek sıcaklıklara dayanıklı olmalıdır.

Bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş kolektöründe yansıtıcı yüzey olarak seçilen parlatılmış krom sac malzeme kullanılmıştır. Bu malzemenin seçiminde piyasada kolay bulunabilir olması, işlenmesinin kolaylığı ve ışıını yansıtma oranının yüksek oluşu etken olmuştur. Kullanılan krom sacın güneş ışıını yansıtma oranı $0,88$ 'dir. Parlatılmış $0,6 \text{ mm}$ kalınlığındaki krom sac malzeme parabol iskeletine monte edilmiştir.

Kolektör sistemi için yansıtıcı yüzeyin uzunluğu (L) 3000 mm , açıklığı (W_k) 1400 mm ve kolektör derinliği (H_k) 250 mm olarak seçilmiştir (Şekil 1). Odak uzaklığı (f) 490 mm , kenar açısı (θ_r) $71,1^\circ$, maksimum yansıtıcı yüzey yarıçapı (r_r) 740 mm ve H_0 mesafesi 240 mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 1. Parabolik oluk tipi güneş kolektörü dizayn parametreleri

Tasarlanan ve imalatı yapılan kolektörün karakteristik ve teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Isı transfer sıvısı olarak bu çalışmada su kullanılmıştır.

Isıl Hesaplama Metodu

Yansıtıcı yüzeye gelen güneş ışıını optik kayıplara uğradıktan sonra odak noktasında yer alan emici boruya ulaşır. Burada emici boruya ulaşan güneş ışıını büyük kısmı absorbe edilir. Absorbe edilen güneş ışıını, boru dış yüzeyinden iç yüzeyine konveksiyon ve boru içi yüzeyinden akışkana konveksiyon mekanizmaları ile ısı enerjisi olarak ısı transfer akışkanına aktarılır ve akışkanın sıcaklığı yükseltilmiş olur. Güneş ışıını yoğunlaştığı emici boru üzerinde meydana gelen sıcaklık

ile çevre sıcaklığı arasında fark oluşur. Böylece yüksek sıcaklıkta olan emici borudan düşük sıcaklıktaki ortama doğru da ısı transferi meydana gelir (Şekil 2).

Tablo 1. Tasarlanan parabolik oluk tipi güneş kolektörünün karakteristik ve teknik değerleri (Cicibiyik, 2012).

| | |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| Kolektör Uzunluğu | 3,0 m |
| Kolektör Açıklığı | 1,4 m |
| Kolektör Açıklık Alanı | 4,2 m ² |
| Odak Uzaklığı | 49 cm |
| Kenar Açısı | 71,075° |
| Minimum Gerekli Emici Boru Çapı | 13,7 mm |
| Yoğunlaştırma Oranı | 16,5 |
| Yansıtıcı Yüzey Malzemesi | Parlatılmış Krom Nikel Sac |
| Yansıtıcı Yüzey Yansıtıcılık Değeri | 0,88 |
| Kesişim Faktörü | 0,95 |
| Emici Boru Malzemesi | Siyah Mat Boyalı Karbon Çelik |
| Emici Boru Dış Çapı | 27 mm |
| Emici Boru Et Kalınlığı | 2,3 mm |
| Emici Boru Uzunluğu | 3,2 m |
| Emici Boru Isı İletkenlik Katsayısı | 16,3 W/m.K |
| Emici Boru Emicilik Değeri | 0,94 |
| Cam Örtü Malzemesi | Düşük Demirli Borosilikat Cam Boru |
| Cam Örtü Dış Çapı | 56 mm |
| Cam Örtü Et Kalınlığı | 2,5 mm |
| Cam Örtü Uzunluğu | 3,0 m |
| Cam Örtü Isı İletkenlik Katsayısı | 1,09 W/m.K |
| Kullanılan Isı Transfer Sıvısı | Su |
| Güneş Takip Mekanizması | Doğu - Batı Eksenli Manüel |

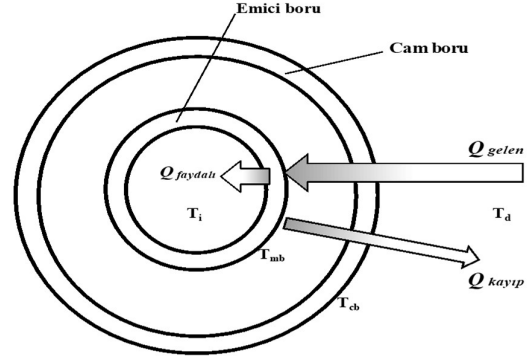
Borunun dış yüzeyinden çevreye olan ısı transferi; emici boru dış yüzeyiyle cam örtünün iç yüzeyi arasında konveksiyon ve ışıınım, cam örtü iç yüzeyi ile dış yüzeyi arasında kondüksiyon, cam örtü dış yüzeyiyle çevre arasında konveksiyon ve ışıınım şeklinde olmaktadır (Duffie ve Beckman, 2006).

Parabolik oluk tipi kolektörde, ölçülen ısı transfer sıvısı giriş çıkış sıcaklıklarından faydalanılarak sıvıda kazanılan faydalı ısı miktarı (Q_f)

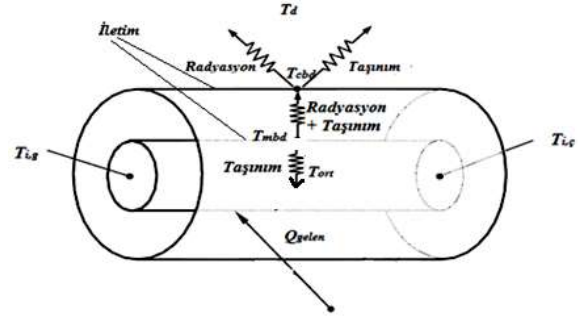
$$\dot{Q}_{faydalı} = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

olarak yazılabilir. Q_f emici boru dış yüzeyinde toplanan güneş ışınlarından sıvıya aktarılan kullanılabilir enerjidir. Q_f emici borudan sıvıya, metal boru et kalınlığından

kondüksiyon yoluyla ve metal boru iç yüzeyinden sıvıya taşınım yani konveksiyon yoluyla aktarılmaktadır.



Şekil 2a. Isı transfer akışkanından çevreye olan ısı transfer şeması



Şekil 2b. Isı transferi termal direnç akımı

$$Q_f = \frac{\pi(d_{LM})_{mb} L k_{mb}}{\Delta x_{mb}} (T_{mbd} - T_{mbi}) \quad (2)$$

$$Q_f = h_i A_{mbi} (T_{mbi} - T_{ort}) \quad (3)$$

Bu denklemlerin düzenlenmesiyle,

$$Q_f = \frac{A_{mbi} (T_{mbd} - T_{ort})}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x_{mb}}{k_{mb}} \left(\frac{d_{mbi}}{(d_{LM})_{mb}} \right) \right]} \quad (4)$$

ele edilir. Burada,

h_i = ısı transfer sıvısı için ısı katsayısı katsayısı, W/m².K

k_{mb} = metal boru ısı iletim katsayısı, W/m.K

Δx_{mb} = metal boru et kalınlığı

T_{ort} = Sıvı ortalama sıcaklığı $\left(\frac{T_{i,g} + T_{i,c}}{2} \right)$

A_{mbi} = Metal boru iç yüzey alanı ($\pi \cdot d_{mbi} \cdot L$), m²

Isı transfer katsayısı, h_i , T_{ort} sıcaklığındaki sıvının özelliklerine göre, örneğin laminar akış için Sieder- Tate denkleminde hesaplanabilir.

$$Nu = \frac{h_i d_{mbi}}{k} = 1,86 (RePr)^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad (5)$$

Denklem 3'e göre metal boru iç duvar sıcaklığı ve Denklem 4'ten metal boru dış duvar sıcaklığı hesaplanabilir. Metal boru dış duvar sıcaklığı kullanılarak, borudan çevreye olan ısı kayıp

$$Q_k = A_{mbd} U_{mbd} (T_{mbd} - T_d) \quad (6)$$

olarak yazılabilir. Burada, U_{mbd} boru dış yüzeyi ile çevre arasındaki toplu ısı transfer katsayısıdır ve aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Duffie ve Beckman, 2006; Ciciyirik, 2012).

$$U_{mbd} = \left[\frac{1}{[h_{ar,t} + h_{ar,r}]} + \frac{1}{\left(\frac{d_{cbd}}{d_{mbd}}\right) R_{cb}} + \frac{1}{\left(\frac{d_{cbd}}{d_{mbd}}\right) [h_{d,t} + h_{d,r}]} \right]^{-1} \quad (7)$$

Burada,

$$h_{ar,t} = \frac{k_{eff}(d_{LM})_{ar}}{x_{ar} d_{mbd}} \quad (8)$$

$$h_{ar,r} = \frac{C_{ar} \sigma (T_{mbd}^4 - T_{cbi}^4)}{(T_{mbd} - T_{cbi})} \quad (9)$$

$$C_{ar} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{mb}} + \frac{1 - \epsilon_{cb}}{\epsilon_{cb}} \left(\frac{d_{mbd}}{d_{cbi}}\right)} \quad (10)$$

$$R_{cb} = \frac{x_{cb} d_{cbd}}{k_{cb} (d_{LM})_{cb}} \quad (11)$$

$$x_{cb} = \frac{d_{cbd} - d_{cbi}}{2} \quad (12)$$

$$h_{d,r} = \frac{\epsilon_{cb} \sigma (T_{cbd}^4 - T_d^4)}{(T_{cbd} - T_d)} \quad (13)$$

Cam örtüden çevreye konveksiyon ile ısı transfer katsayısı ($h_{d,i}$) hesaplaması aşağıdaki gibi yapılabilir (Duffie ve Beckman, 2006).

$$Nu = \begin{cases} 0,40 + 0,54 Re^{0,52} & \text{ için } 0,1 < Re < 1000 \\ 0,30 Re^{0,6} & \text{ için } 1000 < Re < 50000 \end{cases} \quad (14)$$

$$Nu = \frac{h_{d,i} d_{cbd}}{k} \quad (15)$$

$$Re = \frac{d v_d \rho}{\mu} \quad (16)$$

Burada, v_d dış ortamdaki rüzgâr hızıdır.

Isıl Verim Hesabı

Emici boruya gelen kullanılabilir enerji, Q_G , ısı transfer sıvısına aktarılan kullanılabilir enerji Q_f ve emici boru ile çevre arasında oluşan ısı kayıplar, Q_k toplamına eşittir.

$$Q_G = Q_f + Q_k \quad (17)$$

Sistemin ısı verimi, $\eta_{Isıl}$, ısı transfer sıvısına aktarılan faydalı enerjinin emici boruya gelen kullanılabilir enerjiye oranı ile bulunabilir.

$$\eta_{Isıl} = \frac{Q_f}{Q_G} \times 100 \quad (18)$$

Cam örtüyü geçip, emici boruya gelen enerji miktarı, güneşten gelen ışıyım akısına (G_B) bağlı olarak;

$$Q_G = G_B \times A_{gka} \quad (19)$$

şeklinde yazılabilir ve parabolik kollektörün gölgelenmeyen yansıtıcı yüzey alanı A_{gka} ,

$$A_{gka} = (W_k \times L) - (L \times d_{cbd}) \quad (20)$$

kullanılarak hesaplanabilir. Bu çalışmada kullanılan sistem için $A_{gka} = 4,032 \text{ m}^2$ 'dir.

Optik Verim Hesabı

Emici boruya ulaşan güneş ışınları akısı (G_B), yansıtıcı yüzeye gelen direkt güneş ışınları akısının (G_A) cam örtüden geçip boruya kadar izlediği yolda oluşan optik kayıplar sonunda geri kalandır.

$$G_B = G_A \times \eta_{1-4} \quad (21)$$

Denklem (21)'den η_{1-4} hesaplanabilir. Ayrıca,

$$\eta_{1-4} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \quad (22)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, η_1 , gelme açısı düzeltme faktörüdür. Günün çalışma saatlerinde güneş saat açıları göz önüne alınarak gelme açısı, θ , 18° olarak seçilmiştir. $\eta_1 = K = \cos(18) = 0,95$ olmaktadır. η_2 , seçilen malzemeye göre değişmektedir. Yansıtıcı yüzey malzemesi olarak parlak yüzeyli paslanmaz çelik seçilmiştir ve yansıtıcılık değeri (η_2) $0,88$ 'dir. Yansıtıcı yüzey odaklama verimi η_3 ideal şartlar için $0,95$ olarak seçilmiştir. Cam örtü optik verimi, η_4 , seçilen malzemeye göre ve tasarım koşullarına göre değişmektedir. Emici boru ve cam örtü arasında hava olduğu için η_4 'ün tam olarak hesapla belirlenmesi mümkün değildir ve her çalışma için deneysel olarak hesaplanmıştır. Cam örtü optik verimi, η_4 Denklem (22)'den hesaplanabilir. Ayrıca, emici borunun güneş ışınlarını emicilik değeri (η_5) ile gösterilirse, parabolik oluk tipi güneş kollektörü optik verimi,

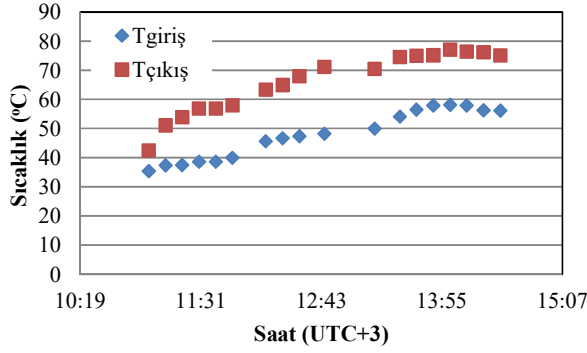
$$\eta_{optik} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 = \eta_{1-4} \eta_5 \quad (25)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Bu çalışmada kullanılan sistem için $\eta_5 = 0,94$ 'tür.

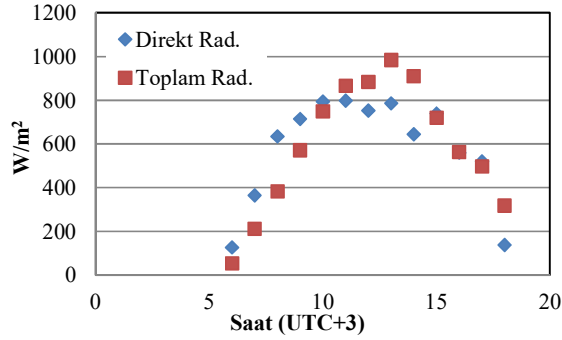
BULGULAR VE TARTIŞMA

Deneysel çalışmalarda suya aktarılan enerji değişimlerini belirlemek için farklı akış hızlarında çalışılmıştır. Yapılan çalışmalarda elde edilen deneysel verilerden örnek olarak 05.06.2012 tarihinde $0,4 \text{ L/dak}$ su debisi için elde edilen veriler Şekil 3'te gösterilmiştir. Yine örnek olarak, Meteoroloji Genel Müdürlüğünden (MGM) alınan aynı tarihteki güneş ışıyım değerleri de Şekil 4'te verimmiştir.

Önceki kısımda verilen hesaplama yöntemi kullanılarak elde edilen bulgular Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 3. 05.06.2012 tarihli çalışmada suyun kollektöre giriş ve çıkış sıcaklıkları değişimi



Şekil 4. 05.06.2012 tarihinde direkt ve toplam güneş ışınlam değerlerinin değişimi

Isı transfer sıvısına aktarılan faydalı enerjinin emici boruya gelen kullanılabilir enerjiye oranı olarak tanımlanan sistemin ısı verimi, $\eta_{ısı}$, zamanla çok değişiklik göstermemektedir ve ortalama olarak %85,6 olarak belirlenmiştir. Bu, yeterli kabul edilebilir bir değerdir. Yansıtıcı yüzeye gelen direkt güneş ışınlarından faydalanılma verimi olarak tanımlanabilecek optik verim ise saat 11 ve 14:30 arasında, artan güneş enerjisi akısı ile artış göstermektedir ve en yoğun güneş enerjisi akısı olduğunda bu verim yaklaşık %23 değerine ulaşmaktadır. Bu da benzer sistemler için kabul edilebilir makul bir değerdir (Karaduman 1989; Yeşilata, 1990; Sayıgh, 1991; Genç, 1998; Haifeng, ve Zhenyan, 2003).

Cam örtü optik verimi, η_4 , seçilen malzemenin özelliğine bağlı olarak değişmekle beraber, kullanılan sistemde cam örtü ve emici boru arasındaki hava ve nemden dolayı bu değer düşebilmektedir. Yapılan çalışmada optik verimi etkileyen parametrelerden yansıtıcı yüzey odaklama verimi η_3 ideal koşullar göz önüne alınarak seçilmiştir. Fakat kullanılan sistemde güneş takip işlemi el ile gerçekleştirilmekte ve bunun etkisi ile yansıtıcı yüzey odaklama verimi yapılan kabulün biraz daha altında olabilir. η_3 gün içerisinde zamanla değişebileceği için tam olarak belirlenememiş ve bunun etkisi hesaplamalarda optik verimi etkileyen unsur olarak cam örtü optik verimi içinde düşünülmüştür. Bu şekilde hesaplanan cam örtü optik verimi, η_4 , değerleri de Tablo 2'de gösterilmiştir.

Güneş enerjisinin yoğun olduğu saatlerde η_4 yaklaşık 0,2 ile 0,3 arasında değişmiştir. Denklem 25 dikkate alındığında, toplam optik verimi η_{optik} etkileyen en önemli faktörün cam örtü optik verimi η_4 olduğu açıkça anlaşılmaktadır.

Tablo 2. 05.06.2012 tarihli çalışma için hesaplanan optik ve ısı analizlerin sonuçları

| Saat | η_4 | η_{optik} | % $\eta_{ısı}$ |
|-----------------|--------------|----------------|----------------|
| 11:00 | 0,088 | 0,066 | 85,61 |
| 11:10 | 0,17 | 0,1267 | 87,68 |
| 11:20 | 0,201 | 0,1506 | 88,17 |
| 11:30 | 0,224 | 0,1672 | 88,01 |
| 11:40 | 0,224 | 0,1672 | 88,01 |
| 11:50 | 0,221 | 0,1652 | 87,59 |
| 12:10 | 0,235 | 0,1753 | 86,28 |
| 12:20 | 0,242 | 0,1806 | 86,10 |
| 12:30 | 0,27 | 0,2011 | 86,53 |
| 12:45 | 0,3 | 0,2245 | 86,50 |
| 13:15 | 0,262 | 0,1957 | 85,55 |
| 13:30 | 0,263 | 0,1962 | 84,37 |
| 13:40 | 0,24 | 0,1804 | 83,18 |
| 13:50 | 0,227 | 0,1695 | 82,25 |
| 14:00 | 0,301 | 0,2252 | 83,35 |
| 14:10 | 0,294 | 0,2196 | 83,25 |
| 14:20 | 0,313 | 0,2338 | 84,15 |
| 14:30 | 0,3 | 0,2228 | 83,90 |
| Ortalama | 0,243 | 0,1815 | 85,6 |

SEMBOLLER

| | |
|-----------|---|
| A_{mbd} | Metal boru dış yüzey alanı [m ²] |
| A_{gka} | Gölgelenmeyen kollektör alanı [m ²] |
| d_{mbi} | Metal boru iç çapı [m] |
| d_{mbd} | Metal boru dış çapı [m] |
| d_{cbi} | Cam boru iç çapı [m] |
| d_{cbd} | Cam boru dış çapı [m] |
| D_{min} | Emici boru minimum boru çapı [m] |
| f | Odak uzaklığı [m] |
| G_{ad} | Atmosfer dışındaki güneş ışınlam miktarı [W/m ²] |
| G_A | Atmosferde kayıplara uğradıktan sonra arabolik yüzeye direkt gelen güneş ışınları [W/m ²] |
| G_B | Gelen güneş ışınları akısının emici boruya ulaşabilen kısmı [W/m ²] |
| H_k | Parabolik yansıtıcı yüzey derinliği [m] |
| h_d | Cam örtüden çevreye olan ısı transfer katsayısı [W/m ² K] |
| h_{ar} | Metal boru ile cam örtü arası olan ısı transfer |

| | |
|----------------|---|
| | katsayısı [W/m ² K] |
| h_i | Isı transfer sıvısı taşınım ısı transfer katsayısı [(W/m ² K)] |
| k_{mb} | Metal boru ısı iletim katsayısı [W/m K] |
| k | Isı iletim katsayısı [W/m K] |
| k_{eff} | Boşluktaki hareketsiz havanın etkin ısı iletkenliği [W/m K] |
| L | Kollektörü uzunluğu [m] |
| Q_G | Emici boruya gelen kullanılabilir enerji [W] |
| Q_f | Isı transfer sıvısına aktarılan faydalı enerji [W] |
| Q_k | Emici borudan çevreye olan ısı kaybı [W] |
| T_d | Dış ortam sıcaklığı [°C] |
| T_{cbd} | Cam boru dış duvar sıcaklığı [°C] |
| T_{cbi} | Cam boru iç duvar sıcaklığı [°C] |
| T_{mbd} | Metal boru dış duvar sıcaklığı [°C] |
| T_{mbi} | Metal boru iç duvar sıcaklığı [°C] |
| T_{ort} | Isı transfer sıvısı ortalama sıcaklığı [°C] |
| $T_{i,g}$ | Isı transfer sıvısı kollektör giriş sıcaklığı [°C] |
| $T_{i,ç}$ | Isı transfer sıvısı kollektör çıkış sıcaklığı [°C] |
| U_{mbd} | Emici boru ile çevre arasındaki toplu ısı transfer katsayısı [W/m ² K] |
| W_k | Kollektörü açıklık eni [m] |
| Nu | Nusselt sayısı [=hD/k] |
| Re | Reynolds sayısı [=VρD/μ] |
| Pr | Prandtl sayısı [=C _p μ/k] |
| θ_r | Kollektör kenar açısı |
| r_r | Maksimum yansıtıcı yüzey yarıçapı [m] |
| η_{optik} | Kollektör optik verimi [-] |
| $\eta_{ısıl}$ | Kollektörün ısı verimi [-] |

Karaduman, A., 1989. *Parabolik Güneş Kollektörü Sisteminin Tasarımı ve Yapımı*, Yük. Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Ankara.

Pamir, N., 2006, Küresel Gelişmeler Paralelinde Türkiye'de Enerji Sorunu, *Ulusal Bağımsızlık İçin Türkiye İktisat Politikaları Kurultayı Bildiriler Kitabı*, İnönü Üniversitesi, Malatya, 95-110.

Sayıgh, A.A.M., 1991, *Solar Energy Engineering*, Academic Pres, New York.

Yeşilata, B., 1990. *Güneş Hareketini İzleyen Parabolik Yoğunlaştırıcı Tip Güneş Kollektörlerinin Tasarımı, Dizaynı ve Isıl Veriminin Araştırılması*, Yük. Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Elazığ.

TEŞEKKÜR

Deney sisteminin yapılmasında Coşar Isı Cihazları San. Tic. Ltd. Şti çalışanlarına ve Makina Müh. Sayın Ergün Coşar'a sonsuz teşekkürlerimi sunarız.

KAYNAKLAR

Anderson, B., 1977, *Solar Energy: Fundamentals in Building Design*, McGraw-Hill, New York.

Cicibıyık, C., 2012. *Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörü İle Enerji Üretimi*, Yük. Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.

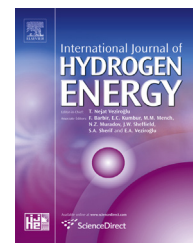
Duffie, J. A., Beckman W. A., 2006, *Solar Engineering of Thermal Processes*, (Third Ed.), John Wiley & Sons, Inc., New York.

Genç, A., 1988. *Güneşi Tek Eksende Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Yoğunlaştırıcısının Performans Deneyleri*, Yük. lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.

Haifeng, X., Zhenyan, L., 2003 , Performance of Solar Cooling Tube With Non- Tracking Concentrator, *Science Pres*, 24 (6), 750-757.

Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

journal homepage: www.elsevier.com/locate/he

Performance improvement in direct borohydride/peroxide fuel cells

Ayşe Elif Sanlı ^{a,*}, Merve Gordesel ^b, Eyup Semsî Yılmaz ^a,
Süleyman Kursat Özden ^a, Goksel Gunlu ^a, Bekir Zuhtu Uysal ^b

^a Turgut Ozal University, Electrical-Electronics Engineering Department, Ankara, Turkey

^b Gazi University, Engineering Faculty, Chemical Engineering Department, Ankara, Turkey

ARTICLE INFO

Article history:

Received 27 June 2016

Received in revised form

15 August 2016

Accepted 17 August 2016

Available online 2 November 2016

Keywords:

Borohydride

Peroxide

Fuel cell design

Short term performance

ABSTRACT

Direct borohydride/peroxide fuel cells (DBPFCs) show progressively deteriorating performance during operation for various reasons such as decreasing reactant concentrations, gas evolution and uneven distribution of liquids. The present study aims to emphasize the importance of certain design parameters, such as bipolar plate materials, flow fields and manifold design, in determining the DBPFC performance. Bipolar materials and flow channel design have been investigated. A power density of 67 mW cm^{-2} has been obtained with composite graphite and parallel flow channel bipolar plates. It has increased to 87 mW cm^{-2} using sintered graphite and then to 93.3 mW cm^{-2} using sintered graphite with serpentine flow fields. The stacking of DBPFCs results in a loss of performance and unstable output. The performance has remained nearly unchanged as the cell number was increased by applying an independent cell liquid distribution network (ICLDN). Using an ICLDN, power densities of 98.3 , 83.3 and 82 mW cm^{-2} have been obtained for single-cell, 3-cell and 6-cell stacks, respectively. Finally, a controlled oxidant feeding system (COFS) has been developed to provide stable output power, and it has demonstrated a stable output power of 6 W for 2.5 h .

© 2016 Hydrogen Energy Publications LLC. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

Introduction

Fuel cells that directly use borohydride are known as direct borohydride fuel cells (DBFC). DBFCs as liquid fuel cells have many advantages for portable applications and transportation. They have a high theoretical cell potential of 1.64 V ($\text{CH}_3\text{OH}/\text{O}_2$: 1.19 V , H_2/O_2 : 1.23 V , HCOOH/O_2 : 1.45 V , $\text{N}_2\text{H}_4/\text{O}_2$: 1.56 V), a high maximum power density of 32.8 – 250 mW cm^{-2} , (DMFC: 30 – 100 mW cm^{-2} , PEMFC: 300 – 1000 mW cm^{-2}), a high energy density of 9300 Wh kg^{-1} (Lithium battery: 250 Wh kg^{-1} , Lead acid battery: 20 – 50 Wh kg^{-1} , nickel-metal hydride battery: 60 – 100 Wh kg^{-1}), easy cooling capability, easy refueling

capability, fuel storability, environmentally benign properties, fast response characteristics and a simple system design [1,2].

Air is commonly used at the cathode in this type of fuel cells. In recent years, direct borohydride/peroxide fuel cells (DBPFC) that use peroxide instead of air have been developed, and their cell performances have been improved. DBPFCs are gaining popularity because of their high energy content, safe transport, nontoxicity, non-explosiveness and the convenience of low operating temperatures [3,4]. The DBPFC showed excellent performance with increasing H_2O_2 concentrations. H_2O_2 concentration affects the borohydride utilization efficiency. Luo et al. showed that utilization of $50\% \text{ H}_2\text{O}_2$

* Corresponding author. Fax: +90 312 551 5019.

E-mail address: aecsanli@gmail.com (A.E. Sanlı).

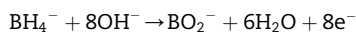
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.08.105>

0360-3199/© 2016 Hydrogen Energy Publications LLC. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

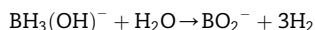
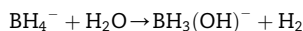
resulted in more than 30% higher output voltage compared to lower peroxide concentrations [4]. The fuel efficiency increased from 10% to 90% by increasing the H_2O_2 concentration from 10% to 90% and can be increased to 90% and 40% using 50% H_2O_2 and 20% H_2O_2 , respectively [1]. Additionally, Luo et al. projected a DBPFC stack with 165 cells for future Unmanned Undersea Vehicle (UUV) programs and with an overall mission duration >30 days. They found the highest power density of 1.5 W cm^{-2} at a temperature of 65°C and achieved the highest efficiency of 95% using the high test peroxide HTP (95% H_2O_2). Unfortunately, using (HTP) leads to safety concerns and psychological barriers for underwater applications [4].

DBPFCs are still under investigation due to the complex nature of reactions and complex charge- and mass-transfers occurring at their anodes and cathodes. BH_4^- hydrolysis associates with the anodic reaction and produces the hydrogen. Moreover electrooxidation mechanism of BH_4^- involves unstable and adsorbed intermediates:

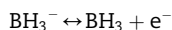
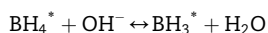
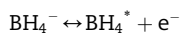
Anodic oxidation:



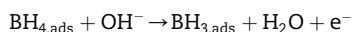
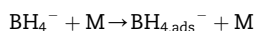
Hydrolysis:



Unstable intermediates:



Adsorbed intermediates:



Therefore, there is a need to develop more active electro-catalysts and membranes with higher conductivity. Hydrogen evolution should be hindered to improve the DBPFC performance. It strongly depends on anode catalyst. Some metal catalysis depress the hydrolysis of borohydride. Carbon supported binary Pt, Au and Pd catalysis are catalytically active and promote the electro-oxidation of borohydride [5–12].

Despite the lack of consensus, the literature shows that there have been exhaustive studies of the electrochemical reaction mechanisms of borohydrides. Verma et al. and Sanlı et al. developed mathematical kinetic models for DBFC and DBPFC, respectively [13,14]. However, the DBPFC performance is sensitive to design and operating parameters. The relation between cell design and performance has not been described clearly and a practical design model for DBPFC cells and stacks has not yet been suggested. Stroman et al. recently reported the development of a 2-D DBFC model and investigated the effects of cell channels on major losses [15].

DBPFCs exhibit several challenges during stacking and scaling up. They require a complex design to be scaled up. The

DBPFC stack suffers from insufficient electrical performance, mainly due to improper anode and cathode catalysis. The primary challenge of the DBPFC stack is the evaluation of the hydrogen and oxygen gases produced from the electro-oxidation of borohydride and electro-reduction of peroxide, respectively. The hydrogen and oxygen block the electrode surfaces, cause non-uniform thermal and mass distribution and decrease the current density. Additionally, the membrane-electrode-assembly (MEA) components of the middle cells can be damaged by the increase in pressure. Prevention of gas evolution and removal of the gas products from the stack should be issues of high priority. However, few studies address the DBFCP design. Design parameters such as cell geometry and component design have not been sufficiently examined.

First, bipolar plates and their designs have importance strong impacts on performance, stack weight and cost. In addition to using more active anode and cathode catalysts, they can be improved using a suitable bipolar plate material and through proper design of the flow fields. The main flow channel types are the serpentine and parallel channels. The parallel channel leads to the formation of dead zones in flow fields and increases flow difficulties, pressure drops, and current and voltage fluctuations [16]. The transport of electrolyte solutions through the channels increases the electric resistivity because of the motion of charged species. This can be reduced by designing flow channels that are narrower and shallower. Narrower channels create a vertical potential gradient in the y-direction and thus lead to stronger electrical field transport through the membrane, whereas shallower channels provide more volumetric power by enabling the construction of more cells in the same volume and by facilitating higher fuel utilization [15]. Graphite and stainless steel are the most commonly used mono- and bipolar plate materials in the construction of a DBPFC. Although carbon graphite is not as strong as stainless steel, it is commonly used as a bipolar plate instead of stainless steel in order to reduce the stack weight.

Kim et al. developed a DBFC for portable applications. They reported a 4.2-fold reduction in weight by the use of carbon graphite bipolar plates instead of stainless steel. Their design also shows uniform fuel distribution by adopting a parallel anode channel and serpentine cathode channels to the 5-cell DBFC stack [17]. The performance decreased to 30% of that of the stainless steel DBFC cell. This reduction was attributed to weaker contact between the MEA and the end-plates. They also designed a corrugated anode to assist the evacuation of hydrogen. The corrugated anode provided 27% higher performance than that of the classical flat type anode [18]. Liu et al. used the 316 stainless steel plates with serpentine flow fields, which enabled the expulsion of gas bubbles [3].

Another major problem of stacking is the performance loss with increasing cell number and the formation of shortcuts between neighboring cells [19,20]. The stack performance decreases with increasing cell number due to the evolution of hydrogen and oxygen gases. Liu et al. constructed 10-cell and 20-cell DBFC stacks. The fuel and air flow rates were 0.15 L min^{-1} and 5 L min^{-1} , respectively. The powers were monitored and found to be 17 W for the single cell and 6 W for the 10-cell stack [3]. They found the largest performance loss during stacking, which was caused mainly by hydrogen

evolution. The middle cells of the DBFC stack exhibited the lowest performance data. This was attributed to hydrogen evolution and uneven fuel distribution in the stack. When 20 cells were stacked, the loss increased. Therefore, a divided parallel supply was suggested for the 20-cell stack to decrease the performance loss [3]. In comparison with Liu's study, Kim et al. constructed a 5-cell stack with parallel anode plates and achieved relatively stable performances. The power densities were found to be 200 mW cm^{-2} for a single cell and 183 mW cm^{-2} for a 5-cell stack with 7.5% performance loss [17]. Luo et al. demonstrated a way to achieve high power density with short (single and 2-cell) stacks rather than multi-cell (24-cell) stacks. They achieved power densities of 600 mW cm^{-2} with a single DBPFC, 313 mW cm^{-2} with 2-cell stacks and 150 mW cm^{-2} with 24-cell stacks connected serially [21]. The production of the aforementioned gases should be prevented by developing active catalysts, or they should be rapidly removed from the stack by using a proper manifold system.

Highly conductive reactants decrease the resistance between the cells and cause a drop in voltage and power. An effective way to increase the resistance and stack voltage is to use longer and more isolated outer manifolds. Luo et al. developed a cell-isolated fuel distribution network (CIFDN) for a kilowatt DBPFC stack, solved the complicated manifold issue and improved the stack performance and lifetime [21].

The reactant feed is another parameter that affects the DBPFC performance. It is known that a parallel fuel-feed provides more power than a serial connection [21]. The serially connected DBPFC tends to have increased stack pressure due to the excess gases generated during the operation. On the contrary, despite its corrosion characteristic, a parallel feed reduces gas evolution and increases the cell power. Therefore, mixed feeding models were applied for better performance by Kim et al. [17].

The main challenges and future targets for DBPFCs can be summarized as follows: NaBH_4 production at low cost, metaborate recycling, H_2 gas evaluation at the anode, O_2 gas evaluation at the cathode, short lifetime of DBPFC components, need for better cooling in the stack, short circuits between the cells because of highly conductive reactants, insufficient and unstable output power and inefficient and unsafe operating conditions. In the present study, we aimed;

- i. to reduce the negative effects of hydrogen and oxygen gases on the DBPFC performance and
- ii. to achieve a stable output power from DBPFC

by applying a convenient DBPFC architecture and by using electronic feeding control. Traditional fuel cell architectures are not suitable for DBPFC applications because of the two-phase flow nature of DBPFCs on both sides and the highly conductive nature of the reactants. This results in gas accumulation and the blockage of flow channels, low performance, short circuits and insecure working conditions. Therefore, the independent cell liquid distribution network system (ICLDNS) was applied in order to maximize the output power [21]. Additionally, we developed a controlled oxidant feeding system with an electronic control unit to achieve a stable working output.

Experimental

DBPFC system assembly and single cell performance tests

Stack material

In the present study, graphite plates were used as the body material. Two type of graphite plates (composite and sintered graphite) were tested. The properties of two graphite materials are given in Table 1.

Designing the flow channels

Two types of flow geometries (parallel and interdigitated) with a landing and channel (L:C) ratio of 1:9 were analyzed. Schematic illustrations of the graphite channels are given in Fig. 1. Parallel channels were patterned with a depth of 3.5 mm, and the squares were sized to $3 \times 3 \text{ mm}^2$ (Fig. 1a). Interdigitated channels were sized with a length of 8.5 cm, a width of 1 mm and a depth of 3 mm (Fig. 1b).

Preparation of the MEAs

The MEA was composed of a Pd/C anode (2 mg cm^{-2}), a Nafion 115 membrane and a Pt/C cathode (1.5 mg cm^{-2}). A hydrophilic carbon cloth (from Fuel Cell Store) was used as the diffusion layer. The catalyst layers, membrane and carbon cloths were sandwiched with a hot press under a pressure of 1000 psi for 3 min. Fuel solutions were fed into the cell and stacks using a MasterFlex peristaltic pump with two heads at a flow rate of 27 ml min^{-1} . The fuel and oxidant tanks were stored in a water bath for temperature control at 40°C .

Development of the ICLDN system

An ICLDN was designed for the DBPFC stack (Fig. 2) [22]. A separated manifold system was used, and reactants were fed edgewise through the fittings, two for each side of the graphite bipolar plate. The fuel and oxidant were supplied to the stack with Teflon tubes and then returned to the tanks. In Luo et al.'s study, the two feed schemes were combined. While borohydride was fed in parallel to reduce the gas evaluation, peroxide was fed in series to get desired result. In the present study, the stack was divided into 2 groups of 5 cells each and the fuel and oxidant were fed in series with MasterFlex peristaltic pump with two heads [23].

Fuel and oxidant concentrations were optimized as 5% NaBH_4 dissolved in 20% KOH and 8% H_2O_2 + 1.5 M H_2SO_4 , respectively. Although the performance was decreased, temperature and gas evolutions were sufficiently controlled during operation. The tests were performed in a single DBPFC cell with an active area of 90 cm^2 .

Development of the oxidant feeding system

Two oxidant feeding systems were tested to observe the effect of the feeding system on the DBPFC performance – a classical one tank circulation system and a controlled oxidant feeding system (COFS). The classical feeding system consists of a fuel and an oxidant tank. In the present study, a second oxidant tank was added to the system. The first oxidant tank was fed from the second tank during the fuel cell operation electronic control unit. The system is depicted in Fig. 3 with the electronic control unit [24].

Table 1 – Properties of different DBPFC stack materials.

| | Specific gravity (g cm ⁻³) | Modulus of elasticity (MPa) | Thermal conductivity (W mk ⁻¹) | Electrical resistance (ohm cm) | Power densities (mW cm ⁻²) |
|----------------------------------|---|--------------------------------|---|-----------------------------------|---|
| Composite graphite with resin | 1.82 | 75 | 14 | 24×10^{-4} | 72.2 mW cm ⁻² |
| Sintered graphite | 1.51 | 140 | 35 | 11×10^{-4} | 87 mW cm ⁻² |

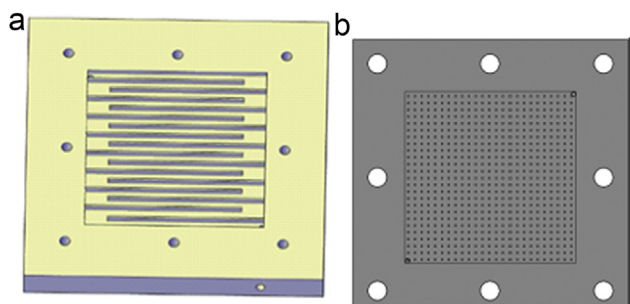
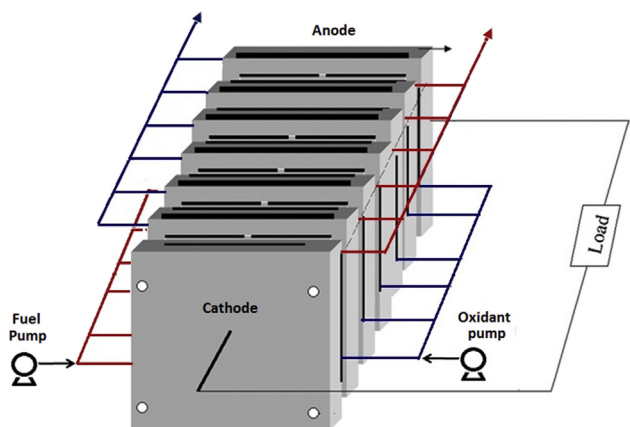
**Fig. 1 – a) Serpentine and b) parallel flow field bipolar plates.**

Fig. 2 – DBPFC stack with ICFDN [22]. Reprinted from *Journal of Power Sources*, 162, Raman RK, Prashant SK, Shukla AK, A 28-W portable direct borohydride–hydrogen peroxide fuel-cell stack, 1073–6, © 2006 with permission from Elsevier B.V. All rights reserved.

Short term performance studies

Short-term performance tests were carried out with active areas of 12 cm² for a single cell, 36 cm² for a 3-cell stack and 72 cm² for a 6-cell stack at 40 °C. To evaluate the DBPFC cell and stack performances, the systems were maintained at constant voltages. A controlled oxidant feeding system (COFS) was developed and applied to avoid problems associated with H₂O₂ depletion and performance loss and to achieve stable output power. The performance was monitored using a Gamry Galvanostat/potentiostat and the current was recorded versus time.

Results and discussion

Development of a controlled oxidant feeding system

The reactant concentration is the main factor that can maximize the DBPFC performance. In both sides, the concentrations of liquid oxidant and liquid fuel constantly decrease during the cell operation because of the consumption and crossover of ions such as BH₄⁻ through the Nafion membrane. Most importantly, Na⁺ ions cross over through the cathode side, drag additional water and increase the pH in the cathode side, thus causing a reduction in power density. In DBPFCs, borohydride concentration is limited because of its low solubility and has little influence on the energy density. However, the effect of H₂O₂ concentration is more significant than that of borohydride. It also affected the borohydride utilization efficiency. The fuel efficiency increased by increasing the H₂O₂ concentration. Luo et al. projected a DBPFC stack with 165 cells for future UUV programs and with an overall mission duration >30 days. Although the highest efficiency of 95% using the HTP (95% H₂O₂) was achieved, unfortunately, using high test peroxide (HTP) leads to safety concerns and psychological barriers.

To overcome these problems related to peroxide concentration, a controlled oxidant feeding system (COFS) was developed with an electronic control unit. In Fig. 4, the performance curves are given for a classical feeding system and for the COF system. The performance tests were carried out with a single DBPFC under a constant voltage of 1 V. A total of 1 L of oxidant (8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄) was used and recirculated in both systems. As seen in Fig. 4a, the performance decreased gradually from 6 W to 2.5 W within 20 min using the classical feeding system with one oxidant tank.

Fig. 4b shows the performance data obtained with COFS. Although the same amount of oxidant (1 L) was used, the performance was found to be almost stable during the operation for two hours under a constant voltage load of 1 V. Fresh oxidant was added from a second tank to the first tank at a constant amount of 5 ml and at time intervals of 4 min. There was almost no deterioration of the cell current. The cell power remained near 5 W for 80 min, after which it gradually decreased to 4.7 W for 60 min. It should be highlighted that in our system, catholyte was used in a very low concentration (8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄) during the tests, and the performance can be further improved by controlling the oxidant feed with a microcontroller.

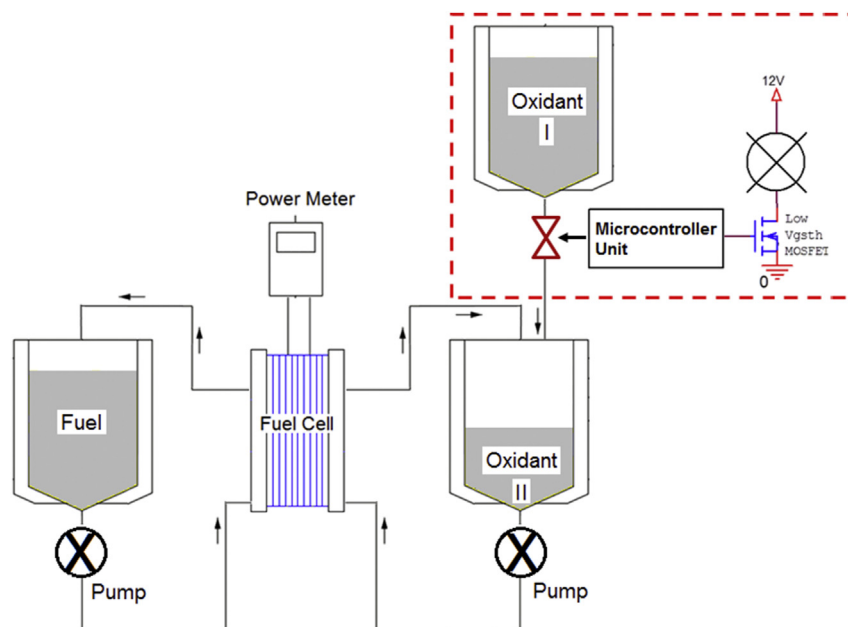


Fig. 3 – Classical feeding system and controlled oxidant feeding system with electronic control unit (highlighted in rectangle).

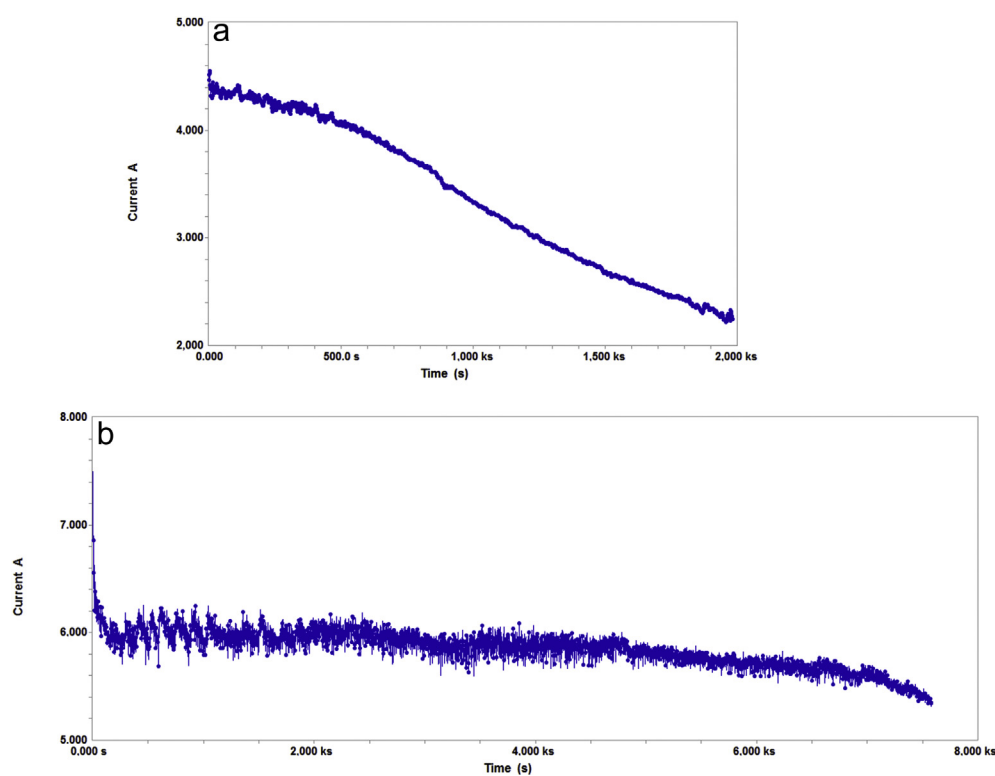


Fig. 4 – Performance curves of DBPFC carried out under constant voltage of 1 V using a) classical feeding and b) COFS (single DBPFC, active area: 90 cm^2 , current density: 67 mW cm^{-2} , flow rates of reactants: 27 ml s^{-1} , temp: 35°C , Fuel: 10% $\text{NaBH}_4 + 20\% \text{ KOH}$, Oxidant: 8% $\text{H}_2\text{O}_2 + 1.5 \text{ M H}_2\text{SO}_4$) [14].

Stack design and operating conditions

Effect of bipolar plates

The use of suitable bipolar plates is an important issue in DBPFC design. The technologies related to bipolar plates are responsible for the reduction in cost and weight of fuel cells and the increase in cell life and performance. Stainless steel or carbon materials are commonly used for bipolar plates. Bipolar plates based on carbon materials can be corroded easily, which reduces the cell lifetime, but are advantageous from the perspective of weight of the stack. Conversely, stainless steel is known for being a corrosion-resistant metal with low contact resistance. However, the oxide layer that forms on stainless steel results in ohmic resistance and a voltage drop in the cell and stack. Therefore, bipolar plate design and proper plate materials have been the main focus of development activities thus far.

In our study, two different types of graphite were used, a composite graphite with resin binders and a sintered graphite without any additives, both with a thickness of 2 mm. The performance and polarization curves of single DBPFC are given in Figs. 5 and 6 for the composite graphite and the sintered graphite, respectively. The maximum cell powers were found to be 6.5 W at a voltage of 1 V and a current of 6.4 A with the composite graphite DBPFC and 7.8 W at a voltage of 1.1 V and a current of 7 A with the sintered-graphite DBPFC. The stack power density increased from 72.2 to 87 mW cm⁻² with sintered graphite. Table 1 shows a comparison of the properties of the two graphite materials. It showed a 20% higher contribution to the performance due to half the electrical resistance. Additionally, it has twice the tight strength compared with composite graphite. A higher force could be applied to the sintered graphite plates during the stack assembling process because of its tighter strength, and a better contact resulting was thus achieved. The Open Circuit Potential (OCP) values were found to be 1.85 V and 1.9 V for the composite graphite DBPFC cell and the sintered graphite DBPFC cell, respectively. Although there was not a significant

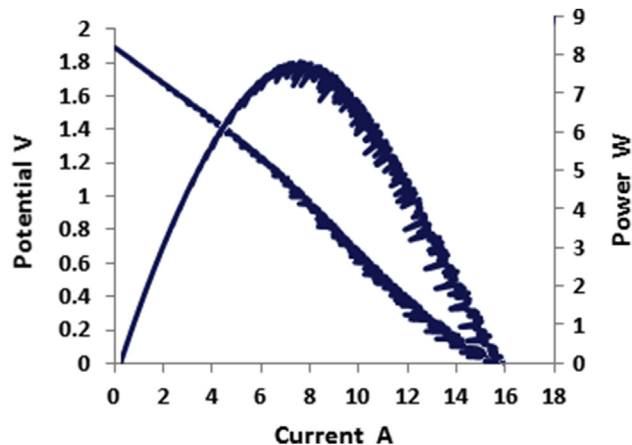


Fig. 6 – Power and polarization curves for the DBPFC constructed with sintered graphite bipolar plates (single DBPFC, active area: 90 cm², current density: 87 mW cm⁻², flow rates of reactants: 27 ml s⁻¹, temp: 35 °C, Fuel: 10% NaBH₄ + 20% KOH, Oxidant: 8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄).

difference in the OCPs and thus in the resulting ohmic resistance, an increase in current was observed due to good contact and good electrical conductivity. This was further attributed to the catalytic effect of sintered graphite on the electrochemical reactions, even though this aspect needs further investigation.

Flow channel effect

Both parallel and interdigitated flow channels were tested in our study. It is known that interdigitated channels promote two-phase mass transport and prevent channel blocking. The parallel channel leads to the formation of dead zones in flow fields and increases flow difficulties, pressure drops and current and voltage fluctuations. The flow channel design has a significant impact on the DBPFC performance. The transport

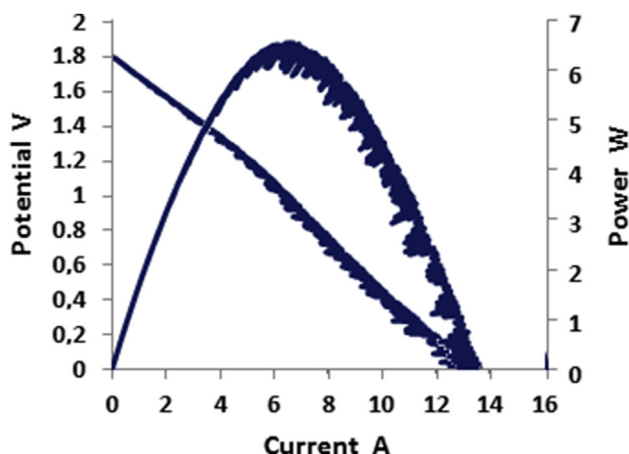


Fig. 5 – Power and polarization curves of the DBPFC with composite graphite bipolar plates (single DBPFC, active area: 90 cm², current density: 67 mW cm⁻², flow rates of reactants: 27 ml s⁻¹, temp: 35 °C, Fuel: 10% NaBH₄ + 20% KOH, Oxidant: 8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄).

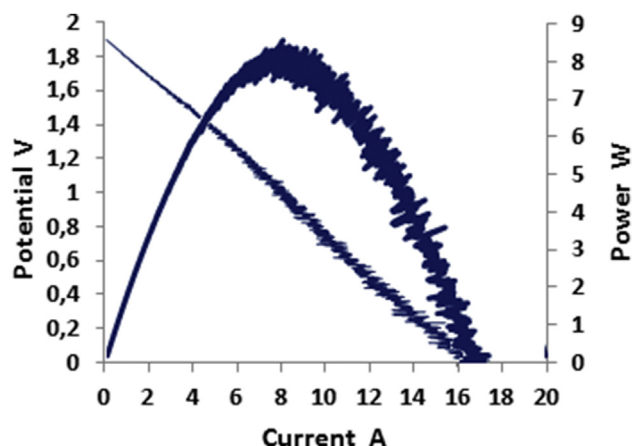


Fig. 7 – Power and polarization curves of DBPFC with the interdigitated flow fields (single DBPFC, active area: 90 cm², current density: 93.3 mW cm⁻², flow rates of reactants: 27 ml s⁻¹, temp: 35 °C, Fuel: 10% NaBH₄ + 20% KOH, Oxidant: 8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄).

Table 2 – The long term performance data for the direct borohydride air fuel cells (DBFC).

| DBFC | Anode | Cathode | Membrane | Temperature (°C) | Load (mA cm ⁻²) | Time (h) | Stability |
|----------------------|---|----------------------------|---|------------------|-----------------------------|----------|---|
| Li et al. [26] | Zr–Ni alloy | Pt/C | Nafion 117 | 60 | 20 | 29 | Stable performance for 29 h under 20 mA cm ⁻² load |
| Choudury et al. [27] | Au plated SS mesh | Au plated SS mesh | PVA hydrogel membrane | Ambient | 10 | 100 | Stable performance for 100 h under 10 mA cm ⁻² load |
| Cheng & Scott [28] | Au/C | FeTMPP | Nafion 117 | 70 | 50 | 50 | Stable performance for 50 h under 50 mA cm ⁻² load |
| | | Ag | Nafion 117 | 70 | 50 | 50 | Stable performance for 50 h under 50 mA cm ⁻² load |
| | | Pt | Nafion 117 | 70 | 50 | 50 | Stable performance for 50 h under 50 mA cm ⁻² load |
| | | Ni | Nafion 117 | 70 | 50 | 50 | Poor stability |
| Cheng & Scott [25] | Au/C | Pt/C | Nafion 117 | 25 | 20 | 150 | Stable performance for 150 h under 20 mA cm ⁻² load |
| Cheng & Scott [29] | Ti mesh/Au, Ag | Pt/C | Nafion 117 | 25 | 20 | 50 | More stable than Au/C, Ag/C anode |
| Ma et al. [30] | MnNi _x Co _y Mn _z Al _w | Iron phthalocyanine (FePc) | Membraneless | – | 50 | 50 | More stable from Pt/C cathode |
| Ma et al. [31] | Ni: Pd/C (25:1) | Pt/C | Membrane: Cross-linked chitosan Binder: Chitosan chemical hydrogel | 30 | 120 | 100 | Stable performance for 120 h under 120 mA cm ⁻² load |

Table 3 – Comparison of the power densities of DBPFC stacks reported in the literature.

| | | Temperature (°C) | V _{PP} | I _{PP} (mA cm ⁻²) | Power density (mW cm ⁻²) | Power W per stack | Short term performances |
|-----------------|-------------|--------------------------------------|-----------------|--|--------------------------------------|-------------------|--|
| Liu et al. [3] | Single cell | Starting temp. of 20 °C, no cooling | 0.7 V | 350 | 250 | 17 W | Not available |
| | 3-cell | Starting tempe. of 20 °C, no cooling | 0.64 V | 300 | 63.7 | 13 W | Not available |
| | 5-cell | Starting temp. of 20 °C, no cooling | 0.66 | 250 | 29 | 10 W | Not available |
| | 10-cell | Starting temp. of 20 °C, no cooling | 0.58 V | 150 | 8.8 | 6 W | Not available |
| Luo et al. [21] | Single cell | ~55 with cooling | – | – | 600 | 10 W | Not available |
| | 2-cell | ~55 with cooling | – | – | 313 | 45 W | Not available |
| | 24-cell | ~55 with cooling | – | – | 150 | 21.6 W | Not available |
| Present study | Single cell | 40 °C | 0.8 V | 125 | 98.3 | 1.2 W | First 20 min: decreased power from 1.1 W to 0.5 W After 80 min: stable at 0.5 W |
| | 3-cells | 40 °C | 2 V | 125 | 83.3 | 3 W | Stable at 2 W during 142 min |
| | 6-cells | 40 °C | 3 V | 163 | 82 | 5.9 W | First 50 min: increase from 2.8 W to 5.6 W After 91 min: stable at 5.6 W |

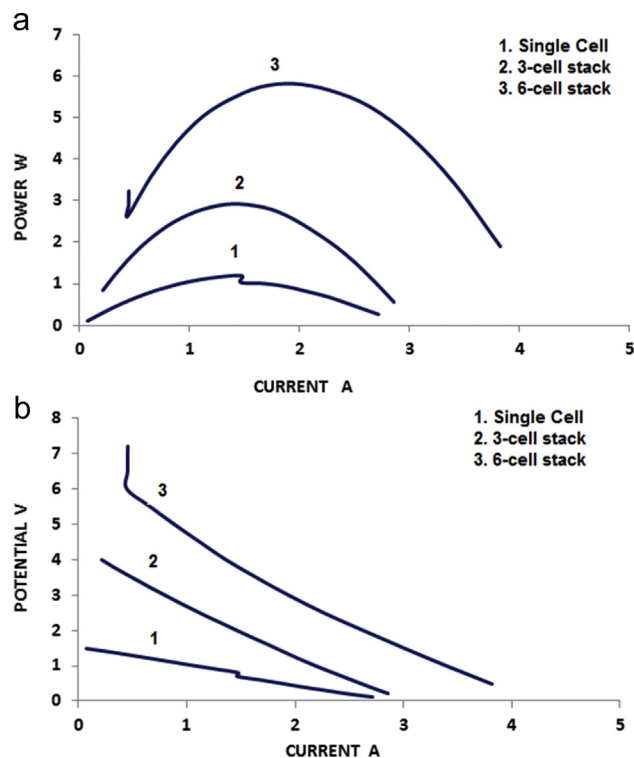


Fig. 8 – a) Power and b) polarization curves for a single DBPFC and 3-cell and 6-cell DBPFC stacks with COFS (Active areas: 12 cm² (single cell), 36 cm² (3-cell stack) and 72 cm² (6-cell stack), flow rates of reactants: 27 ml s⁻¹, temp: 35 °C, Fuel: 10% NaBH₄ + 20% KOH, Oxidant: 8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄) [24].

of electrolyte solutions through the channels causes electrical resistivity due to the motion of the charged species. This can be reduced by designing the flow channels to be narrower and shallower. Narrower channels create a vertical potential gradient in the y-direction, leading to stronger electrical field transport through the membrane, whereas shallower channels provide more volumetric power by enabling the construction of more cells in a constant volume and thus higher fuel utilization.

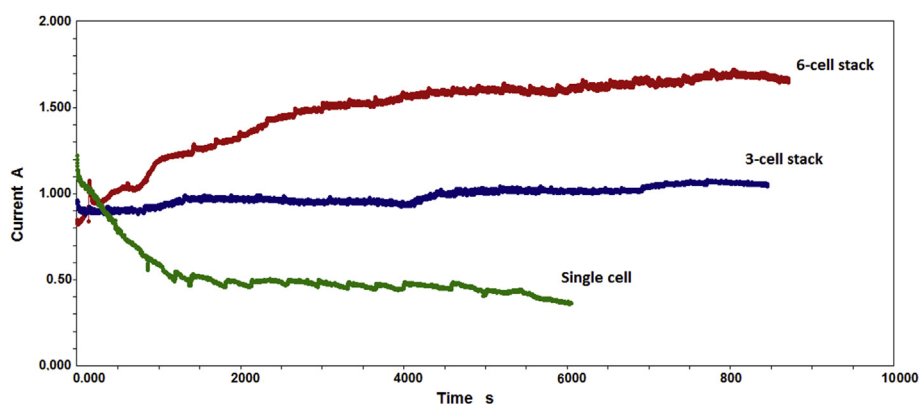


Fig. 9 – Short term performance curves of a single DBPFC and 3-cell and 6-cell DBPFC stacks under constant voltages of 1 V, 2 V and 3.5 V, respectively, (Active areas: 12 cm² (single cell), 36 cm² (3-cell stack) and 72 cm² (6-cell stack), flow rates of reactants: 27 ml s⁻¹, temp: 35 °C, Fuel: 10% NaBH₄ + 20% KOH, Oxidant: 8% H₂O₂ + 1.5 M H₂SO₄) [24].

Fig. 6 shows the cell performance with parallel flow channels. The performances of the interdigitated cell are given in Fig. 7. The performance of the DBPFC increased from 8 W (87 mW cm⁻²) at a cell voltage of 1 V and a current of 8 A (Fig. 6) to 8.4 W (93.3 mW cm⁻²) at a cell voltage of 0.9 V and a current of 9 A with interdigitated flow fields. The DBPFC settled in a constant voltage mode at 1 V. A interdigitated flow field provided better reactant flow and better liquid distribution by forcing the gas products to leave the cell. It boosted both active electrode surface and cell performance.

Stack performance studies

The performance of a DBPFC depends on a variety of factors, including the choice of materials, the design of the components and the operating conditions. A comparison of performance data of DBPFCs is very difficult because of the differences in these factors in different studies. Although the long-term studies have been performed for the direct borohydride air fuel cells, there are few data related to the short- and long-term stabilities of direct borohydride peroxide fuel cells. The short-term and long-term performances and durability tests of DBFCs and DBPFCs are summarized in Tables 2 and 3, respectively. The longest performance test for a DBFC with air was for 150 h [25]. It demonstrated stable performance using a Au anode and a Pt cathode at a temperature of 25 °C.

Manifold design for DBPFC stack

Previous literature shows that stacking causes large performance losses in DBPFCs. The two main reasons are gas evolution in the stack and the use of highly conductive reactants. First, the average cell power densities of DBFC stacks decrease with increases in the gas evolution rates. Second, because liquid reactants are used instead of hydrogen and oxygen in the DBPFCs, the stack design should be modified accordingly. Liquids cause certain complications due to their high conductivities (200 mS cm⁻¹). The resistance between neighboring cells is low. It causes short circuits and low stack voltage. Traditional integrated manifolds also pose risks such as short circuits, voltage surges in parts of the cell and excessive corrosion. Therefore, manifold design is a critical issue in terms of the uniform delivery of reactants, removal of gas products, corrosion and short lifetime of the DBPFCs.

Fig. 8a and b shows the power curves for a single DBPFC cell and 3-cell and 6-cell DBPFC stacks. The active area was 13 cm^2 per cell. The performance results are summarized and compared with the literature in Table 3. The power densities were found to be 98.3 mW cm^{-2} for a single DBPFC cell, 83.3 mW cm^{-2} for a 3-cell stack and 82 mW cm^{-2} for a 6-cell DBPFC stack. The power increased linearly with the stack number and was found to be 1.1 W for a single cell, 3 W for a 3-cell stack and 5.9 W for a 6-cell stack. No decrease in performance was observed with stacking, and the power density per cell remained stable at approximately 85 mW cm^{-2} . However, in Liu's DBFC system, maximum power densities decreased from 250 mW cm^{-2} to 8.8 mW cm^{-2} after 10-cell stacking. Similarly, in the study by Luo et al., the power density decreased after stacking from 600 mW cm^{-2} for single cell to 150 mW cm^{-2} for a 24-cell stack. Luo et al. achieved higher power density with the ICLFN system.

Short-term performances of DBPFC stacks

Fig. 9 shows the short-term performance curves taken under constant voltages of 1 V for a single cell and 2 V and 3.5 V for 3-cell and 6-cell DBPFC stacks, respectively. A controlled oxidant feeding system was applied during the operation. The 3-cell DBPFC stack showed a stable performance for approximately 140 min. The performance of the 6-cell DBPFC stack increased from 2.8 W to 5.6 W in the first 50 min and remained approximately stable at a power of 5.6 after 91 min. The power of the single DBPFC decreased in first 20 min from 1.1 W to 0.5 W and exhibited a stable output power of 0.5 W during the next 80 min (Fig. 9). In the present study, a total of 150 ml of fuel solution was used and recycled to the cell during the operation, without using fresh solution. Similarly, the total amount of oxidant was 250 ml . In the beginning, 100 ml of oxidant was replaced in the first tank and recycled to the system. After 15 min, it was renewed by adding 5 ml of fresh oxidant from a second tank every 4 min. Although other studies were carried out with single cells, we achieved short-term stable performance even with 3-cell and 6-cell stacks. Consequently, not only the ICLFN system but also COFS had a positive effect on the DBPFC performance. While the ICLFN system provides uniform reactant distribution in the stack, COFS keeps the oxidant concentration stable on cathode side.

Some short-term performance results for DBPFCs are compared with the studies of Jang et al. and Sljukic et al. in Table 4 [32,33]. Jang et al. investigated the effects of heat treatment of the electrodes on the DBPFC performance. They developed multi-walled carbon nanotube (MWCNT)-supported, cured and uncured (at 400°C) Pd anode and Au cathode electrodes and found superior performance with cured electrodes. The long-term performance of a single DBPFC was measured under loading of 50 mA cm^{-2} . Liquid products were collected in the containers while the gas products were vented. For the first 4 h, the performance remained stable with cured electrodes, while a rapid decrease in output voltage was observed after 6 h of operation. The output voltage of the DBPFC fluctuated after 8 h due to the blockage of oxidant flow channels by by-products [32].

Sljukic et al. developed a single DBPFC and studied the effect of the membrane type on the DBPFC performance.

Table 4 – The short term performance data for the direct borohydride peroxide fuel cell (DBPFC).

| | Performance test | Anode | Cathode | Membrane | Temp $^\circ\text{C}$ | Load | Time h | Stability |
|---------------------|------------------------|---|---|------------|-----------------------|------------------------|--------|--|
| Sljukic et al. [33] | Short term Single cell | Pt electrode | Pt electrode | AMI 7001S | 25 | 0.6 V | 2 h | CMI-7000S showed better performance |
| | Short term Single cell | Pt electrode | Pt electrode | CMI 7000S | 20 | 50 mA cm^{-2} | 2 h | Continuous falling of the DBPFC voltage |
| | Long term Single cell | Pt electrode | Pt electrode | AMI 7001S | 20 | 30 mA cm^{-2} | 45 h | Voltage decreasing to 0 V after ~40 h |
| | Long term Single cell | Pt electrode | Pt electrode | CMI 7000S | 20 | 0 current | 90 h | First 50 h; constant voltage |
| | Long term Single cell | MWCNTs/Pd (Cured-uncured at 400°C) | MWCNTs/Au (Cured-uncured at 400°C) | CMI 7000S | 25 | 50 mA cm^{-2} | 10 h | Second 40 h; cell voltage decrease |
| Jang et al. [32] | Long term Single cell | MWCNTs/Pd (Cured-uncured at 400°C) | MWCNTs/Au (Cured-uncured at 400°C) | Nafion 212 | | | | Better performance with cured electrode |
| | Long term Single cell | MWCNTs/Pd (Cured-uncured at 400°C) | MWCNTs/Au (Cured-uncured at 400°C) | Nafion 212 | | | | First 4 h, remained stable |
| Present study* | Short term performance | Pd/C | Pt/C | Nafion 115 | 40 | 1 V | 2.5 h | After 6 h, rapid decrease in output voltage |
| | 3-cell stack | Pd/C | Pt/C | Nafion 115 | 40 | 2 V | 2.5 h | After 8 h, byproduct accumulation on the cathode |
| | 6-cell stack | Pd/C | Pt/C | Nafion 115 | 40 | 3.5 V | 2.5 h | Stable |

Stability and durability tests were carried out with cation exchange (CMI-7000S) and anion exchange membranes (AMI-7001S). The effects of the membranes were characterized under loading of 0.6 V for 2 h, a constant current density of 50 mA cm⁻² for 2 h and 30 mA cm⁻² until complete discharge, and zero potential for 90 h. Fresh solutions were used in order to avoid concentration changes. While the CMI-7000S-based DBPFC provided higher power, the two membranes exhibited a slow decrease in performance with time. In all cases, the DBPFC voltages decreased continuously during cell operations. The DBPFC was maintained at a current density of 30 mA cm⁻² until the voltage decreased from 0.8 V to 0 V for approximately 40 h. This decrease was attributed to the increase in pH of the catholyte from 0.13 to 4.8 due to the crossover of BH₄⁻ and OH⁻ ions to the catholyte, resulting in an increase in the pH of the catholyte solution, H₂O₂ decomposition and a decrease in performance [33].

Compared with the studies reported in the literature, although the maximum power of our single cell is lower than those of previously reported systems, our system contributed two main improvements to the DBPFC performance, as follows [34]:

- i. Stacking loss was not observed
- ii. A stable power output was achieved in our stack systems

The use of a microcontroller results in further benefits in fuel and oxidant usages.

Conclusions

Fuel cells require physical and chemical expertise for effective design. The cell performance can be controlled by reactant management and thermal management, which are related to the cell architecture. While electrocatalysis, membranes and liquid diffusion layers are related to the cell chemistry, system engineering is required for fabrication and flow field designs, bipolar plates and integration. Process engineering is a critical issue in order to merge the chemistry and engineering aspects of fuel cell design. High performance, long life and cost advantages are needed in order to make DBPFCs commercially applicable in the near future.

Reactants flow rates, peroxide concentration, cell temperature and stack power are inter-related. They are the key parameters affecting DBPFC performance. Short-term and long-term performance tests and durability tests of the DBPFC show insufficient performances due to low electrochemical activities, poor selectivity toward the oxidation and reduction reactions and catalyst poisoning.

Few studies regarding the DBPFC stacks have been reported. Unlike the single cell, there are many parameters that should be considered during the stacking of a DBPFC. The current and power densities of numbered stacks are lower than those of the single cell due to uneven reactants distribution, gas accumulation on the catalyst layers and ohmic losses of the graphite plates for DBPFCs. Although current shunting is not a problem for a single cell, it greatly reduces the system power and efficiency during stacking. Therefore, construction of a scaled-up fuel cell requires

advanced flow field design and reactant distribution and improved thermal and mass management. It was found that hydrogen bubbles are the major problem in DBFC stacks due to the blockage of channels by hydrogen bubbles. This results in a decrease of the active surface and an increase in the inlet pressure. ICLDN is possibly one of the best solutions to overcome stacking challenges. The DBPFC power density remained approximately the same with increasing cell number. The concentrations of liquid oxidant and liquid fuel of DBPFC decrease during cell operation because of continuous circulation, causing a loss in performance. A controlled oxidant feed model was developed to overcome this difficulty.

Another important issue is the safety of the system. Hydrogen and oxygen gases deform the catalysts and the liquid diffusion layers by increasing the pressure inside the cell and cause safety problems by increasing the temperature. In the present study, stack materials, flow channels and feeding systems were designed according to the operation conditions and, COFM and ICLDN are suggested as suitable systems in order to increase the DBPFC stack performance. The negative effects of gas discharge and temperature could be kept at a reasonable level using these designs.

Acknowledgments

This work was supported by TÜBİTAK (The Scientific and Technological Research Council of Turkey; Project No: 111M806, 113M097). This work was performed at NEVSAN ENERGY LABORATORIES founded by the project of TEKNO-GİRİŞİM (Project No: 635.TGSD.2010; Republic of Turkey Ministry of Industry and Trade).

REFERENCES

- [1] Oh TH, Jang B, Kwon S. Estimating the energy density of direct borohydride/hydrogen peroxide fuel cell systems for air independent propulsion applications. *Energy* 2015;90:980–6.
- [2] Wind J, Spahr R, Kaise W, Böhm G. Metallic bipolar plates for PEM fuel cells. *J Power Sources* 2002;105:256–60.
- [3] Liu BH, Li ZP, Zhu JK, Suda S. Influence of hydrogen evolution on the cell and the stack performances of the direct borohydride fuel cell. *J Power Sources* 2008;183:151–6.
- [4] Luo N, Miley GH, Kim KJ, Burton R, Huang X. NaBH₄/H₂O₂ fuel cells for air independent power systems. *J Power Sources* 2008;185:685–90.
- [5] Yi L, Wei W, Zhao C, Tian L, Liu J, Wang X. Enhanced activity of Au-Fe/C anodic electrocatalyst for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell. *J Power Sources* 2015;285:325–33.
- [6] Yi L, Liu L, Wang X, Liu X, Yi W, Wang X. Carbon supported Pt-Sn nanoparticles as anode catalyst for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell: electrocatalysis and fuel cell performance. *J Power Sources* 2013;224:6–12.
- [7] Yi L, Song Y, Wang X, Yi L, Hu J, Su G, et al. Carbon supported palladium hollow nanospheres as anode catalysts for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cells. *J Power Sources* 2012;205:63–70.

- [8] Yi L, Hu B, Song Y, Wang X, Zou G, Yi W. Studies of electrochemical performance of carbon supported Pt-Cu nanoparticles as anode catalysts for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell. *J Power Sources* 2011;196:9924–30.
- [9] Yi L, Wei W, Zhao C, Yang C, Tian L, Liu J, et al. Electrochemical oxidation of sodium borohydride on carbon supported Pt-Zn nanoparticle bimetallic catalyst and its implications to direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell. *Electrochim Acta* 2015;158:209–18.
- [10] Yi L, Liu L, Liu X, Wang X, Yi W, He P, et al. Carbon-supported Pt-Co nanoparticles as anode catalyst for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell: electrocatalysis and fuel cell performance. *Int J Hydrogen Energy* 2012;37:12650–8.
- [11] Yi L, Song L, Liu X, Yi W, Wang X, Wang H, et al. High activity of Au-Cu/C electrocatalyst as anodic catalyst for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cell. *Int J Hydrogen Energy* 2011;36:15775–82.
- [12] Yi L, Song L, Yi W, Wang X, Wang H, He P, et al. Carbon supported Pt hollow nanospheres as anode catalysts for direct borohydride-hydrogen peroxide fuel cells. *Int J Hydrogen Energy* 2011;36:11512–8.
- [13] Verma A, Basu S. Experimental evaluation and mathematical modeling of a direct alkaline fuel cell. *J Power Sources* 2007;168:200–10.
- [14] Sanlı AE, Aksu ML, Uysal BZ. Advanced mathematical model for passive direct borohydride/peroxide fuel cell. *Int J Hydrogen Energy* 2011;36:8542–9.
- [15] Stroman RO, Jackson GS. Modelling the performance of an ideal $\text{NaBH}_4\text{-H}_2\text{O}_2$ direct borohydride fuel cell. *J Power Sources* 2014;247:756–69.
- [16] Jimenez IM, Leon CP, Shah AA, Walsh FC. Developments in direct borohydride fuel cells and remaining challenges. *J Power Sources* 2012;219:339–57.
- [17] Kim C, Kim KJ, Ha MY. Investigation of the characteristics of a stacked direct borohydride fuel cell for portable applications. *J Power Sources* 2008;180:114–21.
- [18] Kim C, Kim KJ, Ha MY. Performance enhancement of a direct borohydride fuel cell in practical running conditions. *J Power Sources* 2008;180:154–61.
- [19] Karthiyeekan P, Velmurugan P, George AJ, Kumar RR, Vasanth RJ. Experimental investigation on scaling and stacking up of proton exchange membrane fuel cells. *Int J Hydrogen Energy* 2014;39:11186–95.
- [20] Ma J, Choudhury AJ, Sahai Y. A comprehensive review of direct borohydride fuel cells. *Renew Sustain Energy Rev* 2010;14:183–99.
- [21] Luo N, Miley GH, Mather J, Burton R, Hawkins G, Byrd E, et al. Engineering of the bipolar stack of a direct NaBH_4 fuel cell. *J Power Sources* 2008;185:356–62.
- [22] Sanlı AE, Gördesel M, Günlü G, Uysal BZ. Development of the DBPFC stack with ICLDN system. In: *Proceeding of International Conference on Sustainable Energy & Environmental Protection*; 2015. p. 455–8 [Scotland].
- [23] Raman RK, Prashant SK, Shukla AK. A 28-W portabl direct borohydride-hydrogen peroxide fuel-cell stack. *J Power Sources* 2006;162:1073–6.
- [24] Sanlı AE, Gördesel M, Yılmaz ES, Özden SK, Günlü G, Uysal BZ. Improvement of the performance of direct borohydride/peroxide fuel cell using the controlled oxidant feeding method, National Hydrogen Technologies Congress, December 2015, 239–245, Istanbul, Turkey.
- [25] Cheng H, Scott K. Influence of operation conditions on direct borohydride fuel cell performance. *J Power Sources* 2006;160:407–12.
- [26] Li ZP, Liu BH, Arai K, Suda S. A fuel cell development for using borohydride solutions as the fuel. *J Electrochem Soc* 2003;150:A868–72.
- [27] Choudhury NA, Prashant SK, Pitchmani S, Sridhar P, Shukla AK. Poly(vinyl alcohol) hydrogel membrane as electrolyte for direct borohydride fuel cells. *J Chem Sci* 2009;121:647–54.
- [28] Cheng H, Scott K. Investigation of non-Pt cathode catalyst for a direct borohydride fuel cells. *J Electroanal Chem* 2006;596:117–23.
- [29] Cheng H, Scott K. Investigation of Ti-mesh supported anodes for direct borohydride fuel cells. *J Appl Electrochem* 2006;36:1361–6.
- [30] Ma J, Wnag J, Liu Y. Iron phthalocyanine as a cathode catalyst for a direct borohydride fuel cell. *J Power Sources* 2007;172:220–4.
- [31] Ma J, Coudhury NA, Sahai Y, Buchheit RG. A high performance direct borohydride fuel cell employing cross-linked chitosan membrane. *J Power Sources* 2013;196:5817–22.
- [32] Jang B, Oy TH, Kwon S. Effect of heat treatment of electrodes on direct borohydride peroxide fuel cell performance. *J Power Sources* 2014;268:63–8.
- [33] Sljukic B, Morais AL, Santos DMF, Sequeira CAC. Anion- or cation-exchange membranes for $\text{NaBH}_4/\text{H}_2\text{O}_2$ fuel cells. *Membranes* 2012;2:478–92.
- [34] Yılmaz ES, Canan B, Sanlı AE, Mat MD, Günlü G. A borohydride/peroxide fuel cell- Li-ion battery hybrid system controlled with a Maximum Peak Power Tracking algorithm (I). *Int J Hydrogen Energy* 2015;40:15632–9.

CAPTURING SULFUR DIOXIDE FROM FLUE GAS BY IRON (II) HYDROXIDE

Özgü Yörük, Duygu Uysal, Bekir Zühtü Uysal

CORRESPONDENCE ADDRESSES: Özgü Yörük, M.Sc., Student, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: ozguyoruk@gmail.com, Duygu Uysal, Ph.D., Assistant, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: duysal@gazi.edu.tr, Bekir Zühtü Uysal, Ph.D., Professor, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: bzuysal@gazi.edu.tr,

Abstract

The possibility of utilization of iron (II) hydroxide slurry in wet flue gas desulfurization (WFGD) was investigated. The most important feature for selecting iron (II) hydroxide as the sorbent was that iron sulfate formed by sulphur dioxide capture can easily be converted back into iron (II) hydroxide with sodium hydroxide. Thus, it is a reusable chemical system. An 80 mm diameter bubble column with active liquid height of 600 mm was used in the experimental study. The experiments were carried out at atmospheric pressure and room temperature. The system was operated continuously with respect to both liquid and gas. Air containing 500 ppm sulfur dioxide was used as the gas phase and its velocity was changed between 3.58-11.60 L/min. The liquid phase was iron (II) hydroxide-water slurry (0.4 wt %) and its velocity was varied between 0.5 and 1.5 L/min. The sulfur dioxide concentration in the outlet gas was measured by a gas chromatograph. Liquid samples were analyzed by a calibrated spectrophotometer at 420 nm wavelength. Using the experimental data, the amount of absorbed SO₂ was determined, the overall mass transfer coefficients were calculated and a correlation for mass transfer coefficient was developed.

Keywords: sulfur dioxide, flue gas desulfurization, iron (II) hydroxide, bubble column, mass transfer coefficient.

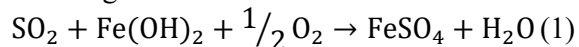
1 INTRODUCTION

The air pollution caused by increasing energy consumption is a global problem. Sulfur dioxide emitted from the combustion of fossil fuels like coal, petroleum and other factory combustibles is one of the major causes of air pollution [1]. Sulfur dioxide is toxic, harmful to human health and causes serious air and environmental pollution. Hence, removal of sulfur dioxide from flue gas is very important in controlling air pollution. Its importance is constantly increasing with lowered legal emission limit values specified for air pollution control.

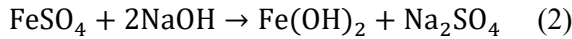
To control the sulfur dioxide emission, various flue gas desulfurization (FGD) processes have been developed and applied worldwide as post-combustion desulfurization processes. Among different methods, wet flue gas desulfurization (WFGD) is more common technology and widely used because of the high desulfurization efficiency, reliability and its capability of capturing particulates as well [2].

Lime slurries which are calcium-based absorbents are most commonly employed in WFDG systems all over the world for its high SO₂ absorption efficiency [3]. Another big advantage of systems using lime slurries is that it is a cheap and easily available material. However, the disadvantages of such systems are that it is non regenerative, and that the formed slag and other wastes cannot be safely removed [4]. Therefore, the development of technologies for SO₂ capture with reusable chemicals has attracted much attention.

In this work, a different solution was used, which was not tried before, and the absorption of sulfur dioxide to the iron (II) hydroxide solution was carried out. Absorption of sulfur dioxide into the iron (II) hydroxide solution is a chemical absorption, which takes place according to the reaction given below.



The most important factor in selecting iron (II) hydroxide is the recycling property and reusability of iron (II) hydroxide. The recycling reaction is given below.



Another important factor affecting the choice of iron (II) hydroxide is its anticipated capability of utilization of magnetic field in effort of improving its SO₂ capture efficiency. This will be investigated in the next stage of the present research.

2 MATERIALS AND METHODS

2.1 Experimental Setup

Experimental studies for the absorption of sulfur dioxide into the iron (II) hydroxide slurry were carried out in a bubble column (Figure 1). The diameter of the bubble column used was 80 mm and the liquid height was 600 mm. The system was operated continuously with respect to both liquid and gas in countercurrent mode. The liquid velocity was changed as 0.54, 0.83, 1.12 and 1.50 L/min. The gas velocity was changed as 3.58, 5.59, 7.59, 9.60 and 11.60 L/min. Air containing 500 ppm sulfur dioxide was used as the gas phase. The sulfur dioxide concentration in the outlet gas was measured by using SRI-310C gas chromatography device. Porapak-Q column was used and helium was used as carrier gas in the gas chromatography. Liquid samples were analyzed by a calibrated spectrophotometer, which was Optima SP-300, at 420 nm wavelength. The mass balance was verified by both gas and liquid analyses.

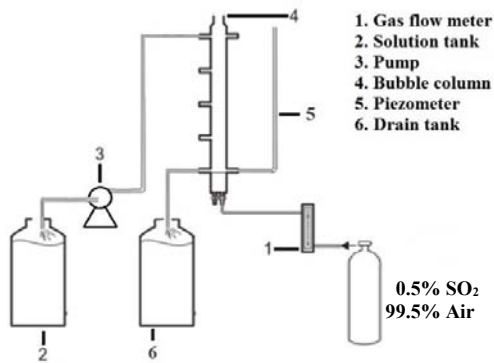


Figure 1. Experimental Setup

2.2 Estimation of Overall Mass Transfer Coefficient

The overall volumetric mass transfer coefficient based on gas phase was calculated from the data obtained experimentally using the following equations [5]. Firstly, mass balance for SO₂ can be written as follows,

$$V_L \cdot dC_L = V_G \cdot dC_G = W \quad (3)$$

W is SO₂ absorption rate (mol/s). V_L and V_G are the volumetric flow rates of liquid and gas, respectively, in (m³/s), and C_L and C_G are concentrations of SO₂ in liquid and in gas, respectively, in (mol/m³).

The absorption rate can be related to the average mass transfer flux as,

$$V_G \cdot dC_G = \bar{N}_{\text{SO}_2} a S_c dz \quad (4)$$

Where, a is the interfacial area (m²/ m³ column), \bar{N}_{SO_2} is the average mass transfer flux (mol/m².s), S_c is the cross-sectional area of the column (m²). The average mass transfer flux can be expressed in terms of the overall mass transfer coefficient (m/s) as given below.

$$\bar{N}_{\text{SO}_2} = K_C (C_G - C^*) \quad (5)$$

C* is the concentration of solute (SO₂) in gas which would be in equilibrium with C_L. For a fast chemical reaction such as the one shown by Equation (1), it can reasonably be assumed that SO₂ concentration in liquid will be zero (C_L = 0). The concentration of solute in gas in equilibrium with zero concentration in liquid will also be zero. Hence, Equation (5) reduces to

$$\bar{N}_{\text{SO}_2} = K_C C_G \quad (6)$$

Substitution of Equation (6) into Equation (4) and integration yield the following expression for the overall volumetric mass transfer coefficient (K_ca).

$$K_c a = \frac{V_G}{H \cdot S_c} \ln \frac{C_{G_{in}}}{C_{G_{out}}} \quad (7)$$

Where, H is the active liquid height.

3 RESULTS

Absorption of sulfur dioxide was carried out at different gas and liquid velocities using a 0.4% iron (II) hydroxide slurry to determine the overall mass transfer coefficient in the bubble column. The effects of gas and liquid velocities on the overall mass transfer coefficient are shown in Figure 2.

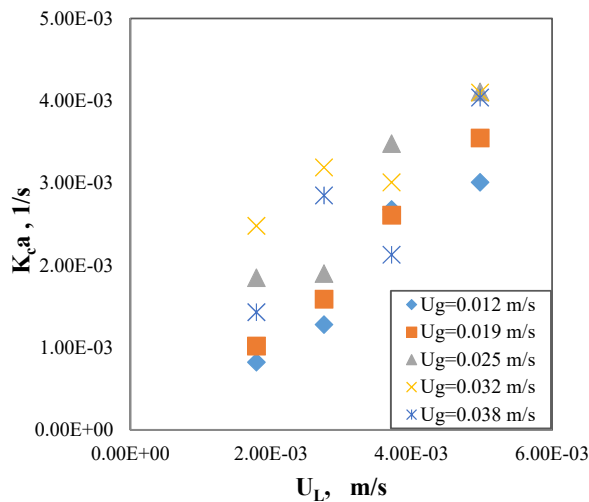


Figure 2. Effect of gas and liquid velocities on volumetric mass transfer coefficient

As can be seen from Figure 2, the experimental data is scattered considerably due to the hydrodynamic effects in the bubble column. The velocities employed in this research fall mainly in the smoothly homogeneous bubbling regime for bubble columns and some approach the transition zone (Figure 3) [6-8]. While the behavior of the column is smooth at low gas velocities in the homogeneous bubbling regime, the hydrodynamic behavior becomes vigorous and more intense in the transition regime towards slug flow regime with the increase in gas velocity. Figure 2 shows also that the overall mass transfer coefficient is clearly affected by both gas and liquid velocities, and the overall mass transfer coefficient shows an increase as the gas and liquid velocities increase.

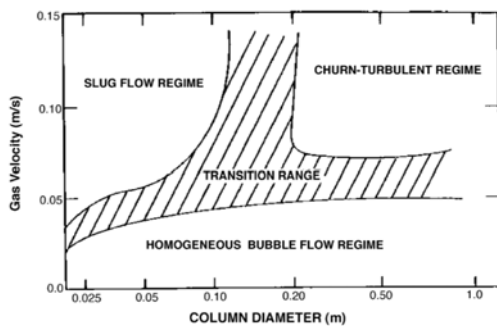


Figure 3. Flow regime map for bubble columns [6]

Using the data obtained from the experimental work, a correlation was developed for the calculated overall mass transfer coefficients for the capture of sulfur dioxide into the iron (II)

hydroxide slurry. The correlation is expressed in terms of gas and liquid velocities and is given below. ($r=0.88$, U_G and U_L : m/s)

$$K_{ca} = 1.15 U_G^{0.280} U_L^{0.885} \quad (8)$$

Figure 4 is prepared to show the variation of overall mass transfer coefficient more explicitly with gas and liquid velocities according to the correlation developed (Equation (8)).

The comparison of the overall mass transfer coefficients calculated from the correlation (Equation 8) and those calculated from the experimental data is given in Figure 5.

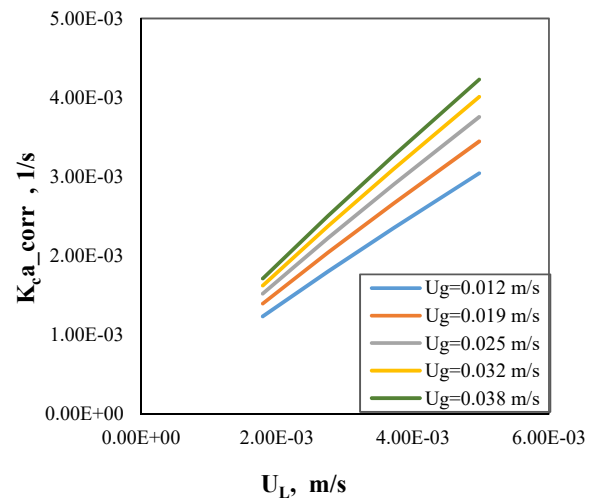


Figure 4. Plot of Equation (8)

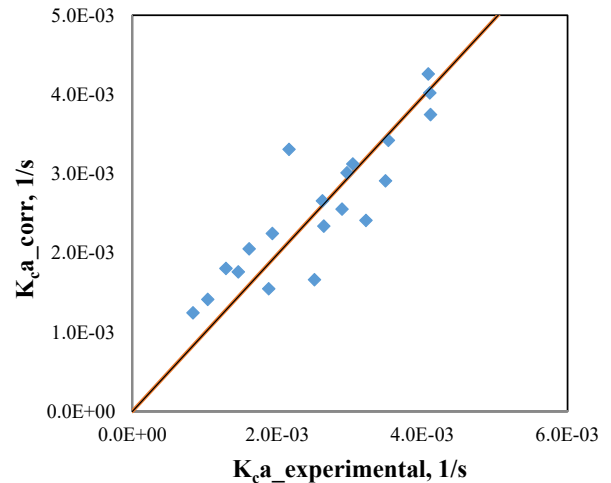


Figure 5. Comparison of the calculated K_{ca} values from the correlation (Equation (8)) with the experimental data

As the hydrodynamics of the column is distinctly different at low gas velocities as observed in the experiments, another correlation was also developed for the low gas velocities giving

smooth bubbling behavior (U_G : 0.012 and 0.019 m/s). ($r=0.976$, U_G and U_L : m/s)

$$K_c a = 7.535 U_G^{0.258} U_L^{1.248} \quad (9)$$

Figure 6 shows the variation of overall mass transfer coefficient at low gas velocities. The curves correspond to the predictions made by the correlation developed (Equation 9).

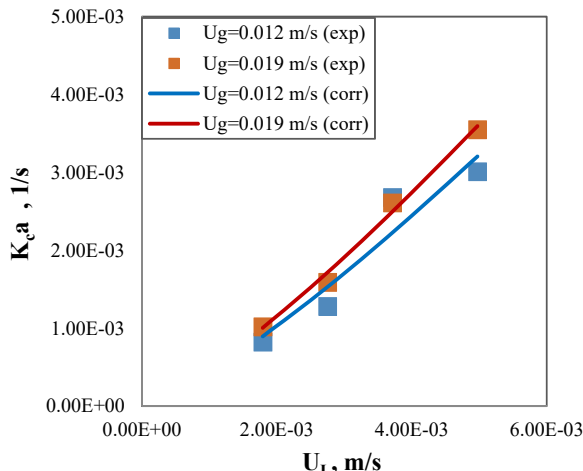


Figure 6. Volumetric mass transfer coefficient at low gas velocities and plot of Equation (9)

When the experimental work carried out is evaluated, it can be stated that sulfur dioxide, which causes air pollution and acid rain, can be captured at atmospheric conditions with iron (II) hydroxide slurry by chemical absorption.

4 CONCLUSIONS

In this work, absorption of sulfur dioxide in a bubble column was investigated using iron (II) hydroxide-water slurry. The effects of gas and liquid velocities on the overall mass transfer coefficient were investigated. The main conclusions derived are as follows:

- It has been observed that sulfur dioxide can be captured effectively by the iron (II) hydroxide slurry by chemical absorption at low temperatures at atmospheric pressure.
- As the gas and liquid velocities increase, the overall mass transfer coefficient increases.
- A correlation was developed for the overall mass transfer coefficient in terms of gas and liquid velocities over the ranges covered in the experiments.
- Another correlation was also developed for the overall mass transfer coefficient which is valid for low gas velocities in homogeneous flow regime in bubble columns.

REFERENCES

- [1] K. Wark, C.F. Warner, W.T. Davis, *Air Pollution-Its Origin and Control*, 3rd edition, New York: Addison-Wesley, 1998.
- [2] B. Dou, W. Pan, Q. Jin, W. Wang, Y. Li, "Prediction of SO₂ removal efficiency for wet flue gas desulfurization", *Energy Conversion and Management*, vol. 50, 2547–2553, 2009.
- [3] R.K. Srivastava, "Controlling SO₂ emissions: A review of technologies", *United States Environmental Protection Agency*, Office of Research and Development, Washington, 2000.
- [4] B.K. Dutta, R.K. Basu, A. Pandit, P. Ray, "Absorption of SO₂ in Citric Acid-Sodium Citrate Buffer", *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 26, 1291-1296, 1987.
- [5] B.Z. Uysal, *Fundamentals of Mass Transfer and Its Applications (in Turkish: Kütle Transferi Esasları ve Uygulamaları)*, 2nd Edition, Ankara: Alp Yayınevi, 2003.
- [6] W.D. Deckwer, Y. Louisi, A. Zaidi, M. Ralek, "Hydrodynamic properties of the Fischer-Tropsch slurry process", *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 19, 699-708, 1980.
- [7] C.L. Hyndman, F. Larachi, C. Guy, "Understanding gas-phase hydrodynamics in bubble columns: a convective model based on kinetic theory", *Chem. Eng. Sci.*, vol. 52, 63–77 1997.
- [8] N. Kantarci, F. Borak, K.O. Ulgen, "Bubble column reactors", *Process Biochemistry*, vol. 40, 2263-2283, 2005.

Kinetics of Absorption of Carbon Dioxide into Sodium Metaborate Solution

DUYGU UYSAL, ÖZKAN MURAT DOĞAN, BEKİR ZÜHTÜ UYSAL

Department of Chemical Engineering and Clean Energy Research and Application Center (CERAC-TEMENAR), Gazi University, Maltepe, Ankara, 06570, Turkey

Received 25 July 2016; revised 26 December 2016; accepted 31 January 2017

DOI 10.1002/kin.21082

Published online 15 March 2017 in Wiley Online Library (wileyonlinelibrary.com).

ABSTRACT: Carbon dioxide capture potential of sodium metaborate, which is the main product of the process by means of which hydrogen is obtained from sodium borohydride, was investigated. This work aims at both carbon dioxide capture and finding an alternative use for sodium metaborate. The products of this chemical absorption are sodium carbonate, sodium bicarbonate, and boric acid; all of which are industrially important chemicals. In this study, the kinetics of the reaction between sodium metaborate and carbon dioxide was investigated at atmospheric pressure and temperatures between 17 and 50°C while initial sodium metaborate concentration was changed as 0.5, 1, and 2.5 wt%. The frequency factor and activation energy for this reaction were found as $1.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$ and 18,062 J/mol, respectively. © 2017 Wiley Periodicals, Inc. *Int J Chem Kinet* 49: 377–386, 2017

INTRODUCTION

Hydrogen has gained wide acceptance to be the energy carrier in the near future, and sodium borohydride is one of the best hydrogen carriers. When hydrogen is produced from sodium borohydride by hydrolysis, sodium metaborate is the reaction product. While there are many studies to recycle sodium metaborate back to sodium borohydride, alternative means to utilize sodium metaborate are continuously being searched.

On the other hand, it has been well accepted that carbon dioxide is the main greenhouse gas and has a great

impact on global warming and climate change. The capture of carbon dioxide at the source of emission is the most effective way of controlling its concentration in the atmosphere. It is believed that geological storage or utilization of captured carbon dioxide may help substantially mitigation of this environmental problem. Several carbon dioxide capture technologies and chemicals have been studied for the development of an economical system and a reusable solvent. Alkanolamines such as monoethanolamine (MEA), diethanolamine, di-isopropanolamine, and methyldiethanolamine have been the mostly employed solvents in this process [1–6]. MEA has been the most common one. It is also common practice to add some additives to promote the rate of absorption [7–9]. Degradation in time, corrosive properties, and large energy requirement for desorption

Correspondence to: B. Z. Uysal; e-mail: bzuysal@gazi.edu.tr.
Contract grant sponsor: Gazi University Research Fund.
Contract grant number: 06-2010-13.
© 2017 Wiley Periodicals, Inc.

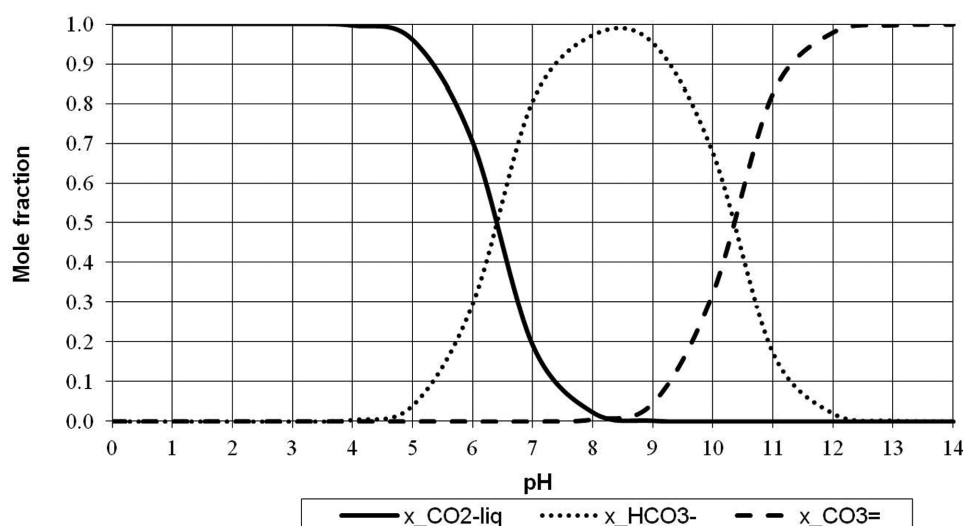


Figure 1 Variations of CO_2 , HCO_3^- , and $\text{CO}_3^{=}$ concentrations with pH.

of CO_2 in a cyclic process using alkanolamines have made it necessary to look for alternative solvents [10,11]. The use of, for example, aqueous ammonia solution has evolved in this effort [12–17], though the necessity to work relatively at low temperatures (0–10°C) for CO_2 absorption by the ammonia process seems to be another important issue. Thus, investigations continue to find appropriate solvents for economical and efficient absorption of CO_2 at operating conditions close to atmospheric conditions.

The present work was planned as the first step to search the possibility and the capability of using sodium metaborate for capturing carbon dioxide. Since the products of this chemical absorption are sodium carbonate, sodium bicarbonate, and boric acid, and all these are industrially important chemicals that can be used directly even as a mixture, for example, in glass industry, it looked reasonable to carry out this investigation. As this is a chemical absorption process, the kinetics of the reaction between dissolved carbon dioxide and the sodium metaborate needed to be studied first and this is the main objective of this study.

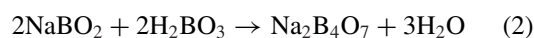
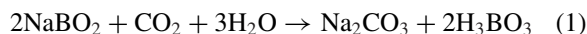
MATERIALS AND METHODS

As stated before, the absorption of carbon dioxide in sodium metaborate solution is investigated in this study. The absorption process in this system is with chemical reaction; so the investigation of this reaction mechanism is done. To begin with, the anticipated overall reactions were checked qualitatively with

X-ray diffraction (XRD) analyses whether they occur or not. Then the whole reaction mechanism was derived regarding the results from the qualitative analyses and the kinetic study was done quantitatively.

Qualitative Analysis of the Reaction between Sodium Metaborate and Carbon Dioxide

In the literature, to the best knowledge of the authors, there is not any information about the reaction mechanism or kinetics between sodium metaborate and carbon dioxide. Thus, the primary work that needed to be done was to investigate that this reaction was plausible. The following overall reactions can be anticipated to take place in a basic sodium metaborate solution.



According to this mechanism, sodium metaborate first reacts with carbon dioxide forming sodium carbonate (and sodium bicarbonate depending on pH) and boric acid. Then, borax may be formed by the reaction between sodium metaborate and boric acid. Borax and boric acid are the starting raw materials for the production of sodium borohydride; thus recycling in the process of utilization of sodium borohydride as a hydrogen carrier can also be accomplished.

The presence of carbonate or bicarbonate ions depends on the pH of the solution. As seen in Fig. 1 [18],

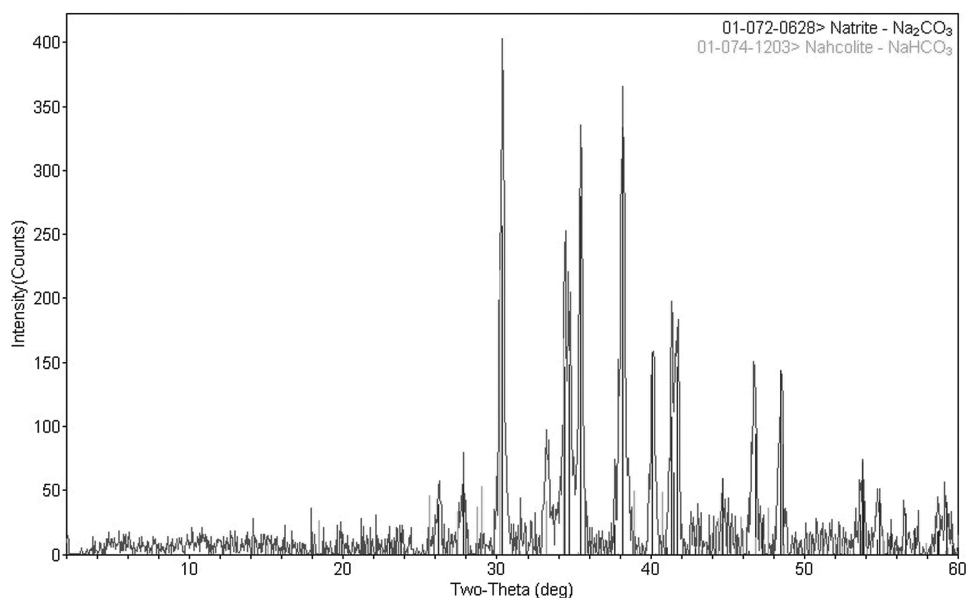


Figure 2 XRD spectroscopy analysis: sodium carbonate/bicarbonate existence.

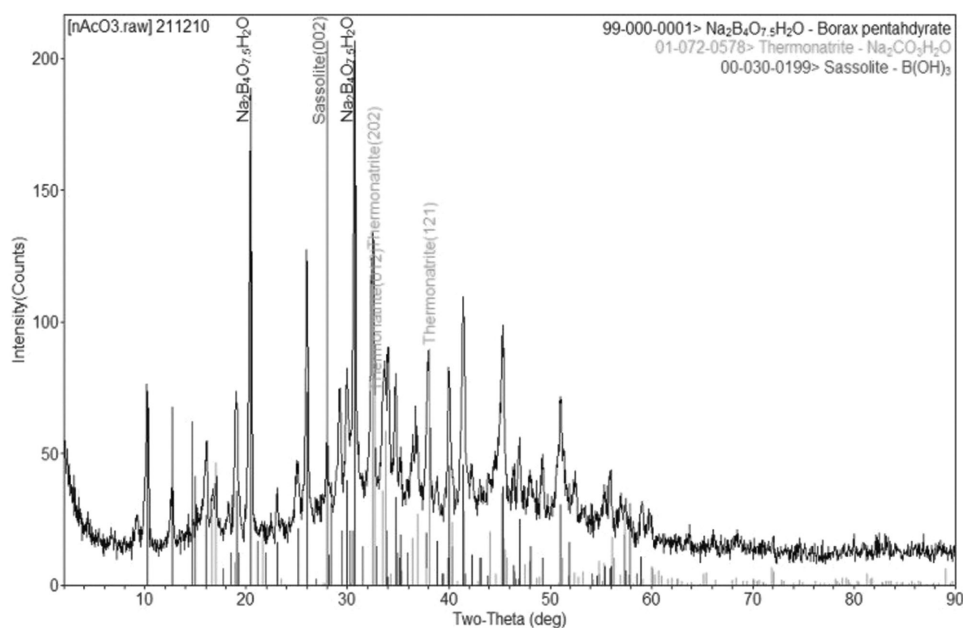


Figure 3 XRD spectroscopy analysis: borax existence.

for pH values greater than 8.2, the amount of bicarbonate ions in the solution decreases whereas that of carbonate ions increases as pH increases. The point where the amount of bicarbonate ions is at its uttermost level is where pH equals 8.2.

First, viability of the first reaction (1) was checked qualitatively. To achieve this, a saturated sodium metaborate solution was prepared in a cell and pure CO_2 was bubbled through it for 30 min. After 30 min of

CO_2 bubbling, the solution was dehydrated at 50°C in a drying oven (Thermal Laboratory Equipments Incubator H11420BD) to have a solid product to make XRD spectrum analyses (Rigaku D/MAX 2200). Drying temperature was selected as 50°C ; because at higher temperatures the structure may become amorphous [19]. As seen from Figs. 2 and 3, the presence of sodium carbonate and borax indicated that the anticipated reactions ((1)–(2)) indeed took place.

Table I The Analysis of the Solid Obtained by the Reactions (1) and (2)

| Component | | Amount (%) |
|------------------|---|------------|
| Borax | $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$ | 62.09 |
| Sodium carbonate | Na_2CO_3 | 24.72 |
| Boric acid | H_3BO_3 | 13.19 |

The pH of the saturated sodium metaborate solution was measured as 10.50. Regarding Fig. 1, at this value of pH, the amount of carbonate and bicarbonate ions (mole fractions) is the same. The XRD result for sodium carbonate and sodium bicarbonate (Fig. 2) shows that the anticipated reaction (Eq. (1)) did take place during the absorption of CO_2 in sodium metaborate solution and owing to the pH value of the solution both sodium carbonate and sodium bicarbonate formed.

It is also clearly seen from Fig. 3 that the other anticipated reaction (Eq. (2)), in which borax is formed) occurred too. In this XRD analysis, the presence of borax and boric acid as well as sodium carbonate can be seen.

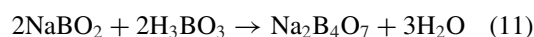
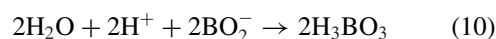
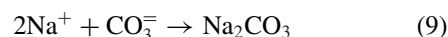
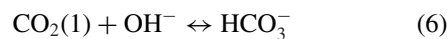
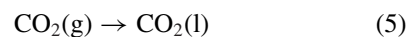
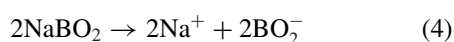
In addition to XRD spectroscopy, the amount of B_2O_3 in the sample was determined according to the B_2O_3 analysis standards (ETI Mine Works – Analyses Methods) and found analytically as 37.68%. The full analysis of solid product obtained is given in Table I.

These qualitative and quantitative analyses prove that the anticipated reactions take place during the absorption of carbon dioxide in the sodium metaborate solution, and further investigation could proceed as described below.

Kinetics of the Reaction between Sodium Metaborate and Carbon Dioxide

As noted above, the process of carbon dioxide absorption into sodium metaborate solution is a chemical absorption process. Thus, as the second stage of the work, the kinetics of the reaction between these components was investigated. To achieve this, batch chemical absorption experiments at different temperatures with different initial sodium metaborate solution concentrations were carried out using a stirred cell reactor.

All of the reactions that are involved in carbon dioxide absorption by sodium metaborate solution can be written as follows:



According to this mechanism, first the dissociation of water occurs. Sodium metaborate dissolved in water forms sodium and metaborate ions. The carbon dioxide gas dissolved in the solution reacts with hydroxide ions, formed from dissociation of water, and form bicarbonate ions. Depending upon the pH of solution, bicarbonate ions and hydroxide ions may react further to give carbonate ions as explained before. Carbonate ions and sodium ions may form sodium carbonate. Also, metaborate ions from sodium metaborate and hydrogen ions from dissociation of water form boric acid. Boric acid and sodium metaborate that is left over the previous reactions interact and form borax and water.

It may be noted here that the anion present in aqueous solutions of metaborates is the tetrahedral monoborate ion, which is $\text{B}(\text{OH})_4^-$ [20,21] but it is well known that due to the simplicity, the $\text{B}(\text{OH})_4^-$ ion can be abbreviated and written as BO_2^- [20]. So the dissociation of sodium metaborate ions are shown as Na^+ and BO_2^- in the reaction mechanism with Eq. (4) (and consequently Eq. (10)).

The overall reactions were given before as Eqs. (1) and (2). In the literature, there is not any information or study about these reactions under similar conditions. Thus, the kinetics of the basic reaction in which carbon dioxide is consumed (i.e., Eq. (1)) must be known to make further studies and to employ sodium metaborate in capturing carbon dioxide from flue gases.

It is well known that the order of dependence of the rate of chemical absorption on carbon dioxide concentration is one [1,11,22]. This point has also been checked and confirmed for absorption with sodium

metaborate [5,23]. Therefore, in this study determination of the order of reaction with respect to sodium metaborate was aimed. This could be done by the experiments performed in a batch reactor with different initial sodium metaborate concentrations in the liquid and using pure carbon dioxide at the gas side. A stirred cell reactor is selected as the batch reactor as it is widely used in investigation of kinetics of reaction [24–26].

As the amount of carbonate concentration is directly proportional with the amount of carbon dioxide absorbed and reacted according to Eq. (1) in strong basic solutions, the rate of the reaction was obtained by the change of carbonate concentration determined experimentally with time. Hence, when an appropriate trend line was passed through carbonate concentration values that were drawn versus time, and when the slope of this trend line in the initial period was taken, the rate expression of the reaction could be obtained. Letting A, B, and C represent carbon dioxide, sodium metaborate, and sodium carbonate, respectively,

$$r_C|_{\text{initial}} = -r_A|_{\text{initial}} = \frac{dC}{dt}|_{\text{initial}} \quad (12)$$

The change in sodium metaborate concentration in the batch experiment could be expressed as

$$C_B(t) = C_{B,0} - 2C_C(t) \quad (13)$$

As a matter of fact, with every initial sodium metaborate concentration, a reaction rate was calculated this way. Then the slope of the logarithmic graph, drawn with these reaction rate values versus initial sodium metaborate concentrations, gave the order of reaction with respect to sodium metaborate concentration. The actual order of reaction was thus found by calculating the arithmetic mean of the order of reaction values obtained at different temperatures.

The reaction rate constant could be written as

$$r_C(t) = k_r C_A C_{B(t)}^n \quad (14)$$

Here, C_A is the solubility of carbon dioxide in liquid and as temperature remains constant; its value does not change.

Gas solubilities in electrolyte solutions are usually a little smaller than the solubility in water. This is known as the salting out effect. Thus, solubility of carbon dioxide in sodium metaborate solution can be estimated by the Setschenow equation [22,27,28]:

$$\log \left(\frac{C_{A,0}}{C_A} \right) = K C_B \quad (15)$$

This is particularly helpful when the gas solubility cannot be measured directly because of a chemical reaction as it is the case in the present work. Here $C_{A,0}$ and C_A are the solubilities of carbon dioxide in water and in salt solution. Solubility of carbon dioxide in water, $C_{A,0}$, can be estimated using the correlation for the dimensionless distribution coefficient for carbon dioxide in water by Versteeg et al. [1]:

$$m_{A,0} = 3.54 \times 10^{-7} RT \exp \left(\frac{2044}{T} \right) \quad (16)$$

and

$$C_{A,0} = m_{A,0} \frac{P_A}{RT} \quad (17)$$

where C_B is the concentration of sodium metaborate. K is the salting out constant, also known as the Sechenov constant, and can be estimated from the following relation [28,29]

$$K = \sum (h_i + h_G) n_i \quad (18)$$

Here, n_i is the index of ion i in the formula of the salt, h_i is the ion-specific Schumpe parameter, and h_G is the gas-specific parameter. Weisenberg and Schumpe [30] recommend the following relation at 273–363 K interval:

$$h_G = h_{G,0} + h_T (T - 298.15) \quad (19)$$

Here, $h_{G,0}$ is the gas-specific parameter at 298.15 K, h_T is the proportionality constant representing the contribution of temperature, and T is in K.

The values of the parameters used in this work for all the ions involved are presented in Table II [28,30].

When the value of specific parameter for an ion or a gas is not known, the value for a similar species can be

Table II Gas-Specific and Ion-Specific Schumpe Parameters

| Parameter | Ion-/Gas-Specific Parameter |
|------------------------|--|
| h_{Na^+} | 0.1079 m ³ /kmol |
| h_{N^+} | −0.311 m ³ /kmol |
| h_{OH^-} | 0.0918 m ³ /kmol |
| $h_{\text{BO}_2^-}$ | 0.0726 m ³ /kmol* |
| $h_{\text{HCO}_3^-}$ | 0.1019 m ³ /kmol |
| $h_{\text{CO}_3^{2-}}$ | 0.1558 m ³ /kmol |
| $h_{\text{CO}_2^0}$ | −0.0127 m ³ /kmol |
| $h_{\text{T,CO}_2}$ | −0.338 × 10 ^{−3} m ³ /kmol-K |

Adopted from NO₂[−] because of similarity [22].

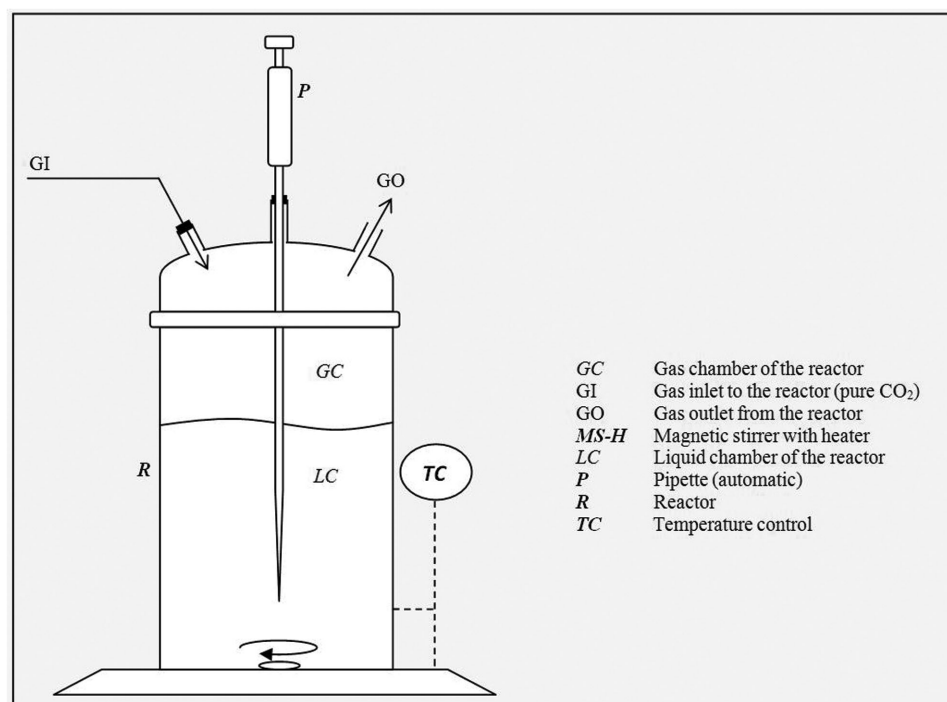


Figure 4 Experimental setup used for kinetic work (a stirred cell reactor).

used [22]. So here, the specific parameter value for the BO_2^- ion is adopted from NO_2^- due to the similarity. The arithmetic mean of the reaction rate values obtained from the specific temperature experiments could thus be calculated by rewriting Eq. (14) as follows:

$$k_r = \frac{r_C(t)}{C_A C_{B(t)}^n} \quad (20)$$

Using the reaction rate constant values at different temperatures and Arrhenius equation,

$$k_r = k_0 e^{-E_A/RT} \quad (21)$$

the frequency factor (k_0) and activation energy of the reaction (E_A) were calculated.

Experimental Setup

A jacketed stirred cell reactor was used in the experiments. It is a widely used system in similar researches [24–26]. The cell used in the experiments is made up of Pyrex glass, and this simple experimental setup is shown in Fig. 4. Solutions with different initial sodium metaborate concentrations (with a known pre-measured volume) were poured into the reactor, and pure carbon dioxide was passed continuously over the

solution at a constant rate and pressure. So, the saturation concentration for carbon dioxide was maintained at the interface between the gas phase and liquid phase. The samples were taken from the liquid with an automatic pipette every 3 min. The jacketed cell was on a magnetic stirrer with a heater, so the temperature of the solution was monitored and controlled throughout the experiments. The liquid was also stirred at a low rate to have a homogeneous liquid phase while assuring prevention of any vortex on the interface and no disturbance of the interfacial area between the liquid phase and the gas phase.

To measure the effect of initial sodium metaborate solution concentration (i.e., to determine the order of magnitude of the concentration of solution in the rate expression), several experiments were done with different concentrations of solution at constant temperature and under pure CO_2 flow. Likewise, to investigate the effect of temperature on the rate expression (i.e., obtaining the values for preexponential factor and the activation energy of the overall reaction), several experiments were done at the constant initial sodium metaborate solution concentration and under pure CO_2 flow. In the experiments, the samples were taken from the solutions at certain intervals from the beginning of the absorption (from the moment that CO_2 flow over the liquid was started) and their analyses were made by wet

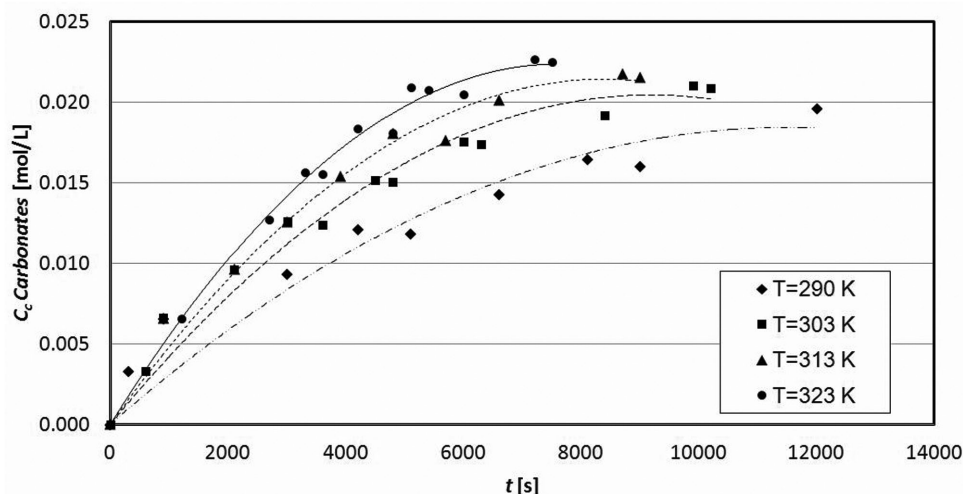


Figure 5 The effect of temperature on the reaction between sodium metaborate and carbon dioxide (initial SMB concentration = 0.5 wt%).

analysis methods, i.e. carbonate and bicarbonate quantities in the solutions were found with the titrimetric method (APHA 2310) and also findings were checked with a calibrated CO_2 probe [31]. As explained before, according to the reactions, the carbonate–bicarbonate quantity gives the quantity of the carbon dioxide that is absorbed by the solution.

RESULTS AND DISCUSSION

The increasing demand for seeking an alternative solution for absorption of carbon dioxide, which is the most important greenhouse gas, is caused by many disadvantages of conventional systems such as low carbon dioxide loading, high-energy consumption, high equipment corrosion rate, or high volatility of the solution resulting in solvent loss. This study focuses on the absorption of carbon dioxide with sodium metaborate solution (which is a side product in the hydrogen generation from the sodium borohydride process). The absorption of carbon dioxide with sodium metaborate solution is a chemical absorption, meaning there is a chemical reaction during the process which has not been investigated before, to the best knowledge of the authors. Thus the first step of the investigation of this absorption process is to prove that carbon dioxide can be absorbed by sodium metaborate solution and then to derive the kinetic behavior of the chemical reaction.

First, the possible overall reactions in the system are derived (as given in Eqs. (1) and (2)). A preliminary experiment was done to assure that these reactions take

place and qualitative analysis of the products is possible. In this experiment, pure carbon dioxide gas was bubbled in sodium metaborate solution for 30 min. The resulting solution was dehydrated in an oven at a low temperature to prevent formation of any amorphous structure (all of the water and moisture was withdrawn from the sample) and with the remaining solid, XRD analyses were done for the products. As a result of this analysis, it was proven that the anticipated reactions were correct and also this finding was supported with a simple quantitative analysis for the content of the remaining solid.

As the second step, the kinetics of this chemical absorption was investigated. The changes in the rate of reaction between sodium metaborate and carbon dioxide with temperature and sodium metaborate concentration were studied. To investigate the effect of temperature, the initial sodium metaborate solution concentration was prepared as 0.5 wt% for every batch and the temperature of the solution and the whole cell was changed as 17, 30, 40, and 50°C. The reason for selecting the concentration of sodium metaborate solution as 0.5 wt% is that the concentration of the solution is very high compared to the amount of CO_2 passed through the interface and reacted, forming the products. Thus the concentration of the solution would be excess in the system anyway. The reason for selecting the temperature range as stated is that in conventional systems, the temperature of the absorber columns does not exceed 50°C because solubility of gases in liquids increases with decreasing temperature.

As seen from Fig. 5 for the initial sodium metaborate concentration of 0.5 wt%, as temperature was

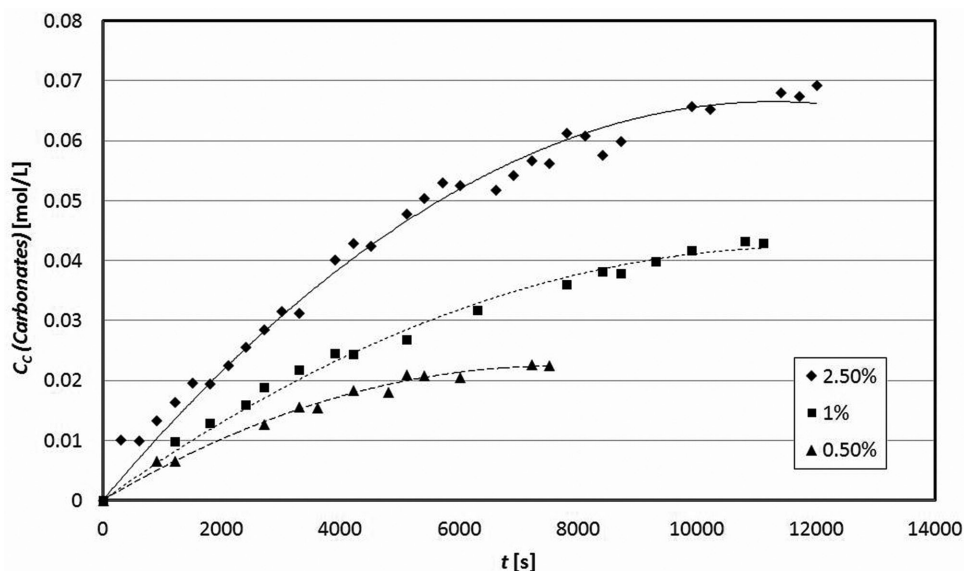


Figure 6 The effect of initial SMB concentration on the reaction between sodium metaborate and carbon dioxide ($T = 50^{\circ}\text{C}$).

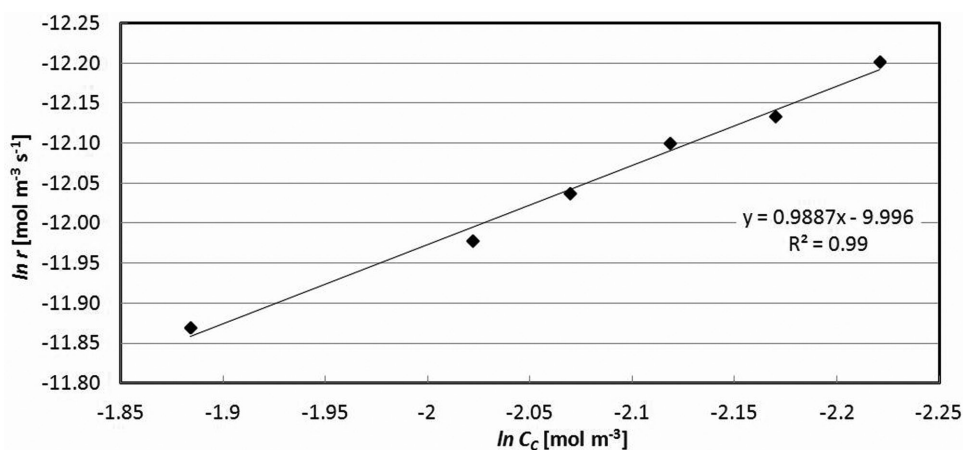


Figure 7 The order of reaction (50°C , 1 wt% initial SMB solution).

increased, the quantity of carbon dioxide absorbed in the solution also increased. For every temperature, the trend line showing the change in the concentration of carbonates formed due to carbon dioxide absorption in the initial period of the batch experiments was drawn and their best fit equations were obtained, as depicted in Fig. 5. This same procedure was applied for other sodium metaborate (SMB) concentrations (1, 2.5 wt%) as well.

Also, a typical result for the effect of initial sodium metaborate concentration of the solution at 50°C is given in Fig. 6. As seen from the figure, carbonate concentration, thus absorbed carbon dioxide quantity, increases with increasing SMB concentration.

Using the slopes of the curves for the initial stages, the dependence of the reaction rate on sodium metaborate concentration could be obtained (see Fig. 7). The slope and hence the order of reaction with respect to SMB was found to be 0.9887. Likewise, the same calculations were repeated using the data obtained for the other initial sodium metaborate concentrations as well as for all other similar experiments performed at 17, 30, and 40°C . All gave results very close to one for the order of reaction with respect to sodium metaborate. It was therefore concluded that the mean order of reaction could be taken safely as “1” with respect to sodium metaborate in further mass transfer calculations. Thus, with $n = 1$, Eq. (14) reduces to the following equation,

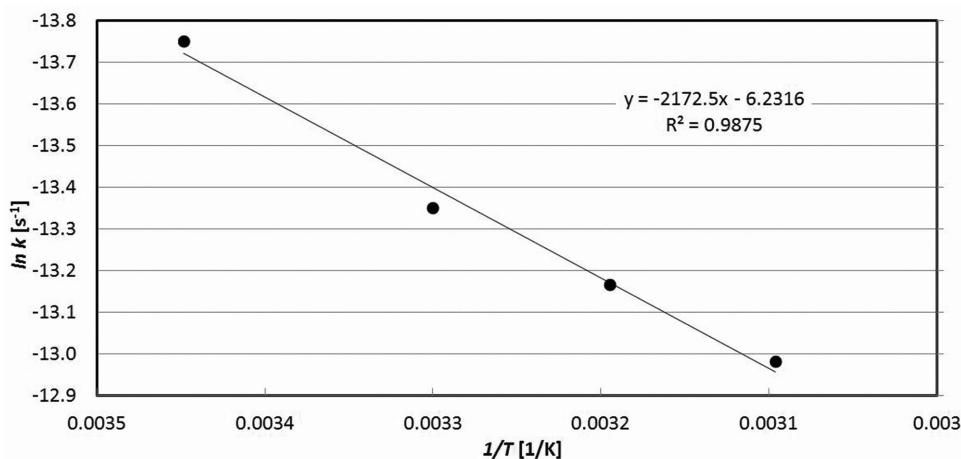


Figure 8 Arrhenius plot (initial SMB concentration = 0.5 wt%).

representing the rate of CO₂ absorption into sodium metaborate solutions:

$$r_C = k_r C_A C_B \quad (22)$$

The reaction rate constants were calculated using Eq. (21) and the data obtained for different temperatures such as those presented in Fig. 5 were used to prepare the Arrhenius equation plot to determine the activation energy of the reaction and frequency factor (see Fig. 8).

From Fig. 8 and similar results for all initial concentrations of SMB used, the average values for the frequency factor and the activation energy (E_A) were found as $1.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$ and 18,062 J/mol, respectively. With these values, the reaction rate constant equation is given below:

$$k_r = 1.97 \times 10^{-3} \exp\left(\frac{-18,062}{RT}\right) \quad (23)$$

There are several chemical systems employed and reported data for reaction rate constants of carbon dioxide absorption showing great differences between each other. That is because the results are pretty much affected by the method of analyses, assumptions made as well as chemicals employed. If the reaction rate constant of the system in this work is compared with the reported data of conventional systems in which alkaline solutions were used and the contribution of the carbonate ion reaction was considered, the results are quite close to each other [35] making the proposed chemical system a good alternative.

CONCLUSIONS

In this study, it was experimentally proven that carbon dioxide could be captured by absorption with a chemical reaction into the sodium metaborate solution at atmospheric pressure and at low temperatures. This process can be employed as an alternative to energy consuming high-pressure amine absorption processes. The final product, consisting of carbonates and borax, can be used directly as a mixture in industry especially in glass production or can be recycled to produce sodium borohydride, a highly regarded hydrogen carrier.

The kinetics of the reaction between sodium metaborate and carbon dioxide was investigated, and the first-order dependence of the reaction rate with respect to sodium metaborate and carbon dioxide was determined experimentally. The frequency factor and activation energy for this reaction were found as $1.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$ and 18,062 J/mol, respectively.

NOMENCLATURE

| | |
|-------|---|
| a | Constant |
| b | Constant |
| C | Concentration, mol m^{-3} |
| E | Activation energy, J mol^{-1} |
| h | Schumpe parameter, $\text{m}^3 \text{ kmol}^{-1}$ |
| h | Proportionality constant, $\text{m}^3 \text{ kmol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ |
| K | Salting out constant, Sechenov constant |
| k_0 | Frequency factor, $\text{m}^3 \text{ mol}^{-1} \text{ s}^{-1}$ |
| k | Reaction rate constant, s^{-1} |

| | |
|-------------------------|---|
| m | Dimensionless distribution coefficient |
| n | Order of reaction, index of ion |
| P | Pressure, kPa |
| R | Gas law constant, $\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| r | Reaction rate, $\text{mol m}^{-3} \text{s}^{-1}$ |
| T, T_1, T_2, T_3, T_4 | Temperature, at 17, 30, 40, 50°C, K |
| t | Time, s |
| x | Mole fraction |

SUB- AND SUPERSCRIPTS

| | |
|----------------|---------------------------------------|
| 0 | Standard conditions (298.15 K, 1 atm) |
| A | Carbon dioxide |
| A _o | Carbon dioxide in water |
| B | Sodium metaborate |
| C | Sodium carbonate |
| G | Gas |
| i | Ion |
| o | Initial position, in water |
| r | Reaction rate |

The authors would like to thank ETI Mine Works General Directorate for the supply of sodium metaborate used in the experiments and their assistance for XRD measurements.

BIBLIOGRAPHY

- Versteeg, G. F.; Van Dijk, L. A. J.; Van Swaaij, W. P. *Chem Eng Comm* 1996, 144(1), 113–158.
- Kumar, P. S.; Hogendoorn, J. A.; Versteeg, G. F. *AIChE J* 2003, 49(1), 203–213.
- Dugas, R.; Rochelle, G. *Energy Procedia* 2009, 1(1), 1163–1169.
- Edali, M.; Aboudheir, A.; Idem, R. *Int J Greenhouse Gas Control* 2009, 3(5), 550–560.
- Hamborg, E. S. PhD Thesis, University of Groningen, Enschede, 2011.
- Meldon, J. H.; Morales-Cabrera, M. A. *Chem Eng J* 2011, 171(3), 753–759.
- Kohl, A. L.; Nielsen, R. *Gas Purification*, 5th ed.; Gulf Publishing: Houston, TX, 1997.
- Aronu, U. E.; Svendsen, H. F.; Hoff, K. A.; Juliussen, O. *Energy Procedia* 2009, 1(1), 1051–1057.
- Aronu, U. E.; Svendsen, H. F.; Hoff, K. A. *Int J Greenhouse Gas Control* 2010, 4(5), 771–775.
- Goff, G.; Rochell, G. T. *Ind Eng Chem Res* 2004, 43(20), 6400–6408.
- Portugal, A. F.; Derks, P. W. J.; Versteeg, G. F.; Magalhães, F. D.; Mendes, A. *Chem Eng Sci* 2007, 62(23), 6534–6547.
- Blauwhoff, P. M. M.; Versteeg, G. F.; Van Swaaij, P. M. *Chem Eng Sci* 1983, 38(9), 1411–1429.
- Yeh, J. T.; Resnik, K. P.; Rygle, K.; Pennline, H. W. *Fuel Process Technol* 2005, 86(14–15), 1533–1546.
- Derks, P. W. J.; Versteeg, G. F. *Energy Procedia* 2009, 1(1), 1139–1146.
- Telikapelli, V.; Kozak, F.; Leandri, J. F.; Sherrick, B.; Black, J.; Muraskin, D.; Cage, M.; Hammond, M.; Spitznogle, G. In *Greenhouse Gas Technology 10 (GHGT 10)* Amsterdam, September 2010.
- Darde, V.; Van Well, W. J. M.; Fosnoel, P. L.; Stenby, E. H.; Thomsen, K. *Int J Greenhouse Gas Control* 2011, 5(5), 1149–1162.
- Liu, J.; Wang, S.; Qi, G.; Zhao, B.; Chen, C. *Energy Procedia* 2011, 4(1) 525–532.
- Katnas, S. MSc. Thesis; Middle East Technical University, Ankara, Turkey, 1984.
- Göçce, O. PhD. Thesis; Gazi University, Ankara, Turkey, 2009.
- Adams, R. M. *Boron, Metallo-Boron Compounds and Boranes*; Wiley: New York, 1964.
- Edwards, J. O.; Morrison, G. C.; Ross, V. F.; Schultz, J. W. *J Am Chem Soc* 1955, 7, 266–268.
- Danckwerts, P. V. *Gas Liquid Reactions*; McGraw-Gill: New York, 1970.
- Uysal, D.; Dogan, O. M.; Uysal, B. Z. Poster presentation at Air Quality VIII, Arlington, VA, October 2010.
- Kucka, L.; Richter, K.; Kenig, E. Y.; Górák, A. *Sep Purif Technol* 2003, 31, 163–175.
- Blauwhoff, P. M. M.; Versteeg, G. F.; van Swaaij, W. P. *Chem Eng Sci* 1984, 39, 207–225.
- Laddha, S. S.; Danckwerts, P. V. *Chem Eng Sci* 1981, 36, 479–482.
- Setschenow, M. *Ann Chim Phys* 1892, 25, 226–270.
- Hermann, C.; Dewes, I.; Schumpe, A. *Chem Eng Sci* 1995, 50(10), 1673–1675.
- Schumpe, A.; Deckwer, W. D. *Biotechnol Bioeng* 1979, 21(6), 1075–1078.
- Weisenberg, S.; Schumpe, A. *AIChE J* 1996, 42(1), 298–300.
- APHA, *Standard Methods for the Examination of Water and Wastewater*, American Public Health Association, 20th Edition, Washington DC, 1998.
- Resnik, K. P.; Yeh, J. T.; Pennline, H. W. *Int J Environ Technol Manag* 2004, 4, 89–104.
- Wang, M.; Lawal, A.; Stephenson, P.; Sidders, J.; Ramshaw, C. *Chem Eng Res Des* 2011, 89, 1609–1624.
- Feng, Z.; Cheng-Gang, F.; You-Ting, W.; Yuan-Tao, W.; Ai-Min, L.; Zhi-Bing, Z. *Chem Eng J* 2010, 160, 691–697.
- Kierzkowska-Pawlak, H. *Ecol Chem Eng* 2012, 19(2), 175–196.

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/311587435>

THE EFFECT OF MANUFACTURING LIMITATIONS ON GROOVE DESIGN AND ITS IMPLEMENTATION TO AN...

Working Paper · June 2017

DOI: 10.13140/RG.2.2.31765.73446

CITATIONS

0

READS

29

3 authors:



Cem Omur

TAI - Turkish Aerospace Industries, Inc.

10 PUBLICATIONS 5 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



Ahmet Bilge Uygur

TAI - Turkish Aerospace Industries, Inc.

19 PUBLICATIONS 32 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



İlhami Horuz

Gazi University

17 PUBLICATIONS 258 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Göktürk - 2 Electro-Optical Reconnaissance and Surveillance Satellite System Development Project

[View project](#)



Türksat 6A - National Telecommunication Satellite Development Project [View project](#)

THE EFFECT OF MANUFACTURING LIMITATIONS ON GROOVE DESIGN AND ITS IMPLEMENTATION TO AN ALGORITHM FOR DETERMINING HEAT TRANSPORT CAPABILITY OF HEAT PIPES

Cem ÖMÜR*, Ahmet Bilge UYGUR**, İlhami HORUZ***

* Turkish Aerospace Industries, Inc., Fethiye Mah. Havacılık Blv. No:17
06980, Ankara, comur@tai.com.tr

** Turkish Aerospace Industries, Inc., Fethiye Mah. Havacılık Blv. No:17
06980, Ankara, auygur@tai.com.tr

*** Gazi Üniversitesi Müh. Fak., Makine Müh. Böl., Maltepe, Ankara
06570, ilhamihoruz@gazi.edu.tr

Abstract: In this study, a methodology for the computation of maximum heat transport capability of grooved heat pipes is presented. The methodology takes into account extrusion limitations together with the vapor, liquid pressure losses along the heat pipe, the temperature drop between evaporator and condenser. The implementation of the methodology to an algorithm and its predictive performance was demonstrated on rectangular, trapezoidal, triangular and re-entrant grooved heat pipes for a specific allowable space and working temperature. It was seen that the heat pipe with re-entrant groove is superior to other geometries in terms of heat transport capacity.

Keywords: Grooved heat Pipe, Extrusion limitations, Capillary heat transfer limit, Heat pipe manufacturing

OLUK TASARIMINDA ÜRETİMSSEL KISITLARIN ETKİSİ VE BUNUN ISI BORULARININ ISI TAŞIMA KAPASİTESİNİ BELİRLEMEDE KULLANILAN BİR ALGORTİMAYA UYGULANIŞI

Özet: Bu çalışmada, oluklu ısı boruları için maksimum ısı taşıma kapasitesinin hesaplamasına yönelik bir yöntem üzerinde durulmuştur. Yöntem, ekstrüzyon kısıtları, ısı borusu boyunca buhar ve sıvıda görülen basınç kayıplarına ek olarak buharlaştırıcı ve yoğusturucu arasındaki sıcaklık düşüşünü de göz önünde bulundurmaktadır. Yöntemin bir algoritmaya uygulanışı ve öngörüselle başarımı, dikdörtgen, ikizkenar yamuk, ikizkenar üçgen ve girintili oluk şekillerine sahip ısı boruları için belli bir alan ve çalışma sıcaklığında gösterilmiştir. Bu çalışma sonucunda, girintili oluk tipinin diğer tiplere göre daha fazla ısı taşıma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: oluklu ısı borusu, ekstrüzyon limitleri, kılcal ısı transfer limiti, ısı borusu üretimi

NOMENCLATURE

| | | | |
|-------------|---|-----------|--------------------------------|
| F | Force on a rim of a die (N) | D | Diameter (m) |
| A | Area (m ²) | Re | Reynolds number [=VpD/μ] |
| w | Width of the rim neck and the grooves (m) | K | Permeability (m ²) |
| c | Length of the constant thickness of the rim (m) | Po | Poiseuille number (f.Re) |
| h | Length of the variable thickness of the rim (m) | m | Mass (kg) |
| S | Safety factor | L | Total number of nodes |
| P | Pressure (Pa) | δ | Groove depth (m) |
| ΔP | Pressure difference (Pa) | k | Thermal conductivity (W/m.K) |
| ρ | Density (kg/m ³) | \bar{t} | Average thickness (m) |
| r | Radius (m) | R | Resistance (°C/W) |
| σ | Surface tension (N/m), stress (Pa) | | |
| \emptyset | Groove angle (°) | | |
| F | Friction factor | | |
| μ | Absolute viscosity (Pa.s) | | |
| λ | Latent heat of vaporization (J/kg) | | |
| \dot{m} | Mass flow rate (kg/s) | | |
| g | Acceleration due to gravity (m/s ²) | | |
| Q | Heat removal capacity (W) | | |

Subscripts

| | |
|---------|---------------|
| v | vapor |
| max | maximum |
| sec | cross section |
| $press$ | drum pressure |
| $comp$ | compressive |

| | |
|------------|----------------------|
| <i>y</i> | yield |
| <i>s</i> | shear |
| <i>ts</i> | tensile |
| <i>l</i> | liquid |
| <i>e</i> | evaporator |
| <i>f</i> | fin |
| <i>h</i> | hydraulic |
| <i>c</i> | condenser, capillary |
| <i>a</i> | adiabatic, axial |
| <i>eff</i> | effective |
| <i>p</i> | pipe |
| <i>o</i> | outer |
| <i>i</i> | inner, interface |
| <i>w</i> | wick |
| <i>tot</i> | total |

INTRODUCTION

For years, heat pipes have been widely used for thermal control in both terrestrial and celestial applications. The capability of transporting large amounts of heat between

two terminals (evaporator and condenser) with a small temperature difference is the main characteristic of heat pipes which can be considered as an extra-high thermal conductivity device in the Fourier's law sense.

A conventional heat pipe (HP), which operates on a closed two-phase cycle, consists of a working fluid and a sealed container lined with a wicking material as shown in Fig 1. To operate it, the container is evacuated and backfilled with just enough liquid to fully saturate the wick. When heat is applied along the evaporator section of a HP, the local temperature is raised slightly and part of the working fluid evaporates. This temperature difference results in a difference in vapor pressure which causes vapor to flow from the heated section to a cooler part of the pipe (condenser). The vapor condenses at the cooler part of the pipe and releases its latent heat. Return of the liquid condensate occurs through the wick as result of a capillary action.

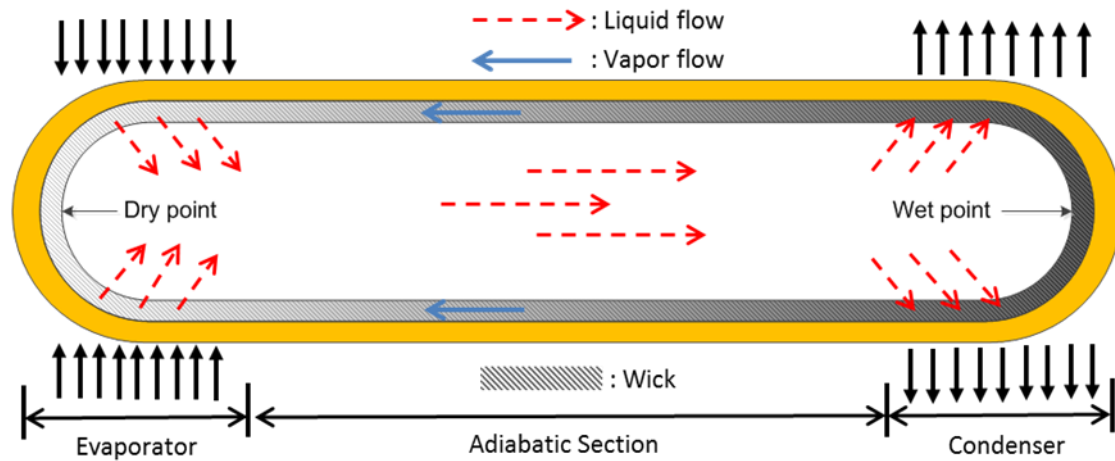


Figure 1. Working principle of a HP and its sections

In the early studies, Babin et al. (1989) developed a simplified numerical model and conducted experiments for measuring the maximum heat transport rate of a micro HP which served as a foundation for subsequent researches. In one of these, Launay et al. (2004) developed a mathematical model for predicting the heat transport capacity and temperature distribution along the axial direction of a triangular heat pipe filled with water. A detailed evaporation and condensation model from kinetic theory was utilized and film thickness along evaporation and condensation micro regions were obtained, which were used to calculate thermal resistance and the heat transfer rate through the liquid film. Suman and Hoda (2005) on the other hand, studied the effect of contact angle, surface tension and viscosity of the working fluid, inclination, apex angle of V-groove, length of adiabatic section on the heat removal capacity of the heat pipe were studied.

In a different study, Lefevre et al. (2008) studied the heat conduction in each cross section in liquid and solid regions to obtain thermal resistances which were then

used to find the axial temperature distribution along the heat pipe container with rectangular grooves. The results were validated by experiments in which liquid-vapor interface radius and container temperatures were measured. An optimization study was carried out for maximum heat capacity as a function of groove height and width. In another investigation on rectangular grooved HPs, the effect of filling ratio and the vapor space thickness on thermal performance was investigated in a numerical and experimental study by Lips et al. (2010). It was shown that small vapor space induced liquid retention and thus reduced the thermal resistance of the system; however, it influenced the level of the liquid-vapor interface radii and hence reduced the maximum capillary pressure.

In addition to previous studies, Suh and Park (2003) completed a numerical analysis on thermal performance of flat micro-heat pipe with trapezoidal axial grooves considering the effect of interfacial shear stress. An outcome of the analysis is that the heat transport decreases with interfacial shear effect. In a different

study, Kim et al. (2003) developed an analytical model for heat and mass transfer in a miniature heat pipe with trapezoidal grooves by taking into account the effect of liquid-vapor interfacial shear, contact angle, and the fluid inventory. The outcome of analysis was shown to be in close agreement with experimental results. It was also shown that the thermal performance of the heat pipe could be enhanced by numerical optimization of the grooves.

More recent studies on groove shapes focused on re-entrant (Ω) shape. Thomas and Damle (2005) proposed a good analysis on the fully developed laminar flow within a reentrant groove using a finite element model, and the capillary limit of a low-temperature heat pipe was also determined based on traditional capillary pressure balance. Later on, Chen et al. (2009) investigated the influence of variations in the capillary radius, liquid-vapor interfacial shear stress and the contact angle. The axial distribution of the capillary radius, fluid pressure and mean velocity are obtained.

Although an analysis with respect to vapor and liquid flow losses is compulsory and should be done in order to find the best groove geometry, it is not enough for a practical scenario which also includes of the fabrication phase of the HP. In most design activities, the manufacturing phase is often underestimated and production limitations are not taken into account. This leads to multiple iterations between the workshop and designer resulting in loss of time and money.

In this paper, a complementary but not alternative method is proposed which takes into account extrusion limits together with the vapor and liquid losses. By utilizing a mathematical model and algorithm presented by this study, one can understand that the groove design works and can be manufactured before going into the workshop. This paper is organized as follows; first the mathematical model and its implementation to an algorithm will be presented. Then predictive performance of the model together with the manufacturing limitations will be demonstrated on different groove geometries.

MATHEMATICAL MODELLING

The mathematical model employed in this study is based on the computation of maximum heat transfer capability by taking into account;

- i. Manufacturing (extrusion) limitations on groove structure
- ii. Maximum capillary pumping pressure
- iii. Pressure drops along an HP and the gravitational head
- iv. Temperature drop (criteria) between the evaporator and the condenser

The Effect of Extrusion Limits on Groove Structure

Extrusion is the manufacturing process of axially groove heat pipes. It utilizes a plastic deformation process in

which a block of metal (billet) is forced to flow by compression through the die opening of a smaller cross-sectional area than that of the original billet.

In Fig. 2, a die used for the manufacturing of a re-entrant grooved HP is shown. As billet flows through rims of the die, the grooves of a HP are formed. In order to form such narrow grooves, the rims of the die should be able to withstand high compressive forces (shown by the red arrows) during an extrusion process. If the neck of a die is too narrow, the force applied during the extrusion may break the neck and the shape of grooves will be ruined.

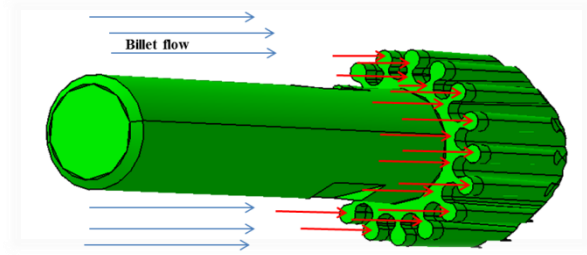


Figure 2. A die for manufacturing re-entrant grooved HP

In Fig. 3, a single rim is demonstrated. As can be seen, the rim is thick at the beginning (with respect to flow direction) and stays constant for a section and it gets thinner towards to the end of the die.

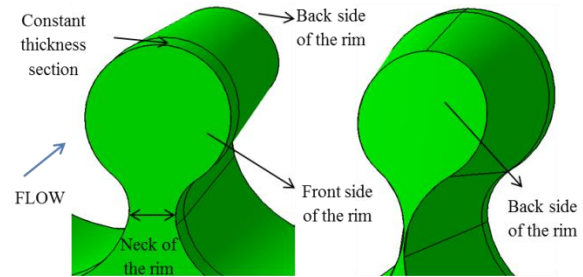


Figure 3. Front and back view of a rim

If section view is taken from the narrowest part of a rim, it looks like a triangle which is shown in Fig. 4. If the tensile strength of the die is not high enough to withstand shear forces created at this triangular area of the rim, the rim will be torn from this section. The analysis is based on the following expression.

$$F_{comp,net} \leq F_{yield,shear} \quad (1)$$

Where $F_{comp,net}$ is the net force resulting from compressive normal pressure to front face (Ω) of the rim (shaded with black lines), $F_{yield,shear}$ is the yield shear force of the rim defined as the tensile stress (σ_{ts}) of the die material times the sectional area, A_{sec} , where the shear stress is applied (shaded by yellow and green). As can be seen in the Fig. 4, A_{sec} can be found by adding the triangle area to the rectangle area which can be expressed as;

$$A_{sec} = \frac{w h}{2} + w c \quad (2)$$

where w is the width of the neck (at the same time the groove width), c is the length of the rim where the thickness is not changed, h is length of the rim where the thickness is changing. In most of the die designs, there is

1 degree inclination (Bauser et al. 2006) after the constant thickness portion. h can be computed by determining of the point where the edges of the triangle intersect,

$$h = \tan(1^\circ) + \frac{w}{2} \quad (3)$$

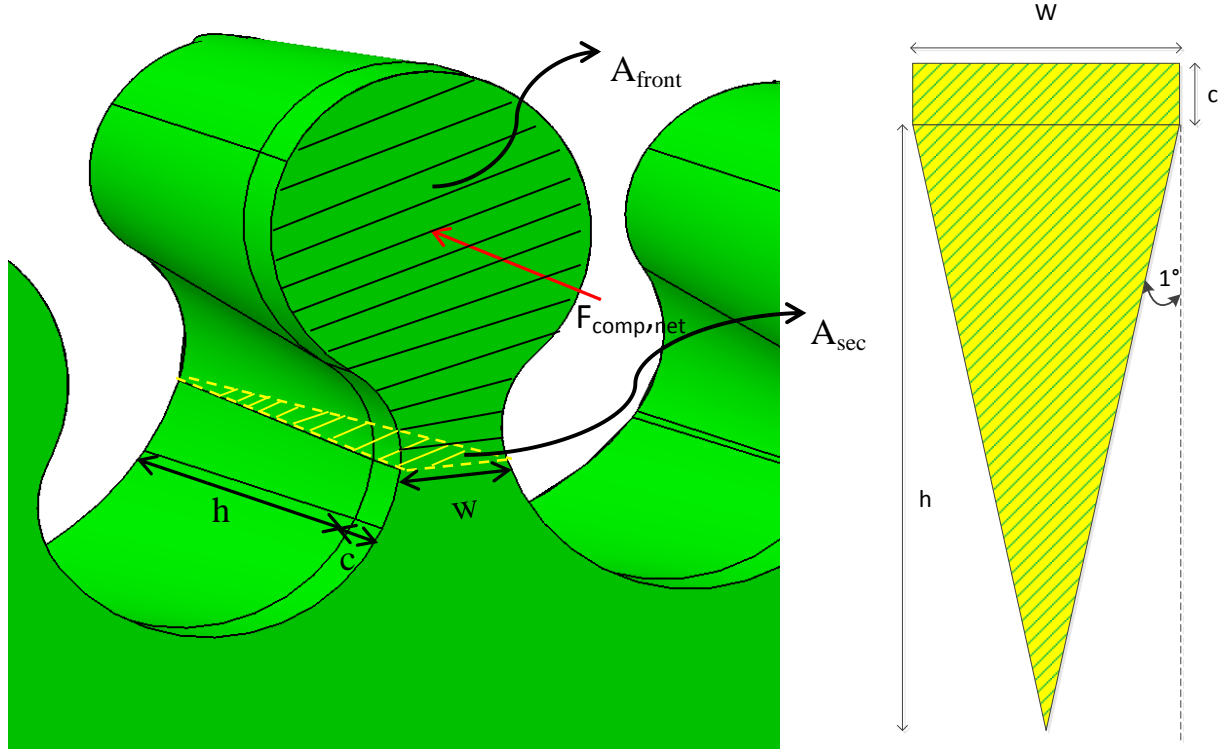


Figure 4. Characteristic dimensions of the rim

To find $F_{comp,net}$, below equation is used,

$$F_{comp,net} = A_{front} S P_{press} \quad (4)$$

$$\Delta P_{c,max} = \frac{2\sigma}{r_{c,e}} \quad (5)$$

where A_{front} is the area where compressive forces are applied, S is the safety factor which is at most 1.5 [Bauser et al., 2006, Saha, 2006] to find maximum extrusion load, P_{press} is the compressive pressure applied by the ram.

The effective capillary radius for some of the common groove shapes recommended by Zohuri (2016) and Brennan et al. (1979) are listed in Table 1.

Table 1. Effective Capillary Radius for Some of the Common Groove Shapes (Zohuri, Brennan et al)

| Groove type | Effective capillary radius |
|-------------|----------------------------|
| Rectangular | w |
| Triangular | $w/(\cos \theta)$ |
| Trapezoidal | w |
| Re-entrant | w |

Consequently, as long as the Eq. 1 is fulfilled, an extrusion process can be performed without any rupture. It should carefully be noted that, the change of the width of the neck affects A_{front} and A_{sec} which eventually affects the compressive net force applied to front face of the rim and the shear force applied to the area where the section view is taken.

The Maximum Capillary Pumping Pressure

During steady state operation, to find the maximum capillary pumping pressure, it can be assumed that the effective capillary radius at the wet point, $r_{c,e}$, approaches to infinity where the contact angle (Reay and Kew, 2013) is equal to 90° , whereas at the dry point it is equal to 0° which yields the maximum capillary pumping pressure as follows (Reay and Kew, 2013)

Vapor Pressure Drop

The variation of vapor pressure is principally the result of the viscous pressure drop occurring along the vapor flow path. If one-dimensional vapor pressure drop expression presented by Zohuri (2016) is used, the vapor pressure drop can be expressed as follows

$$\Delta P_v = \left(\frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \rho_v \lambda} \right) L_{eff} Q_{max} \quad (6)$$

where f_v is the friction factor of the vapor, Re_v is the Reynolds number of vapor, μ_v is the absolute viscosity of vapor, $r_{h,v}$ is the hydraulic radius of the vapor space, A_v is the cross sectional area of the vapor, ρ_v is the vapor density, λ is latent heat of vaporization, Q_{max} is the maximum heat removal capacity of the HP, L_{eff} is the effective length of the HP.

Since mass flow will vary in both the evaporator and the condenser region, an effective length rather than the geometrical length must be used for these regions. If the mass change per unit length is constant, the total mass flow will increase or decrease, linearly along the regions. Therefore, the lengths of the evaporator L_e and the condenser L_c can be replaced by $L_e/2$ and $L_c/2$. The total effective length, L_{eff} , for fluid flow will then be expressed as,

$$L_{eff} = L_a + \frac{L_e + L_c}{2} \quad (7)$$

where L_a is the length of adiabatic section.

During steady state operation, the liquid mass flow rate at any axial position, \dot{m}_l , must be equal to the vapor mass flow rate, \dot{m}_v , and while the liquid regime is always laminar, the vapor flow may be laminar or turbulent. Therefore it is necessary to determine the vapor flow regime as a function of the heat input. This can be done by evaluating axial Reynolds number in the vapor phase as,

$$Re_v = \frac{2 \dot{m}}{\pi r_v \mu_v} \quad (8)$$

relating the heat and mass flows as, $Q_{max} = \dot{m}_v \lambda$, Reynolds number of the vapor phase becomes,

$$Re_v = \frac{2 (r_{h,v}) Q_{max}}{\lambda A_v \mu_v} \quad (9)$$

Depending on the Reynolds number, the following correlations could be used with reasonable accuracy (Zohuri, 2016)

$$Re_v < 2300 \quad (f_v Re_v) = 16 \quad (10)$$

$$Re_v > 2300 \quad (f_v Re_v) = 0.038 \left(\frac{2 (r_{h,v}) Q_{max}}{\lambda A_v \mu_v} \right)^{0.75} \quad (11)$$

Liquid Pressure Drop

Like in vapor phase, viscous forces in the liquid also results in a pressure drop. For constant heat addition and removal, this liquid pressure drop can be calculated from the following [13],

$$\Delta P_l = \frac{L_{eff} \mu_l Q_{max}}{K A_w \rho_l \lambda} \quad (12)$$

where μ_l is the absolute viscosity of liquid, ρ_l is the liquid density, A_w is the cross sectional area of the wick, K is the permeability which can be introduced as

$$K = \frac{2 \epsilon (r_{h,l})^2}{f_l Re_l} \quad (13)$$

where ϵ is the porosity which is equal to 1, $r_{h,l}$ is the hydraulic radius of the liquid flow passage, $f_l Re_l$ is the product of Reynolds number and the friction factor of the liquid. In the literature, this product may also be named as Poiseuille number (Po). While it is independent of the flow path, it is strongly and only dependent upon the shape of the flow passage which is in this case the groove geometry. Although Poiseuille number for rectangular and annular flow passages can be found easily in various sources (Zohuri, 2013), it is rather difficult work to find Poiseuille number for arbitrary passages.

There are several approaches (Thomas and Damle, 2005, Muzychka and Yovanovicht, 2004, Shah 1975) to find Poiseuille number for arbitrary passages. In the present investigation for isosceles triangular, rectangular and trapezoidal passages (groove shapes), the approach suggested by Shah (1975) will be used, whereas for the re-entrant (Ω) groove, the method of Thomas and Damle (2005) will be utilized. In Fig. 5, the alternative groove shapes and their parameters which will be used to find non-dimensional parameters are shown.

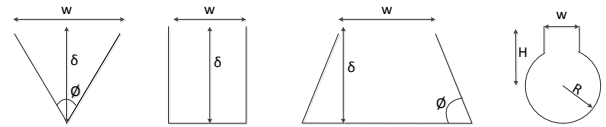


Figure 5. The groove shapes and parameters

The Gravitational Head

At 1-g conditions, the gravitational head can be written as (Vlassov et al., 2008);

$$\Delta P_g = \rho_l g l \sin \phi + \rho_l g \delta \quad (14)$$

where ρ_l is the liquid density, g is the acceleration due to gravity, l is the heat pipe length, δ is the groove depth and ϕ is the angle between the heat pipe and the horizontal (ϕ is positive when the condenser is lower than the evaporator).

Governing Equation for Maximum Heat Transport Rate

For a proper operation of a heat pipe, the maximum capillary pumping pressure, $\Delta P_{c,max}$, must be greater than the total pressure drop along the pipe which can be expressed as

$$\Delta P_{c,max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (15)$$

where $\Delta P_{c,max}$ is the maximum capillary pumping pressure generated within groove structure between evaporator and the condenser, ΔP_l is pressure drop occurring in the liquid phase, ΔP_v , pressure drop occurring in the vapor phase, ΔP_g the pressure drop due to the gravitational head (which may be zero, positive or negative, depending on the inclination of the heat pipe). If the Eq. 15 is not met, the working fluid will not returned to the evaporator, the wick will dry out in the evaporator region and the heat pipe will not operate. The maximum allowable heat flux for which Eq. 15 holds is referred to as the capillary heat transfer limit. If Eq. 5, Eq. 6, Eq. 12, Eq. 14 are substituted into Eq. 15, the transport capacity can be found as a function of effective length,

$$Q_{max} L_{eff} = \frac{\frac{2\sigma}{r_{c,e}} - (\rho_l g l \sin\phi + \rho_l g \delta)}{\left(\frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \rho_v \lambda} + \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \right)} \quad (16)$$

Methodology for the Determination of Temperature Drop between Evaporator and Condenser

Temperature drop between evaporator and condenser of a HP is another important figure-of-merit and of particular interest to the designer. To evaluate temperature drop, thermal network method stems from electrical analogy (Kotcioğlu et al., 2009) is utilized. HP can be represented with the following network of resistances (Fig. 6):

- $R_{p,e}$: Radial resistance of the pipe wall at the evaporator
- $R_{w,e}$: Resistance of the liquid-wick combination at the evaporator
- $R_{i,e}$: Resistance of the liquid-wick interface at the evaporator
- $R_{v,a}$: Axial resistance of the vapor section
- $R_{p,a}$: Axial resistance of the pipe wall
- $R_{w,a}$: Axial resistance of the liquid-wick combination
- $R_{i,c}$: Resistance of the liquid-wick interface at the condenser
- $R_{w,c}$: Resistance of the liquid-wick combination at the condenser
- $R_{p,c}$: Radial resistance of the pipe wall at the condenser

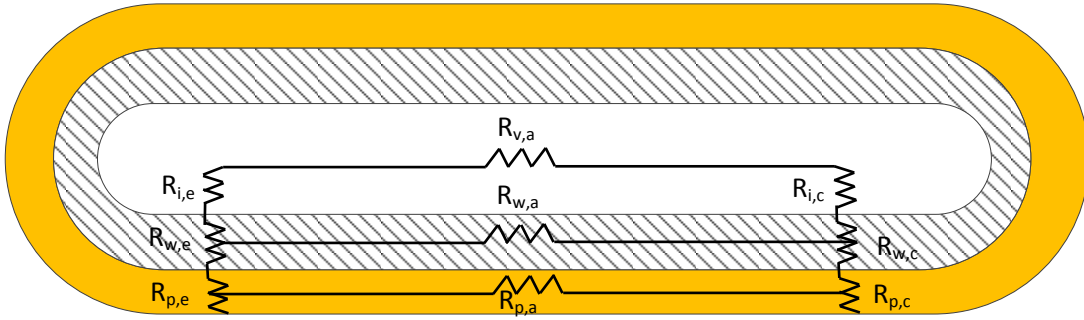


Figure 6. The thermal resistances of a HP

The order of magnitude for each resistance was investigated by Asselman and Green (1982) and the estimates for each resistance are given in Table 2. When the values are compared, it is apparently seen that several simplifications can be made. Firstly, due to the comparative magnitudes of $R_{v,a}$, $R_{p,a}$ and $R_{w,a}$, the overall resistance network can be simplified to Eq. 17.

$$R_{tot} = R_{p,e} + R_{w,e} + R_{i,e} + R_{v,a} + R_{i,c} + R_{w,c} + R_{p,c} \quad (17)$$

Table 2. Comparative values for HP resistance (Asselman and Green, 1982)

| Resistances | °C/W |
|-------------------------|-----------|
| $R_{p,e}$ and $R_{p,c}$ | 10^{-1} |
| $R_{w,e}$ and $R_{w,c}$ | 10^{+1} |
| $R_{i,e}$ and $R_{i,c}$ | 10^{-5} |
| $R_{v,a}$ | 10^{-8} |
| $R_{p,a}$ | 10^{+2} |
| $R_{w,a}$ | 10^{+4} |

Secondly, if magnitudes of $R_{i,e}$, $R_{i,c}$, $R_{v,a}$ are compared with $R_{p,e}$, $R_{p,c}$, $R_{w,e}$, $R_{w,c}$, the terms $R_{i,e}$, $R_{i,c}$, $R_{v,a}$ can be assumed to be negligible which yields the total resistance as,

$$R_{tot} = R_{p,e} + R_{w,e} + R_{w,c} + R_{p,c} \quad (18)$$

The radial resistance at the pipe wall can be calculated by applying Fourier's law as

$$R_{p,e} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_e k_p} \quad (19)$$

$$R_{p,c} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_c k_p} \quad (20)$$

where D_o and D_i are the outer and inner diameters of the HP, respectively (Fig. 7).

The most complicated and difficult to find resistance is liquid-wick combination resistances which is frequently a very significant contributor to the overall resistance. The best approach is to use measured values wherever possible. So, for this resistance, an experimentally obtained film coefficients, accounts for the conductance through the liquid-wick combination at evaporator and the condenser sections suggested by Kamotani (1978) are utilized. As a result, the liquid-wick combination resistances can be expressed by

$$R_{w,e} = \frac{0.0701 + \frac{k_l \delta}{k_p t_f}}{N k_l L_e} \quad (21)$$

$$R_{w,c} = \frac{0.0221 + \frac{k_l \delta}{k_p t_f}}{N k_l L_c} \quad (22)$$

where k_l is the liquid thermal conductivity, k_p is the wall thermal conductivity, δ is the groove depth, t_f is the average fin thickness, N is the total number of grooves (see Fig. 7).

Finally, the total resistance can be expressed as

$$R_{tot} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_c k_p} + \frac{0.0701 + \frac{k_l \delta}{k_p t_f}}{N k_l L_e} + \frac{0.0221 + \frac{k_l \delta}{k_p t_f}}{N k_l L_c} \quad (23)$$

Applying Ohm's law, the temperature drop between evaporator and condenser can be found by the following expression

$$\Delta T = Q_{max} R_{tot} \quad (24)$$

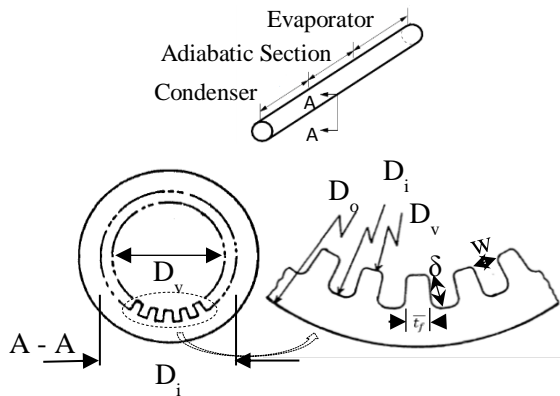


Figure 7. The characteristic dimensions of an HP

ALGORITHM TO FIND CAPILLARY HEAT TRANSFER LIMIT OF THE GROOVED HEAT PIPES

As examined in aforementioned sections, the width of the die neck (which is actually the width of

manufactured groove) determines the characteristic forces on the rim. Additionally, it also dictates the maximum capillary pumping pressure and affects liquid pressure drop. Likewise the width of a groove, the depth of the groove also affects the liquid pressure drop and the net forces on the rim. Thus, a groove shape optimization should be done not only with respect to vapor and liquid flow losses, but also with respect to extrusion limitations. The implementation of the mathematical model together with the manufacturing limits into an algorithm is shown in Fig. 8.

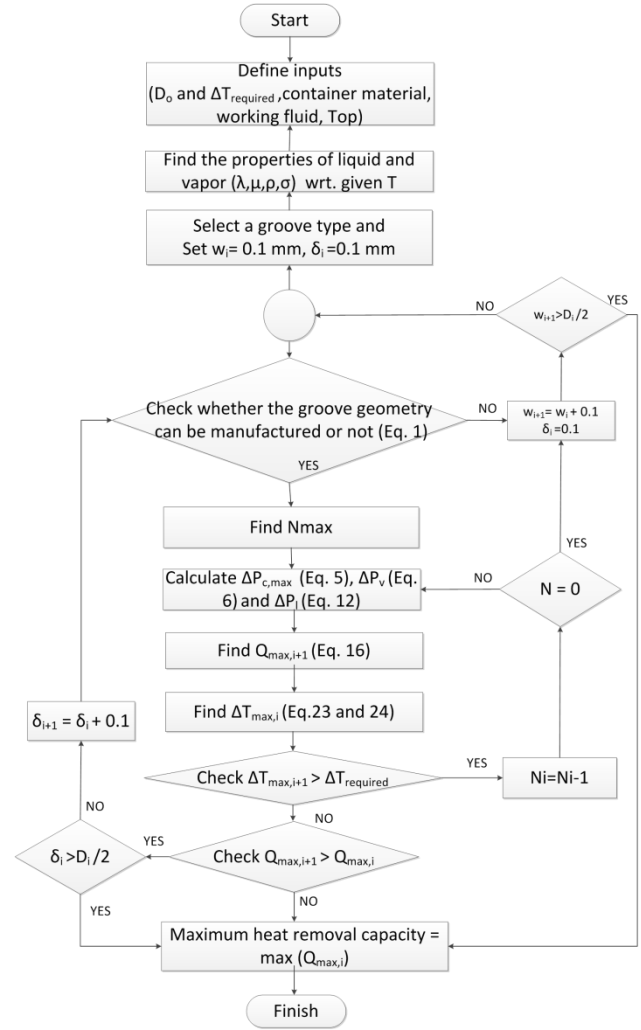


Figure 8. Flowchart to find maximum capillary heat transfer limit

PREDICTION PERFORMANCE OF THE MATHEMATICAL MODEL

The performance of the mathematical model will be demonstrated in comparison experimental results of Chen et al. (2009) on re-entrant grooved HP and the study of Kim et al. (2003) on trapezoidal grooved HP. The geometric parameters of the HPs used in those studies are given in Table 3. The model predictions and experimental results for two different groove types are shown in Fig. 10. An overall inspection of profiles reveals that the predictions agree reasonably well with

the test data (maximum average error is 15.1 %). On the other hand, it is also seen that the capillary heat transfer limits are over predicted. This is attributed to the fact that the interfacial shear stress between vapor and liquid is neglected in the model:

Table 3. Geometric parameters of grooved HPs in the studies of Chen et al.(2009) and Kim et al. (2003)

| | Re-entrant | Trapezoidal |
|-------------------------------|------------|-------------|
| Working fluid | ammonia | water |
| Evaporator section length (m) | 0.7 | 0.1 |
| Adiabatic section length (m) | 0.56 | 0.1 |
| Condenser section length (m) | 0.59 | 0.095 |
| External diameter (m) | 0.0125 | 0.003 |
| Diameter of a groove (m) | 0.0014 | - |
| Angle of a groove (°) | - | 84 |
| Width of a groove (m) | 0.00046 | 0.000123 |
| Depth of a groove (m) | 0.00207 | 0.000131 |
| Number of groove | 15 | 26 |
| Adverse tilt angle | 0 | 0 |

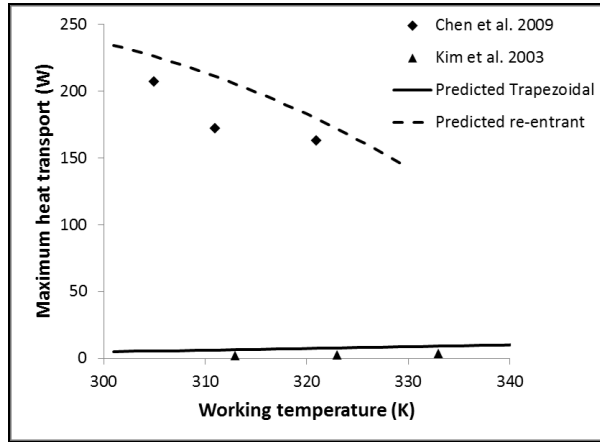


Figure 9. Comparison of the predictive maximum heat transport with the experimental data

Secondly, in order to verify the model for the temperature drop between the evaporator and the condenser, again the study of Kim et al. (2003) on trapezoidal grooved HP is utilized. In Table 4, some model predictions are given in comparison with the experiment results of Kim *et al.* (2003). It is seen that the model results slightly over-predicted due to the over prediction of capillary heat transfer limits (see Eq. 24) and neglecting some of the resistance in the model.

Table 4. Comparison of the predictive temperature drop with the experimental data

| | | | |
|----------------------|------|------|------|
| $T_{operation}$ (K) | 313 | 323 | 333 |
| ΔT_{exp} | 0.33 | 0.31 | 0.37 |
| $\Delta T_{predict}$ | 0.40 | 0.48 | 0.55 |

RESULTS AND DISCUSSION

In this section heat removal performance of different groove geometries will be presented. Test problem and characteristics of the HP are as follows:

- The evaporator, adiabatic, condenser lengths are selected as 333.3, 666.6, 333.3 mm respectively which makes Leff equal to 1 meter.
- The wall thicknesses of the HP and Di are selected as 1.15, 10.2 mm, respectively.
- DIN 2344 tool steel having a tensile strength of 900 N/mm² at 500 C° is chosen for the die material
- The working fluid and the container material are selected as ammonia and 6063-T6 aluminum alloy, respectively.
- The temperature difference criterion (ΔT) between evaporator and condenser is defined as 10K.
- The HP operating temperature is 293 K.
- The HP is filled with just enough liquid to fully saturate the wick (i.e. enough mass to fill the grooves completely with liquid and vapor volume with vapor.)

For above specifications, heat removal capacities (at 0-g) of isosceles triangular, rectangular, trapezoidal, re-entrant type grooved HPs are found by executing the algorithm and presented in Tables 5-8. While performing the simulations, increments in all dimensions (width, depth and diameter) are taken as 0.1 mm due to the limitations imposed by the current level of extrusion devices. One can expect to obtain numerous combinations of operable heat pipes (for each groove geometry) which can meet above assumptions. However, in this paper, representative cases which help the authors demonstrate the general trends will be presented. At the end of each groove geometry, the optimum case with the highest capillary heat transfer limit will also be presented.

When the results obtained for rectangular groove (Table 5) are examined, it can be said that for narrow groove widths, the maximum capillary pumping pressure is higher. However, for narrow widths (0.1 – 0.2 mm) when depth is high (17 - 20 times of the width), compressive force on the rims of a die approaches to yield shear forces which brings difficulties in manufacturing. On the other hand, when the depth increases while keeping width the same, the hydraulic radius, Poiseuille number, the total wick area increase. Combined effect of this is in an increment in the capillary heat transfer limit. Additionally, this increase in depth results in an escalation of the temperature difference between evaporator and condenser. This escalation stems from the increase of the liquid volume in grooves leading to higher resistance of the liquid-wick combination. Furthermore, as expected, if the number of grooves increases while the width and depth of the groove remains same, the capillary heat transfer limit increases, but as a drawback, the temperature difference between evaporator and condenser also increases. Thus, while increasing depth and the groove number, not only the manufacturing limits but also the temperature difference between evaporator and condenser limitation also should be taken into consideration, otherwise HP cannot work since the required temperature difference will be higher than the temperature difference supplied by the environment. Overall, the best configuration is obtained for case 8 which has the highest capillary heat

transfer limit while obeying temperature difference and manufacturing limitations.

Table 5. The predictions for rectangular grooves

| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Width of a groove (mm) | 0.10 | 0.20 | 0.40 | 0.40 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.10 | 1.20 |
| Depth of a groove (mm) | 1.70 | 3.00 | 0.70 | 0.80 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.10 | 1.00 |
| Number of groove | 105 | 43 | 54 | 54 | 12 | 23 | 22 | 20 | 18 |
| $\Delta P_{c,max}$ (Pa) | 456.96 | 228.48 | 114.24 | 114.24 | 45.7 | 45.7 | 45.7 | 41.54 | 38.08 |
| $F_{comp,net}$ (kN) | 0.17 | 0.59 | 0.27 | 0.31 | 0.98 | 0.98 | 0.98 | 1.18 | 1.17 |
| $F_{yield,shear}$ (kN) | 0.17 | 0.61 | 2.24 | 2.24 | 13.34 | 13.34 | 13.34 | 16.09 | 19.1 |
| Total mass (g/m) | 195.97 | 240.00 | 135.52 | 138.38 | 163.67 | 140.67 | 142.76 | 145.04 | 143.60 |
| Q_{max} (W) | 28.12 | 76.97 | 89.33 | 104.82 | 134.63 | 250.23 | 240.01 | 279.16 | 246.38 |
| ΔT (K) | 0.26 | 1.56 | 1.23 | 1.49 | 6.59 | 7.54 | 7.32 | 9.4 | 8.83 |

Results obtained for the triangular groove are presented in Table 6. They exhibit similar behavior with those obtained for rectangular groove. On the whole, the capillary heat transfer performance of the triangular grooves is less than the rectangular ones and they are disadvantageous in terms of mass also.

Table 6. The predictions for triangular grooves

| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 | Case 10 |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Width of a groove(mm) | 0.30 | 1.10 | 1.20 | 1.20 | 1.30 | 1.40 | 1.60 | 1.90 | 2.00 | 2.10 |
| Depth of a groove (mm) | 1.60 | 1.60 | 1.60 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.90 | 2.00 | 2.20 |
| θ (°) | 10.71 | 37.94 | 41.11 | 38.88 | 41.85 | 44.76 | 50.40 | 46.11 | 53.13 | 51.03 |
| Number of groove | 54 | 18 | 16 | 16 | 15 | 14 | 12 | 9 | 9 | 8 |
| $\Delta P_{c,max}$ (Pa) | 151.65 | 39.29 | 35.66 | 35.91 | 32.83 | 30.18 | 25.84 | 22.08 | 20.44 | 19.64 |
| $F_{comp,net}$ (kN) | 0.23 | 0.86 | 0.94 | 0.99 | 1.08 | 1.16 | 1.33 | 2.04 | 1.95 | 2.25 |
| $F_{yield,shear}$ (kN) | 1.30 | 16.09 | 19.10 | 19.10 | 22.37 | 25.89 | 33.72 | 47.39 | 52.46 | 57.79 |
| Total mass (g/m) | 200.34 | 194.32 | 195.32 | 199.17 | 198.64 | 198.46 | 199.17 | 220.68 | 212.20 | 221.37 |
| Q_{max} (W) | 28.43 | 98.27 | 99.91 | 107.26 | 113.02 | 117.04 | 119.79 | 137.78 | 137.09 | 135.61 |
| ΔT (K) | 0.39 | 3.40 | 3.83 | 4.14 | 4.63 | 5.10 | 6.01 | 9.16 | 9.07 | 10.06 |

In Table 7, the predictions obtained for the trapezoidal grooves are presented. When the width and the depth are kept small (~ 0.1 - 0.2 mm), increasing the wall angle results in a decrease in the capillary heat transfer limit (see cases 1-3). Whereas when the depth is increased keeping width constant, the angle increase results in an increment of the capillary heat transfer limit. This is due to the fact that the volume for a single groove is

increased and more grooves can be manufactured within the allowable space. On the other hand, when large widths are attempted, although the capillary heat transfer limit increases the temperature difference criterion between the evaporator and the condenser is violated (case 10). The best groove configuration is obtained in Case 5 having 85° for which the capillary heat transfer limit is 382.02 W.

Table 7. The predictions trapezoidal grooves

| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 | Case 10 |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| θ (°) | 30 | 75 | 75 | 85 | 85 | 85 | 86 | 87 | 85 | 85 |
| Width of a groove (mm) | 0.10 | 0.10 | 0.20 | 0.20 | 0.30 | 0.30 | 0.30 | 0.30 | 0.40 | 1.10 |
| Depth of a groove(mm) | 0.20 | 0.20 | 1.10 | 1.70 | 2.00 | 2.10 | 2.10 | 2.60 | 2.20 | 1.60 |
| Number of groove | 35 | 102 | 35 | 53 | 41 | 37 | 45 | 39 | 18 | 18 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\Delta P_{c,max}$ (Pa) | 456.96 | 456.96 | 228.48 | 228.48 | 152.32 | 152.32 | 152.32 | 152.32 | 114.24 | 41.54 |
| $F_{comp,net}$ (kN) | 0.09 | 0.03 | 0.53 | 0.58 | 0.93 | 0.99 | 0.91 | 1.11 | 1.27 | 1.93 |
| $F_{yield,shear}$ (kN) | 0.17 | 0.17 | 0.61 | 0.61 | 1.30 | 1.30 | 1.30 | 1.30 | 2.24 | 16.09 |
| Total mass (g/m) | 121.15 | 121.13 | 155.81 | 167.60 | 168.41 | 176.43 | 166.73 | 185.85 | 210.96 | 152.78 |
| Q_{max} (W) | 11.34 | 7.95 | 288.20 | 301.93 | 382.02 | 375.55 | 369.12 | 324.89 | 265.94 | 404.76 |
| ΔT (K) | 0.19 | 0.05 | 5.69 | 5.33 | 9.19 | 9.13 | 9.27 | 8.63 | 9.66 | 17.00 |

The final set of results to be presented within the scope of this paper is of re-entrant type (Table 8). As expected, combination of small widths with large diameters yields to high heat transfer limit. However, after a certain point, selecting large diameters leads to high compressive forces, which in turn leads to manufacturing difficulties (Cases 1-4). Furthermore, one would expect that increasing the depth while keeping the width and diameter constant results in increasing heat transport capacity (Cases 1-4) as observed for rectangular grooves (Table 5). However, this trend is not necessarily true for

re-entrant grooves as seen in Cases 5-8. The explanation of this phenomenon lies in the fact that hydraulic radius is directly proportional with depth for rectangular grooves but indirectly proportional with depth for re-entrant grooves which effects Poiseuille number (see appendix), wick area and therefore heat transfer capacity. When width is equal to 0.3 mm, the best capillary heat transfer limit is achieved (case 5). Increasing the width after this point, the heat removal performance starts to decrease. Moreover, higher widths (≥ 1.1 mm) violate the temperature difference criterion (Case 10).

Table 8. The predictions for re-entrant grooves

| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 | Case 10 |
|-----------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Diameter of the groove (mm) | 0.40 | 0.40 | 0.80 | 0.80 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.10 |
| Width of a groove (mm) | 0.10 | 0.10 | 0.20 | 0.20 | 0.30 | 0.30 | 0.30 | 0.40 | 0.40 | 0.30 |
| Depth of a groove (mm) | 0.40 | 0.80 | 0.80 | 1.30 | 1.00 | 1.10 | 2.40 | 1.00 | 2.00 | 1.10 |
| Number of groove | 61 | 61 | 32 | 32 | 26 | 26 | 26 | 26 | 26 | 23 |
| $\Delta P_{c,max}$ (Pa) | 456.96 | 456.96 | 228.48 | 228.48 | 152.32 | 152.32 | 152.32 | 114.24 | 114.24 | 152.32 |
| $F_{comp,net}$ (kN) | 0.12 | 0.16 | 0.49 | 0.59 | 0.77 | 0.80 | 1.18 | 0.77 | 1.16 | 0.93 |
| $F_{yield,shear}$ (kN) | 0.17 | 0.17 | 0.61 | 0.61 | 1.30 | 1.30 | 1.30 | 2.24 | 2.24 | 1.30 |
| Total mass (g/m) | 127.92 | 153.35 | 140.82 | 168.49 | 145.94 | 151.18 | 203.87 | 145.77 | 185.10 | 149.83 |
| Q_{max} (W) | 74.03 | 77.26 | 307.03 | 309.40 | 401.17 | 398.41 | 348.09 | 318.13 | 331.86 | 498.21 |
| ΔT (K) | 0.80 | 0.89 | 6.11 | 6.47 | 9.82 | 9.84 | 9.60 | 7.87 | 9.01 | 13.64 |

In Fig. 10, maximum heat transfer capacities obtained for each groove type is plotted with respect to temperature. It is seen that re-entrant groove type exhibits the best performance throughout the entire temperature range. Moreover, highest heat transfer capacities for all groove types are obtained in the range of 280-290 K. This due to the fact that the liquid transport factor (LTF) of ammonia defined in (Brennan et al., 1979) is highest in this range.

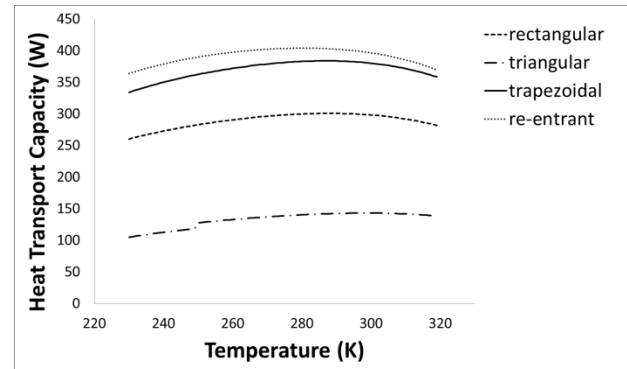


Figure 10. The predicted maximum heat transport capacities for different operating temperatures

CONCLUSIONS

In this paper, a mathematical model for the computation of maximum heat transfer capability of grooved HPs was presented. The model embodies the pressure drops in liquid and vapor phases as well as the manufacturing

limitations imposed by the current state of the art of extrusion technology. The model was implemented to an algorithm and its predictive performance was demonstrated on different groove geometries. The conclusions drawn at the end of this study are as follows:

- For small widths (~0.1 - 0.2 mm.), when the depths are higher (17-20 times of the width for rectangular grooves, 6-8 times of the width for trapezoidal and re-entrant grooves), compressive forces on the rims of the die approaches to yield shear forces which imposes manufacturing difficulties.
- If the number of grooves increases while the width and depth of the groove remains same, the capillary heat transfer limit increases, but as a drawback, the temperature difference between evaporator and condenser also increases.
- For a specific allowable space and working temperature, the best HPs performance is achieved by the re-entrant type grooved HP.
- Among the groove configurations examined in this study, rectangular grooves leads to lightest heat pipes (mass) for a specific allowable space which makes this groove type a viable choice for mass sensitive applications.
- Triangular grooves leads to heat pipes with worst performance for all configurations since it has the highest mass and the least heat transport performance.

APPENDIX

Isosceles triangular groove

$$1 < \frac{\delta}{w} < 8 \quad P_o = 13,7269 - 0,4462 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 0,0527 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 0,0023 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3$$

Rectangular groove

$$0 < \frac{w}{\delta} \leq 1 \quad P_o = 23,9971 - 32,1146 \left(\frac{w}{\delta} \right) + 42,6604 \left(\frac{w}{\delta} \right)^2 - 28,5012 + 8,1857 \left(\frac{w}{\delta} \right)^4$$

Trapezoidal groove

For $\phi = 85$;

$$1.333 < \frac{\delta}{w} < 8 \quad P_o = 12,7818 + 1,1930 \left(\frac{\delta}{w} \right) - 0,0263 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 0,0062 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3$$

$$0.125 < \frac{w}{\delta} \leq 1.333 \quad P_o = 23,9026 - 31,3020 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 42,8845 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 32,8690 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3 + 14,3776 \left(\frac{\delta}{w} \right)^4 - 2,7577 \left(\frac{\delta}{w} \right)^5$$

For $\phi = 75$;

$$1.333 < \frac{\delta}{w} < 8 \quad P_o = 13,7220 + 0,2540 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 0,0407 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 0,0067 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3$$

$$0.125 < \frac{\delta}{w} \leq 1.333 \quad P_o = 23,8591 - 31,7212 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 47,1704 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 40,8044 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3 + 19,8817 \left(\frac{\delta}{w} \right)^4 - 4,1337 \left(\frac{\delta}{w} \right)^5$$

For $\phi = 60$;

$$1.333 < \frac{\delta}{w} < 8 \quad P_o = 14,3651 - 0,5443 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 0,1558 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 0,0119 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3$$

For $\phi = 45$;

$$2 < \frac{\delta}{w} < 8 \quad P_o = 13,4250 - 0,0355 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 0,0025 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2$$

$$0.25 < \frac{\delta}{w} \leq 2 \quad P_o = 22,1641 - 26,7398 \left(\frac{\delta}{w} \right) + 36,8631 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2 - 27,1792 \left(\frac{\delta}{w} \right)^3$$

For $\phi = 30$;

$$0.125 \leq \frac{\delta}{w} \leq 8 \quad P_o = \frac{27,5886 + 131,8860 \left(\frac{\delta}{w} \right)}{1 + 11,0425 \left(\frac{\delta}{w} \right) - 0,0767 \left(\frac{\delta}{w} \right)^2}$$

Re-entrant groove

For $\left(\frac{H}{R} = 1 \right)$;

$$0.1 \leq \frac{w}{2R} \leq 0.9 \quad P_o = 16,3943 + 7,7687 \left(\frac{w}{2R} \right) - 4,1797 \left(\frac{w}{2R} \right)^2 - 16,8051 \left(\frac{w}{2R} \right)^3 + 22,1635 \left(\frac{w}{2R} \right)^4 - 8,1793 \left(\frac{w}{2R} \right)^5$$

For $\left(\frac{H}{R} = 2 \right)$;

$$0.1 \leq \frac{w}{2R} \leq 0.9 \quad P_o = 9,2817 + 23,2370 \left(\frac{w}{2R} \right) + 125,2087 \left(\frac{w}{2R} \right)^2 - 357,2655 \left(\frac{w}{2R} \right)^3 + 50,7287 \left(\frac{w}{2R} \right)^4 - 6,9649 \left(\frac{w}{2R} \right)^5$$

For $\left(\frac{H}{R} = 3 \right)$;

$$0.1 \leq \frac{w}{2R} \leq 0.9 \quad P_o = 6,1287 + 17,2543 \left(\frac{w}{2R} \right) + 159,1925 \left(\frac{w}{2R} \right)^2 - 399,4492 \left(\frac{w}{2R} \right)^3 + 344,0246 \left(\frac{w}{2R} \right)^4 - 102,3792 \left(\frac{w}{2R} \right)^5$$

REFERENCES

- Asselman G. A. A., Green D. B., Heat Pipes, Phillips Technical Review, Vol. 16, pp. 169-186, 1982
- Babin B.R., Peterson G.P., Wu D., Analysis and testing of a micro heat pipe during steady-state operation,

- Proceedings of ASME/AIChE National Heat Transfer Conference, Philadelphia, Pennsylvania, 1989, 89-HT-1
- Bauser M., Sauer G., Siegert K., Extrusion (2nd Ed.). ASM International: Ohio, 2006
- Brennan J.P., Kroliczek E. J., Heat Pipe Design Handbook, Volume 1, Maryland, B&K Engineering, 1979.
- Chen Y., Zhang C., Shi M., Wua J., Peterson G.P., Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial “ Ω ”-shaped microgrooves, International Journal Of Heat And Mass Transfer, Vol. 52, pp. 636–643, 2009.
- Kamotani Y., Evaporator film coefficients of grooved heat pipes, 3rd International Heat Pipe Conference, 1978.
- Kim S. J., Seo, J. K., and Do, K. H., Analytical and Experimental Investigation on the Operational Characteristics and the Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 2051–2063, 2003.
- Kotcioğlu İ., Çalışkan S., Manay E., Cooling of a CPU with heat pipes using different refrigeration fluids, J. of Thermal Science and Technology, 29, 2, 109-116, 2009.
- Launay S., Sartre V., Lallemant M., Hydrodynamic and thermal study of a water-filled micro-heat-pipe array. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 18(3):358-363, 2004.
- Lefèvre F., Rulhière R., Pandraud G., Lallemant M., Prediction of the temperature field in at plate heat pipes with micro-grooves-experimental validation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 51:4083-4094, 2008.
- Lips S., Lefèvre F., Bonjour J., Combined effects of the filling ratio and the vapor space thickness on the performance of a flat plate heat pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer, 53:694-702, 2010
- Muzychka Y.S., Yovanovicht M.M., Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts, Transactions of the ASME, Vol. 126, 2004
- Muzychka, Y. S., and Yovanovich, M. M., 2002, “Laminar Flow Friction and Heat Transfer in Non-Circular Ducts and Channels: Part I—Hydrodynamic Problem,” Compact Heat Exchangers: A Festschrift on the 60th Birthday of Ramesh K. Shah, Grenoble, France, August 24, 2002
- Reay D., Kew P., Heat Pipe Theory, Design and Applications, 6th Edition, MA, Butterworth-Heinemann, 2013.
- Saha P. K., Aluminum Extrusion Technology. ASM International: Ohio, 2002.
- Shah R.K., Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry, Int. J. Heat and Mass Transfer, 18, pp. 849-862, 1975.
- S.K. Thomas, V.C. Damle, Fluid flow in axial reentrant grooves with application to heat pipes, J. Thermophys. Heat Transfer, 19 (2005) 395–405.
- Suh J. S., Park Y. S., Analysis of thermal performance in a micro flat heat pipe with axially trapezoidal groove, Tamkang Journal of Science and Engineering, vol. 6, no. 4, pp. 201–206, 2003.
- Suman B., Hoda N., Effect of variations in thermophysical properties and design parameters on the performance of a v-shaped micro grooved heat pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 2090-2101, 2005
- Vlassov V. V., Sousa F. L. de, Takahashi W. K., Comprehensive optimization of a heat pipe radiator assembly filled with ammonia or acetone, Int. J. Heat and Mass Transfer, 49, pp. 4584–4595, 2006
- Zohuri B., Heat Pipe Design and Technology, Modern Applications for Practical Thermal Management (2nd ed.), Switzerland, 2016.

Curriculum Vitae of Cem Ömür:



Cem Ömür graduated from Mechanical Engineering Department of Middle East Technical University in 2007. After working at Ford Motor Company between July 2007 and August 2008 as an Engine Test Engineer, he started working in Turkish Aerospace Industry, Inc. He received his Masters degree in the year 2010 from the Mechanical Engineering (M.E.) Department of Middle East Technical University. He has expertise in the fields of thermal vacuum testing, instrumentation of sensors and spacecraft thermal control and design. He is currently working at TAI as a thermal test engineer and performing his Ph.D. studies at the Mechanical Engineering Department of Gazi University, Ankara, Turkey.

Curriculum Vitae of Dr. Ahmet Bilge Uygur:



Dr. Ahmet Bilge Uygur graduated from Chemical Engineering Department of Middle East Technical University (Ankara, Turkey) in the year 2000. He received his M. Sc. and Ph. D. degrees from the same department in the years 2002 and 2007, respectively. His principle research interests are Computational Fluid Dynamics, Spacecraft Thermal Control and Design, Thermal Mathematical Model Development, Spacecraft Assembly, Integration and Environmental Testing. He is currently the Chief Engineer of Space Systems Assembly Integration and Test Management in Turkish Aerospace Industries, Inc.



Curriculum Vitae of Prof. Dr. İlhami Horuz:

Dr. İlhami Horuz graduated from Mechanical Engineering Department of Uludag University in the year 1988. Then, he received his M. Sc. degree from the same university and his PhD degree from the University of Strathclyde, U. K. in the years 1990 and 1994, respectively. His principle research interests are heating, refrigeration, air conditioning, renewable energy, energy utilization and fuel cells. He is currently working for the Mechanical Engineering Department of Gazi University as a lecturer.



Research Paper

Manufacturing phase embedded design optimization of extruded heat pipes for space applications

Cem Ömür^{a,*}, A. Bilge Uygur^a, H. Gürgüç Işık^a, İlhami Horuz^b^a Turkish Aerospace Industries, Inc., Ankara, Turkey^b Gazi University, Eng. Faculty, Mech. Eng. Dept., Ankara, Turkey

H I G H L I G H T S

- A model was proposed to compute the heat transport capacity of extruded heat pipes.
- Model embodies not only the thermal aspects but also extrusion and EDM constraints.
- Predictive performance of the model was demonstrated on experimental results.
- Different working fluids, groove types and geometric parameters were studied.
- Model outcome were applied to a heat removal problem on a telecom satellite.

A R T I C L E I N F O

Article history:

Received 18 April 2017

Revised 12 July 2017

Accepted 25 July 2017

Available online 26 July 2017

A B S T R A C T

In this paper, an algorithm for the computation of maximum heat transport for grooved heat pipes was presented. The algorithm embodies not only the thermal mathematical model and the container constraint but also the manufacturing limitations imposed by the current state of the art of extrusion and electrical discharge machining technology. The algorithm was implemented to a computer code and its predictive performance was demonstrated for varying groove parameters such as shape, width, depth, angle, diameter with different working fluids and at different operating temperatures. The heat pipes with optimized performances were then used in the analysis of a heat removal problem that may be encountered in telecommunication satellites.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Having the ability to transport relatively large amounts of heat through a small cross section, requiring a small temperature difference between its two terminals, not requiring an extra device to pump the fluid inside and being able to work even in a non-gravitational medium, make heat pipes (HPs) an effective tool for heat removal in space applications.

HPs consist of three elements; container, working fluid and wick structure. Among different types of wick structures (groove, sintered and mesh) characterizing the heat pipes, grooved heat pipes are favored when the transportation of heat along relatively large distances is point of interest. Although this type of groove produces low capillary pumping (typically less than 100 Pa), flow resistance is so low (due to relatively large pore sizes) that the heat transport capacity turns out to be superior.

The realizable heat transport capacity of axially grooved HPs is mainly dictated by the fabrication stages which were addressed in a very limited number of studies [1–5] until now. Extrusion is the process employed for the fabrication of axially grooved HPs from aluminum alloys which is used as container material for space applications due to its light-weight, high strength, thermal conductivity and compatibility with ammonia. Edelstein and Kosson [1] investigated the heat transport performance of a HP with reentrant grooves and stated that the groove geometry features (such as the number of grooves, groove diameter, groove opening, pipe diameter and wall thickness) should be adjusted with respect to manufacturing constraints in order to have better performance. However, these outcomes were only at recommendation level without describing a methodology. On the other hand, Brennan and Krolczek [2] stated that the extrusion process sets the limits of the parameters such as the groove width and depth and the maximum groove depth should be limited to twice the groove width for a successful manufacturing. Recently, Ömür et al. [5] investigated the effect of extrusion limitations on heat pipe design and reported that extrusion limitations should be incorporated

* Corresponding author.

E-mail address: cemomur83@gmail.com (C. Ömür).

into the design phase. They have shown that heat pipes having groove depth to width ratios of 5 can still be manufactured and transport maximum heat. However, extrusion constraint alone is still not sufficient for governing all the manufacturing phases. Electrical Discharge Machining (EDM) phase of the manufacturing which is utilized for the production of the dies to be used in the extrusion process, dictates the maximum groove number that can be manufactured in a given heat pipe diameter and its effect was not studied until now.

Optimum heat pipe for space applications should possess minimum mass with maximum heat transport capacity in a fixed allowable space (i.e. fixed diameter and length). The first key element of high heat transport is the selection of the most effective working fluid which must be compatible with the container material which was subject to numerous studies. In spite of being a hazardous, toxic and high-pressure working fluid, ammonia appears to be the best option to be used with aluminum alloys due to its compatibility and high liquid transport factor [2]. However, a HP using ammonia as working fluid must have enough container wall thickness to withstand high saturation pressure of ammonia which results in additional unit mass [6]. Since a telecommunication satellite can require more than a hundred heat pipes [7], other fluids like acetone which is also compatible with aluminum alloys and does not necessitate large wall thickness due to relatively low saturation pressure might also be considered.

Second key element for high heat transport is to have optimum groove dimensions. However, the thermal resistance of the groove structure which contributes to the temperature drop between the two ends of the HP (i.e. evaporator and condenser) should also be considered while designing groove dimensions. In most applications, thermal design of the spacecraft dictates a certain temperature drop between evaporator and condenser and this value must not be exceeded. There are several theoretical and experimental optimization studies on grooved heat pipes considering the maximum heat transport capacity with respect to groove shapes i.e. rectangular [8], reentrant [9–11], trapezoidal [12–14]. Among these, only a few of them [10,12] address the optimal design of a heat pipe while considering both the heat transport capability and the temperature drop. In one of these studies, Do et al. [8] only considered the heat transport capability while optimizing width and height of a rectangular grooved copper/water HP. It has been found that the optimum groove depth to width ratio should be around 3.65 at the working temperature of 90 °C. Kim et al. [12] proposed a model for the thermal optimization of a HP with trapezoidal grooves with respect to the width and the groove depth. However, their approach did not include the manufacturing constraints preventing the optimization of wall thickness, groove fin thickness, groove number which has significant effect on heat transport performance. Furthermore, the optimized groove width and depth were not analyzed from a manufacturing perspective. In other words, the question whether they can be manufactured or not was not answered. On the other hand, Arab et al. [14] developed a modified mathematical model based on semi-analytical hydraulic approach to investigate the effect of thermo-physical properties of the working fluid on HP thermal resistance for trapezoidal micro-grooved HPs. Although five common working fluids were extensively analyzed in terms of thermal resistance, neither manufacturing constraints nor groove optimization were included in the scope of their study. Similarly, Solomon et al. [15] proposed an analytical expression to estimate the thermal conductivity of a heat pipe and validated it with experimental results. It has been shown that the thermal conductivity of a copper/water HP is increasing with the increase of heat input. But once again, manufacturing constraints and optimization of groove parameters were not taken into account. Unlike these studies, Zhang et al. [11]

studied a model for the investigation of the effect of the structural parameters on HPs with reentrant grooves. The model was used for the optimization of the heat transport capability and total thermal resistance. In this model, groove parameters (width, diameter, slot height), vapor core diameter and number of grooves were selected as optimization parameters. However, according to the authors of the present study, this approach is misleading since a true optimization process should have been based on the outer diameter (i.e. allowable space) and operating temperature of the HP while taking into account container thickness and manufacturing constraints. Moreover, in all of the aforementioned studies, each groove shape was studied independently which does not allow researchers to make a performance comparison among different groove shapes.

The objective of this study is to present a novel global mathematical model which embodies not only thermal and container (mechanical) constraints but also the manufacturing limitations imposed by the state of the art extrusion and EDM technologies. This approach enables the design of an optimum HP with maximum heat transport capacity that can be manufactured with the least amount of iterations in the workshop. To the best of authors' knowledge, such a global model has not been available in the literature until this study.

This paper is organized as follows: first the performance of HPs for varying groove parameters such as shape, width, depth, angle, diameter with different working fluids and at different operating temperatures are presented. Then, the obtained results are applied to a heat removal problem that may be encountered in a typical telecommunication satellite to demonstrate the significance of mass optimization.

2. Mathematical modelling

The global mathematical model developed in this study is based on the computation of maximum heat transfer capability by taking into account limitations due to

- i. Capillary pumping and temperature drop between evaporator and condenser (thermal mathematical model)
- ii. Manufacturing constraints
- iii. Container design constraints

2.1. Capillary limit and temperature drop between evaporator and condenser: Thermal mathematical model

The most widely used axially groove shapes found in HPs are shown in Fig. 1, where D_o is the outer diameter of a heat pipe, D_i is the internal diameter (D_o minus container wall thicknesses), D_v is the vapor core diameter where only vapor flow (D_i minus groove depths), w is the groove width and δ is the groove depth. For the trapezoidal and triangular grooves, θ represents groove angle whereas for the re-entrant groove type, d and H represent the groove radius and slot height respectively.

Although some complex steady state thermal mathematical models have been developed [16,17], reduced 1-D HP models [2,5,18–20] are continued to be used for the design of heat pipes. These models, in spite of being simplified, fit well with experimental data, particularly for axially-grooved HPs, due to their well-determined geometries. In order to calculate the maximum heat transport of a HP at 0-g condition, the below expression is derived by the concepts found in [5,18–20]

$$Q_{max} = \frac{\frac{2\sigma}{r_{eff}}}{\left(\frac{(f_l Re_l) \mu_l}{2A_w \rho_l \lambda (r_{h,l})^2} + \left(\frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \rho_v \lambda} \right) \left(1 + \frac{r_{h,v} w}{2A_w} \right) \right) L_{eff}} \quad (1)$$

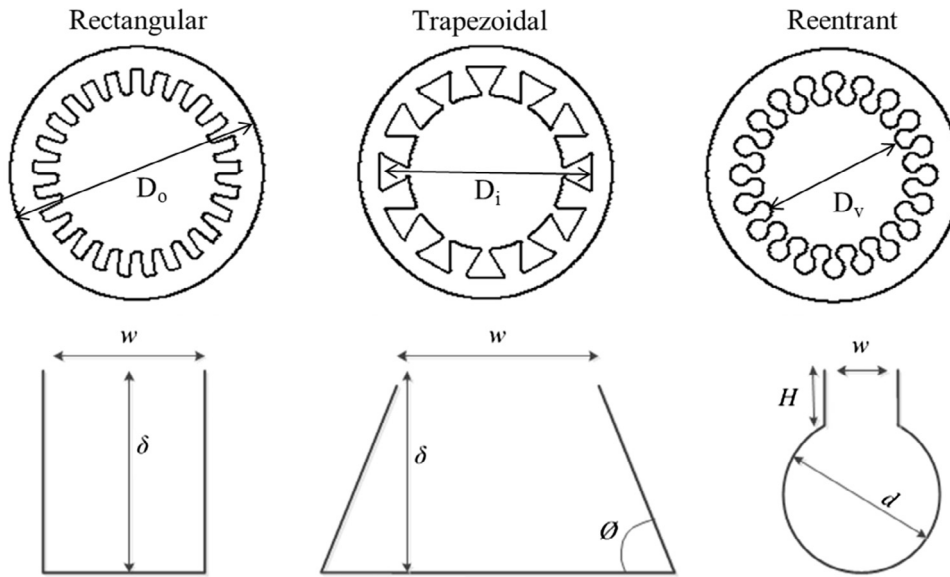


Fig. 1. Different types of groove shapes and their characteristic dimensions.

where σ is the liquid surface tension, r_{eff} is the effective capillary radius, μ_l is the absolute viscosity of liquid, ρ_l is the liquid density, A_w is the cross sectional area of the groove, $r_{h,l}$ is the hydraulic radius of the liquid flow passage, L_{eff} is the effective length of the heat pipe [18], λ is latent heat of vaporization, f_v is the friction factor of the vapor, Re_v is the Reynolds number of vapor, μ_v is the absolute viscosity of vapor, $r_{h,v}$ is the hydraulic radius of the vapor space, A_v is the cross sectional area of the vapor, ρ_v is the vapor density, Q_{max} is the maximum heat removal capacity of the heat pipe, fRe is the product of Reynolds number and the friction factor which is called as Poiseuille Number. In the present investigation, for isosceles triangular, rectangular and trapezoidal passages (groove shapes); the data suggested by Shah [21] will be used, whereas for the re-entrant (Ω) groove, the results of Thomas and Damle [10] will be utilized for the calculation of liquid phase Poiseuille Number. For vapor phase Poiseuille Number on the other hand, the empirical results of Kraus and Bar-Cohen [18] will be used.

Once the Q_{max} is calculated, temperature drop between the evaporator and the condenser is calculated by using resistance network analogy [18]. A heat pipe can be represented with the network of resistances that can be expressed as

$$R_{tot} = R_{p,e} + R_{p,c} + R_{w,e} + R_{w,c} \quad (2)$$

where $R_{p,e}$ and $R_{p,c}$ are the radial resistances of the pipe wall at the evaporator and the condenser respectively, whereas $R_{w,e}$ and $R_{w,v}$ are the resistances of the liquid-wick combination at the evaporator and the condenser, respectively.

The radial resistance at the pipe wall can be calculated by applying Fourier's law as

$$R_{p,e} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_e k_p} \quad (3)$$

$$R_{p,c} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L_c k_p} \quad (4)$$

For the evaluation of the liquid-wick combination resistance, an experimentally obtained film coefficients, accounts for the conductance through the liquid-wick combination at evaporator and the condenser sections suggested by Kamotani [22] are utilized. As a result, the liquid-wick combination resistances can be expressed by

$$R_{w,e} = \frac{0.0701 + \frac{k_l \delta}{k_p \bar{t}_f}}{N k_l L_e} \quad (5)$$

$$R_{w,c} = \frac{0.0221 + \frac{k_l \delta}{k_p \bar{t}_f}}{N k_l L_c} \quad (6)$$

where k_l is the liquid thermal conductivity, k_p is the wall thermal conductivity, δ is the groove depth, \bar{t}_f is the average fin thickness, L_c and L_e are the lengths of the condenser and evaporator, respectively. Applying Ohm's law, the temperature drop between evaporator and condenser can be found by the following expression

$$\Delta T = Q_{max} R_{tot} \quad (7)$$

For the validation of the thermal mathematical part of the global model described above, its predictions are compared with the experimental results of Chen et al. [9] for re-entrant grooved HP and Schlitt et al. [23] for trapezoidal grooved HP. The geometric parameters describing the heat pipes and the experimental conditions are given in Table 1.

The predictions of the code for maximum heat transfer capacity and temperature drop between the evaporator and the condenser are presented in Fig. 2(a) and (b), respectively. It can be seen that the predictions of the present thermal mathematical part agree well with the measurements which puts confidence in the thermal mathematical model used in the present study.

Table 1

Geometric parameters of grooved heat pipes in the studies of Chen et al. [9] and Schlitt et al. [23].

| | Re-entrant [8] | Trapezoidal [18] |
|---|----------------|------------------|
| Working fluid | Ammonia | Ammonia |
| Container material | Al 6063 | Al 6063 |
| Evaporator section length (m) | 0.10 | 0.19 |
| Adiabatic section length (m) | 0.09 | 0.44 |
| Condenser section length (m) | 0.10 | 0.29 |
| External diameter (mm) | 4.5 | 15.9 |
| Diameter of a groove (mm) | 0.36 | – |
| Angle of a groove (θ) ($^\circ$) | – | 88 |
| Width of a groove (mm) | 0.12 | 0.61 |
| Depth of a groove (mm) | 0.54 | 1.02 |
| Number of groove | 16 | 27 |
| Adverse tilt angle ($^\circ$) | 0 | 0 |

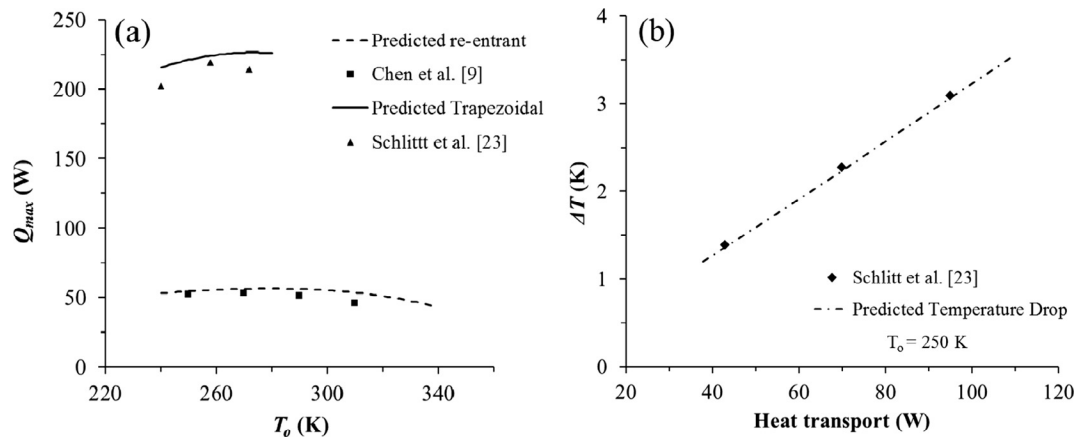


Fig. 2. Comparison of the predictions with experimental data: (a) Maximum heat transport as a function of temperature; (b) temperature drop along the heat pipe versus heat load at an operation temperature of 250 K.

2.2. Manufacturing constraints

The manufacturing limitations are due to two different factors which will be explained in depth below.

2.2.1. Extrusion constraints

Extrusion is the process employed for the manufacturing of axially groove heat pipes. It utilizes a plastic deformation process in

which a block of metal (billet) is forced to flow by compression through the die opening which has a smaller cross-sectional area than that of the original billet (see Fig. 3).

In Fig. 4, a typical die assembly used for the manufacturing of a re-reentrant grooved heat pipe is shown in which the billet is hidden. The critical part of the die is an insert (shown with the green color) which forms required D_i and groove shapes of a heat pipe. As billet flows through rims of the insert, the grooves of a heat pipe

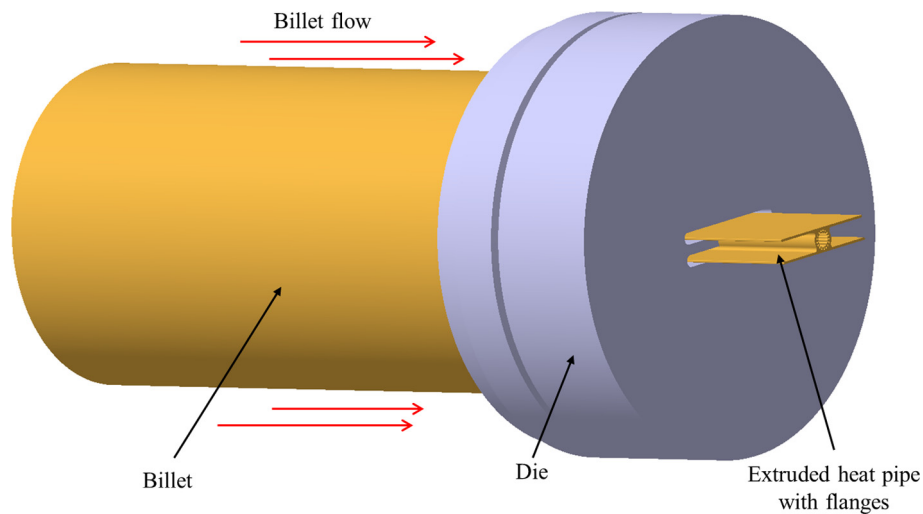


Fig. 3. Extrusion process.

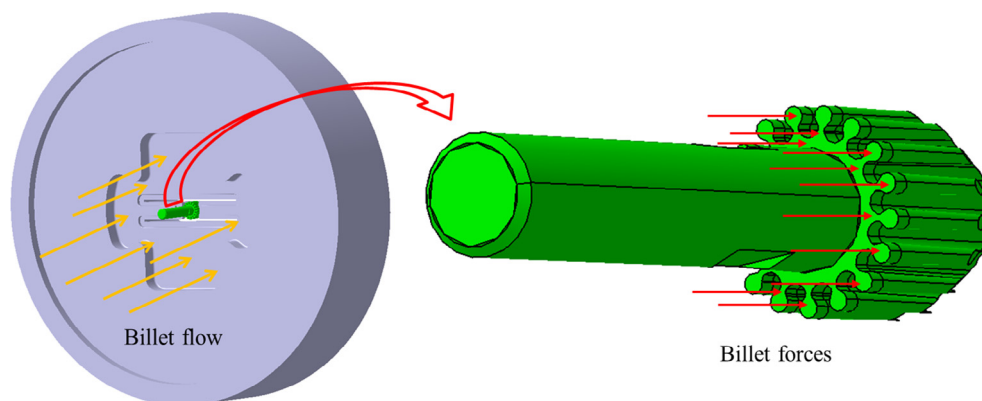


Fig. 4. A die assembly and its insert.

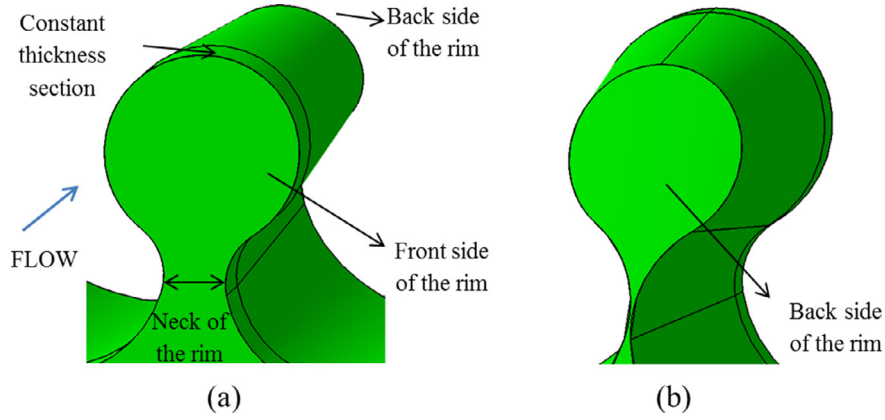


Fig. 5. (a) Front and (b) back view of a rim.

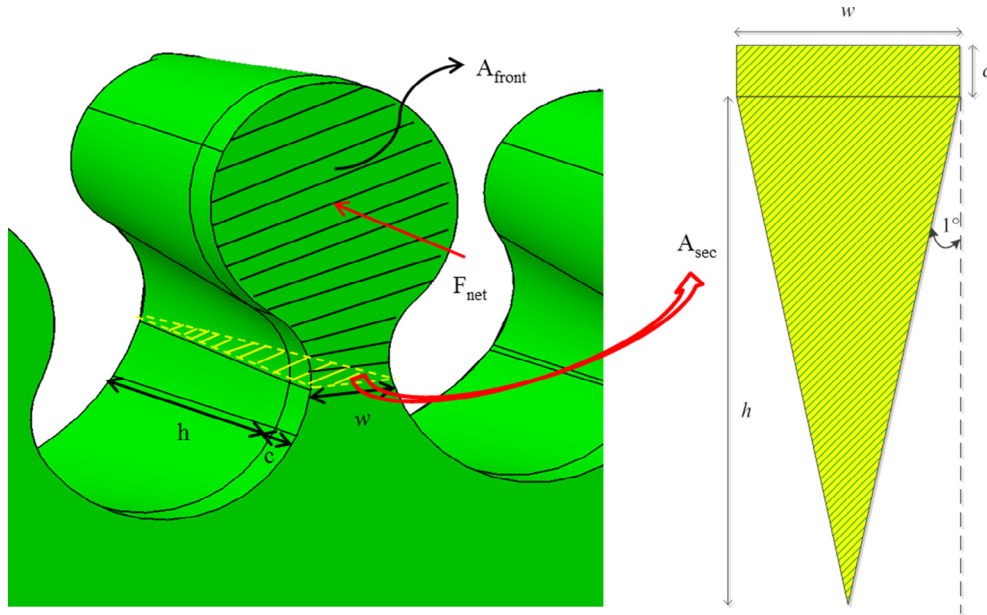


Fig. 6. Characteristic dimensions of the rim.

are formed. In order to form such narrow grooves, the rims of the insert should be able to withstand high forces (shown by the red arrows) during an extrusion process. If the neck of an insert is too narrow, the force applied during the extrusion may break the neck which inhibits the process.

In Fig. 5, a single rim of the insert is demonstrated. As it can be seen, the rim is thick at the beginning (with respect to flow direction) and stays constant for a section and it gets thinner towards to the end of the die.

If a section view (in the direction of flow) is taken from the narrowest part of a rim, it looks like a triangle shown in Fig. 6. If the tensile strength of the die is not high enough to withstand shear forces created at this triangular area of the rim, the rim will be torn from this section. The analysis is based on the fact that for a successful extrusion process the following expression must be satisfied

$$F_{bil} \leq F_{yield, shear} \quad (8)$$

where F_{bil} is the force resulting from the normal pressure to front face (Ω) of the rim (shaded with black lines) and $F_{yield, shear}$ is the yield shear force of the rim which can be expressed as

$$F_{yield, shear} = \sigma_{ts} A_{sec} \quad (9)$$

where σ_{ts} is the tensile stress of the die material and A_{sec} is the sectional area where the shear stress is applied (shaded by yellow and green). As can be seen in the Fig. 4, A_{sec} can be found by adding the triangle area to the rectangle area which can be expressed as;

$$A_{sec} = \frac{wh}{2} + wc \quad (10)$$

where w is the width of the neck (at the same time the groove width), c is the length of the rim where the thickness is not changed, h is length of the rim where the thickness is changing. In most of the die designs, there is 1 degree inclination [24] after the constant thickness portion. h can be computed by determining the point where the edges of the triangle intersect,

$$h = \frac{w}{2 \tan(1^\circ)} \quad (11)$$

To find F_{bil} , Eq. (12) is used,

$$F_{bil} = A_{front} S P_{press} \quad (12)$$

where A_{front} is the area where billet forces are applied, S is the safety factor which is at most 1.5 [24] to find maximum extrusion load, P_{press} is the compressive pressure applied by the ram.

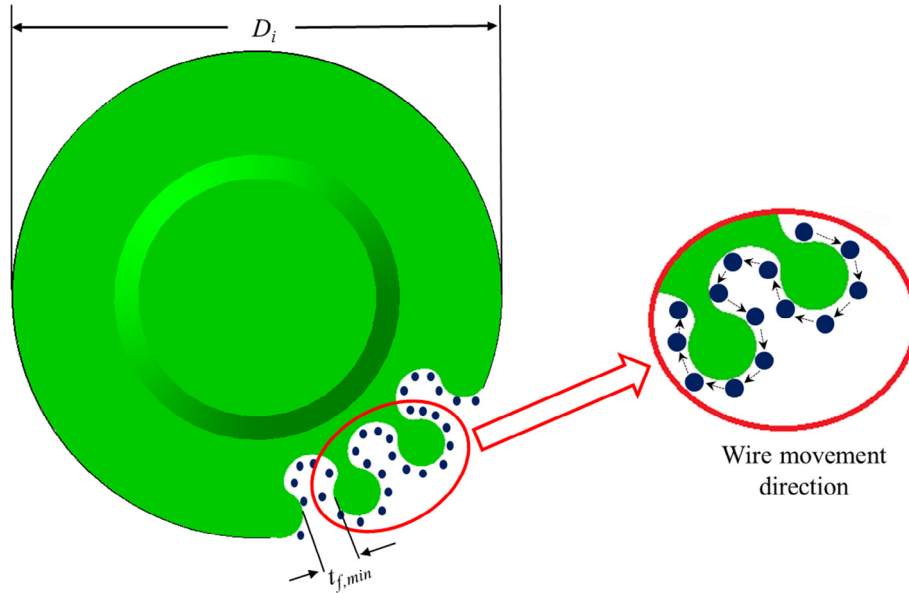


Fig. 7. Formation of rims during an EDM process.

As can be clearly seen from above equations, the change of the width of the neck affects A_{front} and A_{sec} therefore the allowable forces on the rim.

2.2.2. Electrical discharge machining (EDM) constraints

Extrusion dies are usually machined by wire cutting using a process called EDM. EDM uses a metallic wire (electrode) to shape the piece being processed. Each discharge creates a crater and at the end of the process the rims of the die are formed. The creation of the craters depends on the diameter of the wire and the precision of the EDM machine. Fig. 7 shows the formation of rims on the insert by EDM process. The wire proceeds along the contour to carve the solid to produce the desired insert geometry.

In order to increase the number of grooves in a specific internal diameter, D_i (see Fig. 1), (which increases the heat transport performance of a heat pipe), the fin thickness t_f needs to be manufactured as thin as possible. To manufacture thinner t_f , the wire diameter of the EDM should be selected accordingly so that the wire can move between two successive grooves of the insert.

The wire diameter of EDM depends on factors such as corner radii, slot width, thin-wall details and complexity of the geometry. Standard EDM wire is 0.25 mm [25] in diameter but there are micro wires ranging from 0.15 mm to 0.020 mm. The biggest disadvantage induced by small wire diameters is the fact that they are limited in terms of cutting depth. For instance, using a 0.15 mm wire on a 22 mm-thick part can result in an accuracy of ± 0.002 mm while a 0.075 mm wire can produce the same accuracy on a 6 mm part only. Since the thickness of the part to be processed for the scope of this study changes between 10 mm and 20 mm, it can be deduced that it is safe not to use wires having diameter less than 0.15 mm.

Once the EDM wire selected, $t_{f,min}$ can be obtained as diameter of the wire plus the accuracy of EDM process. Then the maximum number of grooves, N , that can be manufactured for re-entrant types is calculated using

$$N = \frac{(D_i - d)\pi}{(t_{f,min} + d)} \quad (13)$$

whereas for rectangular and triangular grooved heat pipes, N can be calculated by

$$N = \frac{D_v \pi}{(t_{f,min} + w)} \quad (14)$$

and finally for trapezoidal grooved heat pipe, N can be calculated from the following expression

$$N = \frac{D_i \pi}{\left(t_{f,min} + w + \frac{2\delta}{\tan \phi}\right)} \quad (15)$$

2.3. Container design constraints

The internal pressure of a heat pipe varies with respect to its operation temperature, T_o , (i.e. saturation pressure of the working fluid at T_o). That means, once the maximum performance temperature (MPT) of a heat pipe (which is the maximum expected temperature for a heat pipe) is defined, the maximum allowable pressure (MAP) is also defined automatically.

In order to verify pressure containment integrity of a heat pipe, proof test and burst test should be performed as specified in ECSS-E-ST-32-02 [26]. In order to pass these tests, the standard specifies the maximum design pressure (MDP) for a heat pipe should be greater than or equal to 2.5 times the MAP. In the present study, MDP is taken as 2.5 times the MAP.

The ASME standard for unfired pressure vessels [27] specifies that the maximum allowable stress inside a vessel at any temperature should be one-quarter of the material's ultimate tensile strength (UTS) at that temperature. This criterion is used to calculate the ratio of outer to inner diameter (D_o/D_i) (and therefore the thickness of the container) of the container by utilizing the MDP vs (D_o/D_i) curves available in the literature [2,27]. From this, the inner diameter D_i can easily be calculated since the objective of this study is to calculate the maximum heat transport capacity of a heat pipe for a specified allowable volume (D_o and L are fixed).

3. The implementation of the global model into an algorithm

The implementation of the components of the global model into an algorithm is shown in Fig. 8. The structure of the algorithm is designed to compute maximum heat transport of a heat pipe for

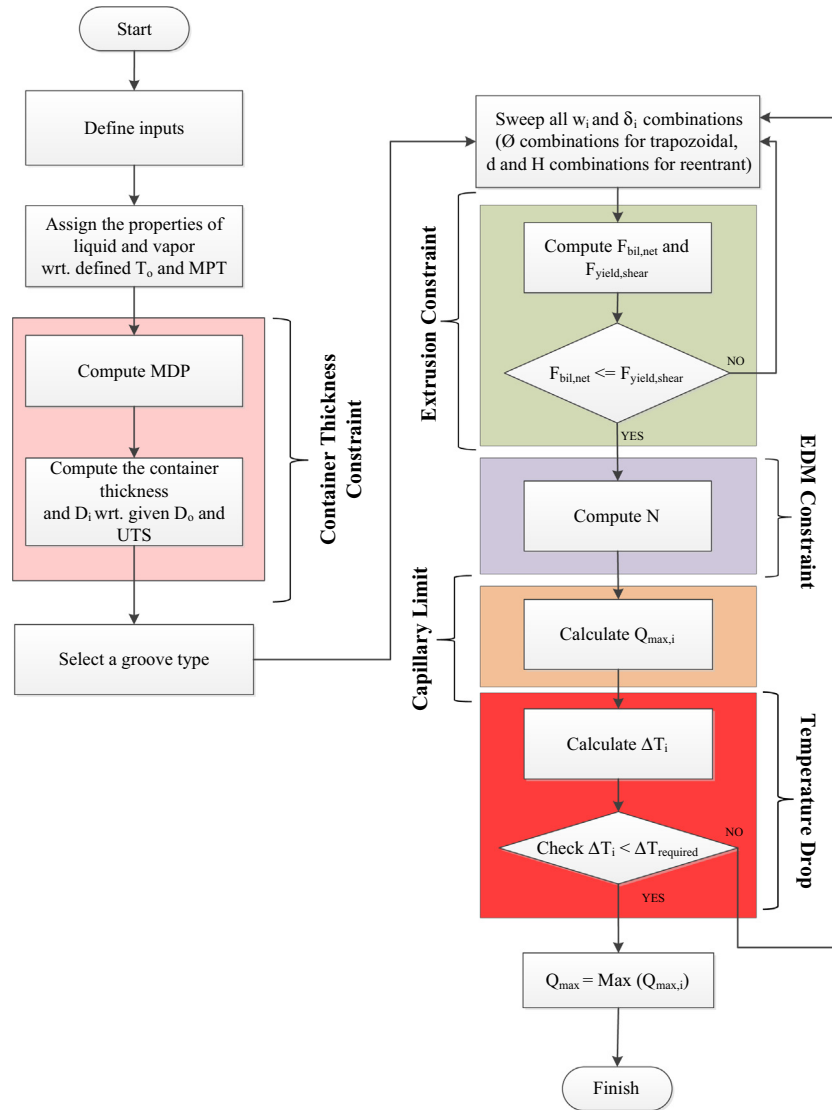


Fig. 8. Flowchart to determine maximum heat transport capacity.

a given outer diameter and length. The steps of the algorithm can be summarized as follows:

- (1). Define or select
 - a. outer diameter of the heat pipe,
 - b. evaporator and condenser lengths,
 - c. container material,
 - d. working fluid,
 - e. operation temperature,
 - f. criterion for temperature difference between evaporator and condenser
- (2). Assign the fluid properties according to the operation temperature, T_o .
- (3). Calculate MDP and D_i (see Section 2.3).
- (4). Select a groove shape (e.g., trapezoidal, rectangular or reentrant) and set groove width and depth to 0.1 mm.
- (5). Check whether extrusion criterion is met or not (Eq. (8)). If not met, increase width by 0.1 mm and check again (using increments less than 0.1 mm for width is meaningless due to the positioning tolerance imposed by the extrusion technology).
- (6). If extrusion criterion is fulfilled, calculate the number of grooves by applying EDM constraint (Eq. 13–15).
- (7). Calculate $Q_{max,i}$ (Eq. (1)).
- (8). Check whether the criterion for temperature difference (Eq. (7)) is met. If not met, return to step (5), set depth to 0.1 mm and increase width by 0.1 mm.
- (9). If the temperature difference criterion is fulfilled, store $Q_{max,i}$, increase depth by 0.1 mm and return to step (5).
- (10). When all width and depth combinations are swept, assign the largest $Q_{max,i}$ as Q_{max} .

4. Results and discussion

The algorithm described above was used for the computation of maximum heat transport capacity of HPs with 10, 15, 20 mm diameter at operating temperatures range of -20 to 80 °C which are typical HP sizes and expected operating temperature range in satellite applications, respectively. Temperature drop criterion was taken as $\Delta T = 10$ °C. The container material was selected as 6063-T6 aluminum alloy and ammonia and acetone were selected as working fluids which are both compatible with this material. The evaporator, adiabatic, condenser lengths were taken as 200, 800, 500 mm respectively. DIN 2344 tool steel having a tensile strength of 900 N/mm² at 500 °C was chosen for the die material of extrusion process. Standard EDM wire (0.25 mm in diameter)

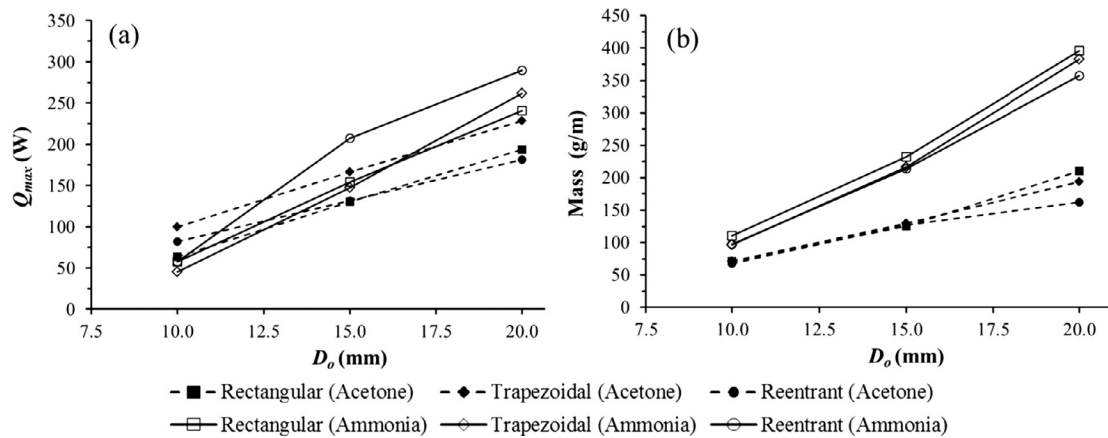


Fig. 9. Predictions of (a) Q_{max} and (b) mass with respect to D_o at 80 °C.

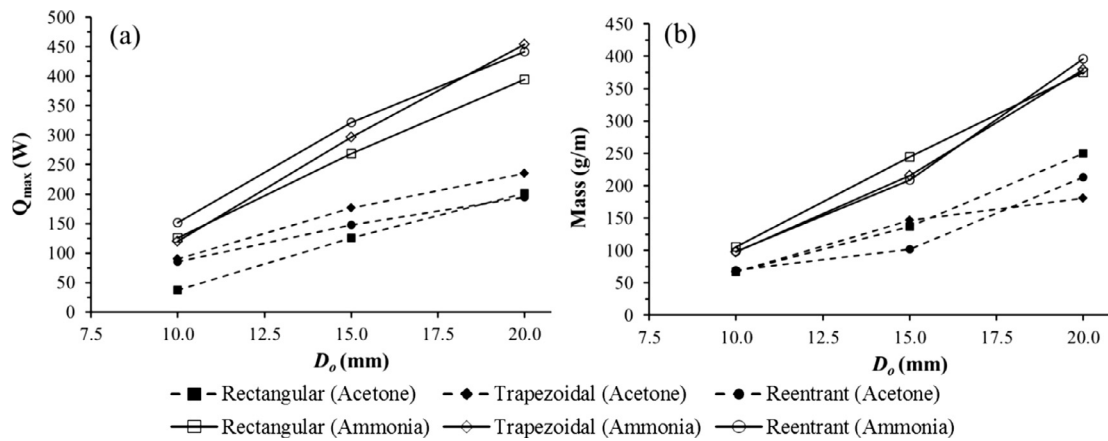


Fig. 10. Predictions of (a) Q_{max} and (b) mass with respect to D_o at 30 °C.

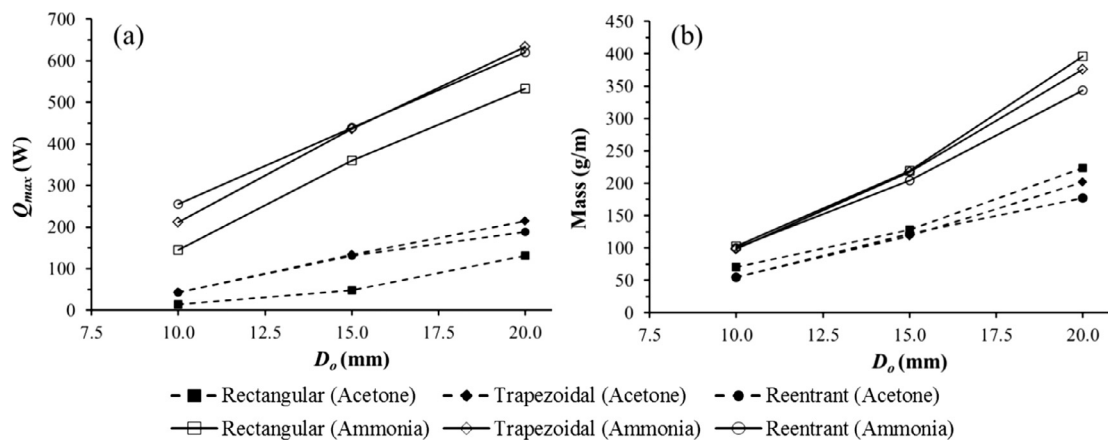


Fig. 11. Predictions of (a) Q_{max} and (b) Mass with respect to D_o at -20 °C.

was assumed to be utilized for EDM machining which resulted in $t_{r,min} = 0.275$ mm. The press pressure during the extrusion was taken to be 650 N/mm².

The presentation of results is organized as follows; First, the maximum heat transport capacity and mass of the heat pipes for different diameters and at different operating temperatures will be given for ammonia and acetone. Then the analysis further progressed by examining the optimum characteristic groove dimensions such as width, depth, slot height and groove diameter.

The combinations yielding best heat transport capacities are then used in the solution of a heat removal problem with varying load cases in a typical telecommunication satellite.

Figs. 9–11 show the maximum heat transport capacity and mass predictions. When the operation temperature is 80 °C (Fig. 9), at the lower end of the diameter range ($D_o = 10$ mm), it is seen that the heat transport performance of acetone filled HPs (AcHPs) have the best performance for all groove shapes. This means that for diameters up to 10 mm, acetone should be utilized

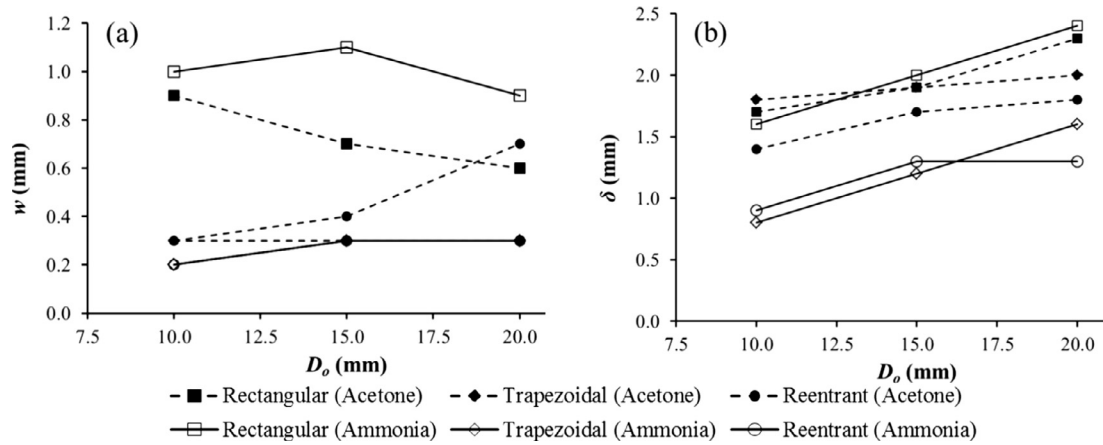


Fig. 12. Optimum groove (a) widths and (b) depths at 80 °C.

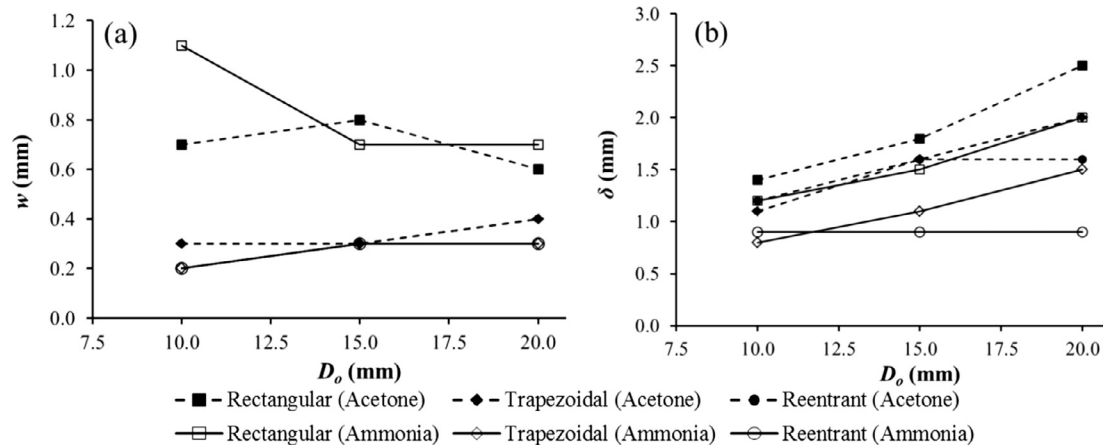


Fig. 13. Optimum groove (a) widths and (b) depths at 30 °C.

as working fluid. With the increasing diameter, heat transport performance of ammonia filled HPs (AmHPs) improve and $D_o = 20$ mm, AmHPs are superior for all groove shapes. From the mass perspective, although the acetone has higher liquid density, ACHPs always less mass than the AmHPs for all combinations. This stems from the requirement of thicker container walls of AmHPs. For operation temperature of 30 °C (Fig. 10), it is seen that heat transport performance of AmHPs for all diameters are superior to ACHPs but with a mass penalty. Results obtained for −20 °C (Fig. 11) exhibit very similar behavior to those of 30 °C, but in this case the superiority of AmHPs in terms of heat transport capacity is much more apparent. This is due to the fact that the liquid transport factor of ammonia increases with decreasing temperature while that of the acetone remains nearly the same.

In Figs. 12–14, the optimum groove depth and width combinations yielding the maximum heat transport for all groove shapes are demonstrated. It is seen that the smallest groove width that can be obtained is 0.2 mm (for reentrant shape) due the extrusion constraint (Section 2.2.1) and groove width should be less than 1.1 mm. This is due to the fact that after this point the capillary pumping is so low that it cannot lead to the maximum heat transport. When the groove depth to width ratio is analyzed, it is seen that it ranges from 1.9 to 7.3 for AmHPs and 1.3–5.3 for ACHPs. These ratios are not inline with the conservative findings reported by Brennan and Krolczek [7] that d/w should be less than 2. This may probably be attributed to the state-of-the art of the extrusion technology at the time their study was published.

Having examined groove width and depth, the optimum groove angle for trapezoidal grooves and optimum groove diameter of reentrant grooves are depicted in Fig. 15. As it can be seen, the optimum groove angle lies in the range 49° to 84°. Moreover, it is concluded that irrespective of HP diameter and working fluid, groove diameter should be in the range of 0.8–1.2 mm for maximum heat transport.

Results presented so far are summarized in Table 2 in order to help the reader effortlessly see the groove shape yielding best heat transport performance for a specific diameter and operating temperature. As it can be seen for ACHPs, trapezoidal groove shape results in best performance whereas for AmHPs, different groove shapes might yield to best performance depending on the parameters being varied.

Since heat removal requirements in a typical telecommunication satellite can reach up to 10 kW, a significant number of heat pipes have to be utilized in order to perform this task which results in a considerable amount of mass. Hence, not only the heat pipe with best heat transport but also with optimum mass should be selected. In Table 3, the number of HPs (N) used (having a length of 1.15 meter each) and resulting total mass necessary for removal of 2.5 kW, 5 kW, 10 kW are presented for different HP diameters and operating temperatures. It should be noted that HPs used for this analysis are the ones yielding the best heat transport with the groove shapes given in Table 2. If the mass predictions at 80 °C are examined, it can be seen that the solution with ACHPs has always less mass for all outer diameter range. But the

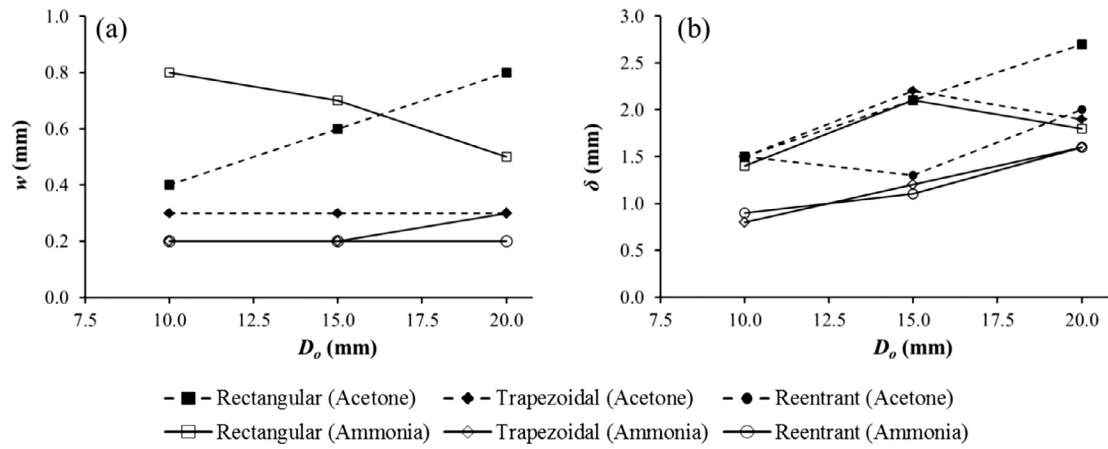
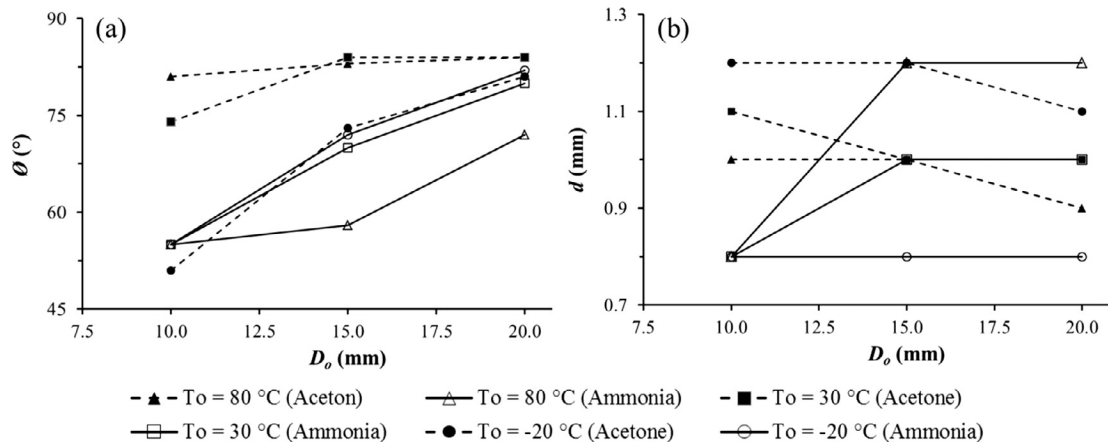
Fig. 14. Optimum groove (a) widths and (b) depths at $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Fig. 15. Optimum groove (a) angles and (b) diameters for different operation temperatures.

Table 2

The groove shapes yielding best heat transport performances.

| D_o (mm) | Ammonia | | | Acetone | | |
|------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|
| | 80 $^{\circ}\text{C}$ | 30 $^{\circ}\text{C}$ | $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 80 $^{\circ}\text{C}$ | 30 $^{\circ}\text{C}$ | $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| 10 | Reentrant | Reentrant | Reentrant | Trapezoidal | | |
| 15 | Reentrant | Reentrant | Reentrant | | | |
| 20 | Reentrant | Trapezoidal | Trapezoidal | | | |

Table 3

The number of HPs used and resulting total masses.

| | | AmHPs | | | | | | AcHPs | | | | | |
|-------------------------------------|-------|--------|-----------|------|-----------|-------|-----------|--------|-----------|------|-----------|-------|-----------|
| | | 2.5 kW | | 5 kW | | 10 kW | | 2.5 kW | | 5 kW | | 10 kW | |
| | | N | Mass (kg) | N | Mass (kg) | N | Mass (kg) | N | Mass (kg) | N | Mass (kg) | N | Mass (kg) |
| $T_o = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 10 mm | 44 | 4.94 | 33 | 9.88 | 175 | 19.65 | 26 | 2.14 | 51 | 4.20 | 101 | 8.31 |
| | 15 mm | 13 | 3.20 | 16 | 6.15 | 49 | 12.05 | 16 | 2.39 | 31 | 4.63 | 61 | 9.11 |
| | 20 mm | 9 | 3.70 | 18 | 7.40 | 35 | 14.39 | 11 | 2.45 | 22 | 4.89 | 44 | 9.79 |
| $T_o = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 10 mm | 17 | 1.93 | 33 | 3.75 | 66 | 7.50 | 28 | 2.15 | 56 | 4.31 | 112 | 8.62 |
| | 15 mm | 8 | 1.92 | 16 | 3.84 | 32 | 7.67 | 15 | 2.53 | 29 | 4.89 | 57 | 9.62 |
| | 20 mm | 6 | 2.62 | 11 | 4.80 | 22 | 9.60 | 11 | 2.28 | 22 | 4.57 | 43 | 8.92 |
| $T_o = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 10 mm | 10 | 1.15 | 20 | 2.29 | 40 | 4.59 | 58 | 3.64 | 116 | 7.28 | 232 | 14.57 |
| | 15 mm | 6 | 1.41 | 12 | 2.82 | 23 | 5.41 | 19 | 2.59 | 38 | 5.19 | 75 | 10.24 |
| | 20 mm | 4 | 1.73 | 8 | 3.46 | 16 | 6.91 | 12 | 2.78 | 24 | 5.57 | 47 | 10.90 |

drawback is the need for higher number of HPs for the same heat removal. This means that, if the panel on which the heat pipes are mounted have enough surface area, ACHPs should be selected which leads to a mass advantage of up to 57.7% with respect to AmHPs. For the operation temperature of 30 °C and diameters of 10 mm and 15 mm, solution with AmHPs has the mass advantage, whereas for 20 mm diameter case, ACHPs turn out to be lighter solution. Finally, the predictions at –20 °C shows that the AmHPs solution has much less mass than that with ACHPs for all D_o options.

5. Conclusion

In this paper, an algorithm for the computation of maximum heat transport for grooved heat pipes was presented. The algorithm embodies not only the thermal mathematical model and the container constraint but also the manufacturing limitations imposed by the current state of the art of extrusion and EDM technology. The algorithm was implemented to a computer code and its predictive performance was demonstrated on different groove (rectangular, trapezoidal and reentrant) shapes.

Groove optimization yielding the maximum heat transport capacity based on all constraints was performed at different operating temperatures with acetone or ammonia as selected as the working fluid. The conclusions drawn at the end of this study are as follows:

- At operation temperature of 80 °C, ACHPs have the best heat transport performance for 10mm outer diameter. When diameter increases, AmHPs are favored in terms of heat transport.
- For the temperature range of 30 °C to –20 °C, AmHPs show better heat transport performance for all outer diameter range
- For the ACHPs, trapezoidal groove shape always leads to the best heat transport performance
- For the AmHPs, reentrant groove shape leads to the best heat transport performance for 10 mm and 15 mm diameters at all operation temperatures. However, for HPs having 20 mm outer diameter, trapezoidal groove takes the lead at 30 °C and –20 °C whereas the reentrant is superior at 80 °C.
- The ACHPs always have less mass than AmHPs.
- It is seen that the smallest groove width that can be manufactured is 0.2 mm due the extrusion constraint and the largest groove depth can be less than or equal to 1.1 mm. The groove depth to width ratio ranges from 1.9 to 7.3 for AmHPs and 1.3–5.3 for ACHPs.
- For maximum heat transport, the groove angle for trapezoidal grooves should be in the range 50°–85°.
- In order to have the maximum heat transport with reentrant grooves, groove diameter should always be between 0.8 and 1.2 mm, irrespective of HP diameter and working fluid.
- For heat removal problem encountered in telecommunication satellites, at operation temperature of 80 °C, the solution with ACHPs results in less mass when compared to that with AmHPs. With decreasing operation temperature, solutions with ACHPs start to lose their mass advantage and at operation temperature of –20 °C, AmHPs solution has much less mass than that with ACHPs for all diameters.

References

- [1] F. Edelstein, R. Kosson, A high capacity re-entrant groove heat pipe for cryogenic and room temperature space applications, Space Cryogenics Workshop, 18–20 June, Cleveland, OH, USA, 1991.
- [2] J.P. Brennan, E.J. Krolczek, Heat Pipe Design Handbook, Volume 1, B&K Engineering, Maryland, 1979.
- [3] T. Yong, C. Ping, W. Xiaowu, Experimental investigation into the performance of heat pipe with micro grooves fabricated by extrusion-ploughing process, Energy Convers. Management 51 (2010) 1849–1854.
- [4] S.-W. Kang, S.-H. Tsai, H.-C. Chen, Fabrication and test of radial grooved micro heat pipes, Appl. Therm. Eng. 22 (2002) 1559–1568.
- [5] C. Ömür, A.B. Uygur, I. Horuz, The effect of manufacturing limitations on groove design and its implementation to an algorithm for determining heat transport capability of heat pipes, J. Therm. Sci. Tech. 37–1 (2017) 159–170.
- [6] M.J. Subbeline, Q. Yao, J. Supowit, I. Catton, A new method for evaluating heat pipe fluid compatibility, Appl. Therm. Eng. 101 (2016) 796–803.
- [7] C. Hoa, B. Demolder, A. Alexandre, Roadmap for developing heat pipes for ALCATEL SPACE's satellites, Appl. Therm. Eng. 23 (2003) 1099–1108.
- [8] K.H. Do, S.J. Kim, S.V. Garimella, A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick, Internat. J. Heat Mass Transf. 51 (19–20) (2008) 4637–4650.
- [9] Y. Chen, C. Zhang, M. Shi, J. Wua, G.P. Peterson, Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial “Ω”-shaped microgrooves, Internat. J. Heat Mass Transf. 52 (2009) 636–643.
- [10] S.K. Thomas, V.C. Damle, Fluid flow in axial reentrant grooves with application to heat pipes, J. Thermophys. Heat Transfer 19 (2005) 395–405.
- [11] C. Zhang, Y. Chen, M. Shi, G.P. Peterson, Optimization of heat pipe with axial “Ω”-shaped micro grooves based on a niched Pareto genetic algorithm, NPGA, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 3340–3345.
- [12] J. Kim, S.J.K. Seo, K.H. Do, Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure, Internat. J. Heat Mass Transf. 43 (2003) 2051–2063.
- [13] S.K. Thomas, R.C. Lykins, K.L. Yerkes, Fully developed flow in trapezoidal grooves with shear stress at the liquid-vapor interface, Internat. J. Heat Mass Transf. 44 (2001) 3397–3412.
- [14] M. Arab, A. Abbas, A model-based approach for analysis of working fluids in heat pipes, Appl. Therm. Eng. 73–1 (2014) 751–763.
- [15] A.B. Solomon, M. Sekar, S.H. Yang, Analytical expression for thermal conductivity of heat pipe, Appl. Therm. Eng. 100 (2016) 462–467.
- [16] T. Kaya, J. Goldak, Three-dimensional numerical analysis of heat and mass transfer in heat pipes, Heat Mass Transf. 43–8 (2007) 775–785.
- [17] B. Xiao, A. Faghri, A three-dimensional thermal-fluid analysis of flat heat pipes, Internat. J. Heat Mass Transf. 51 (2007) 3113–3126.
- [18] G.P. Peterson, An introduction to Heat Pipes: Modelling, Testing and Applications, John Wiley & Sons, NY, 1994.
- [19] V.V. Vlassov, F.L. de Sousa, W.K. Takahashi, Comprehensive optimization of a heat pipe radiator assembly filled with ammonia or acetone, Int. J. Heat Mass Transf. 49 (2006) 4584–4595.
- [20] G.E. Schneider, R. DeVos, Non-dimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction, in: 18th Aerospace Sciences Meeting, AIAA PaperNo: 1980-0214, Pasadena, CA, 14–16, pp. 1–10, January 1980.
- [21] R.K. Shah, Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry, Int. J. Heat and Mass Transfer 18 (1975) 849–862.
- [22] Y. Kamotani, User's manual for thermal analysis program of axially grooved heat pipes (HTGAP), NASA-CR-170563, September - 1978.
- [23] K.R. Schlitt, P.J. Brennan, J.P. Kirkpatrick, Parametric performance of extruded axial grooved heat pipes from 100 to 300 K, in: Progress in Astronautics and Aeronautics: Heat Transfer with thermal Control Applications, vol. 39, 1975, 215–227.
- [24] M. Bauser, G. Sauer, K. Siegert, Extrusion, 2nd Ed., Ohio, ASM International, Incorporated, Houston, 2006.
- [25] C. Sommer, S. Sommer, Complete EDM handbook, Advanced Publishing, Incorporated, Houston, 2005.
- [26] ECSS-E-ST-31-02C, Two-phase heat transport equipment, 12 December 2012.
- [27] B. Zohuri, Heat Pipe Design and Technology, Modern Applications for Practical Thermal Management (2nd ed.), Switzerland, 2016.



AN INDUSTRIAL VAPOR ABSORPTION AIR CONDITIONING APPLICATION

Nazım KURTULMUŞ* and İlhami HORUZ**

*Adana Science and Technology University, Faculty of Engineering and Natural Science, Mech. Eng. Dept., 01180, Adana, nkurtulmus@adanabtu.edu.tr

** Gazi University, Engineering Faculty, Mech. Eng. Dept., 06570, Ankara, ilhamihoruz@gazi.edu.tr

(Geliş Tarihi: 20.06.2016, Kabul Tarihi: 04.01.2017)

Abstract: In this study, the application of VAR system to an industrial company is investigated. For this purpose, the company which requires an air-conditioning system to its office building was chosen. After determining this company had an industrial furnace, this research aimed to design the VAR system utilizing waste heat from this furnace flue gases to air-condition the office building. Firstly, the physical properties and heat quantity of the flue gases were determined and the cooling load of the office building was calculated. It was found out that the flue gases had enough heat capacity to drive the VAR system. Next, single effect VAR system was introduced and the thermodynamic, energy and exergy analysis were made. The COP of the VAR system is calculated to be 0.64 and the highest exergy destruction was obtained at the generator which is 37.19kW. Finally, the application of the VAR system to this industrial company was analyzed in detail. The capital, maintaining and operating costs of the VAR system were analyzed and compared with alternative systems.

Keywords: Absorption, Water-Lithium bromide solution, Vapor Absorption Refrigeration.

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SANAYİYE UYGULANMASI

Özet: Bu çalışmada, Absorpsiyonlu Soğutma (ABS) sistemin bir sanayi firmasına uygulanması incelenmiştir. Bu amaçla, ofis binasında bir klima sistemi ihtiyacı olan bir firma seçilmiştir. Firmada bir endüstriyel fırın bulunduğu belirlendikten sonra, ofis binasının klimalandırılması amacıyla bu endüstriyel fırının baca gazındaki atık ısı ile tahrik olan ABS sisteminin tasarlanması araştırılmıştır. Başlangıç olarak, baca gazının fiziksel özellikleri ve içerdiği atık ısı miktarı tespit edilmiş ve aynı zamanda ofis binasının soğutma yükü hesaplanmıştır. Baca gazının ABS sistemini tahrik edebilecek miktarda atık ısıya sahip olduğu bulunmuştur. Daha sonra, tek kademeli ABS sistemi izah edilmiş ve termodinamik enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. ABS sisteminin Soğutma Tesir Katsayısı (STK) 0.64 olarak hesaplanmış ve en büyük ekserji yıkımının 37.19 kW ile kaynatıcıda meydana geldiği saptanmıştır. Son olarak, ABS sisteminin bu sanayi firmasına uygulanması detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. ABS sisteminin yatırım, işletme ve bakım maliyetleri araştırılmış, alternatif sistemler ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyon, Su-Lityum bromür eriyiği, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi.

NOMENCLATURE

| | | | |
|----------------|---|----|--|
| a | Characteristic dimension associated with time of spreading [m] | i | Interest rate |
| A | Surface area [m ²] | k | Thermal conductivity of tube material, solution thermal conductivity [W/m K] |
| c _p | Specific heat [kJ/kg °C] | l | Estimated distance that a drop of solution spreads on the tube [m] |
| COP | Coefficient of performance | L | The unwrapped length of the tube length [= $\pi d_o/2$] [m] |
| d | Diameter [m] | m | Mass flow rate [kg/s] |
| E | Energy [kW] | n | The number of sites at which droplets form; time period; efficiency |
| EA | Equivalent annual value | Nu | Nusselt number [= $h \cdot d_h/k$] |
| EAC | Equivalent annual cost | P | Pressure [kPa], present cost |
| Ex | Exergy [kW] | Pr | Prandtl number [= $\mu \cdot c_p/k$] |
| F | Dry area coefficient | q | Thermal load [kJ/kg] |
| ex | Specific exergy [kJ/kg] | Q | Heat transfer [kW] |
| f | Flow ratio | r | Radius of the tube [m] |
| g | Gravitational acceleration [m/s ²] | Re | Reynolds number |
| h | Enthalpy[kJ/kg], heat transfer coefficient [W/m ² K] | s | Fin pitch, entropy [kJ/kg K] |
| h* | Modified latent heat of vaporization [kJ/kg] | | |

| | |
|------------|--|
| t | Thickness [m] |
| T | Temperature [°C] |
| ΔT | Logarithmic temperature difference [°C] |
| U | Overall heat transfer coefficient [W/m ² K] |
| W | Power [kW] |
| X | Lithium bromide concentration |

Greek symbols

| | |
|---------------|--|
| ε | Effectiveness |
| η | Exergy efficiency |
| θ | Contact angle at the solution tube interface |
| μ | Dynamic viscosity [Pa s] |
| ρ | Density [kg/m ³] |
| σ | Solution surface tension [N/m] |
| ϑ | Specific volume of solution [m ³ /kg] |

Subscripts

| | |
|--------|---|
| AB | Absorber |
| b | Nucleate boiling |
| c | Initial cost, convective |
| ch | Chemical |
| ci | Cold fluid inlet |
| co | Cold fluid outlet |
| conv | Convection |
| cond | Conduction |
| CO | Condenser |
| d | Developing region |
| dest | Destruction |
| e | Equivalent |
| eff | Effective |
| est | Estimation |
| EV | Evaporator |
| f | Fouling, fin |
| fg | The difference between saturated vapor and liquid |
| GE | Generator |
| hi | Hot fluid inlet |
| ho | Hot fluid outlet |
| horiz | Horizontal |
| k | Component |
| l | Liquid |
| m | Mean |
| o | Outer |
| p | Pump |
| r | Refrigerant |
| ref | Reference environment |
| rtv | Refrigerant throttle valve |
| sat | Saturation |
| s | Solution |
| SHE | Solution heat exchanger |
| tot | Total |
| VAR | Vapor Absorption Refrigeration |
| VCR | Vapor compression system |
| VRF | Variable refrigerant flow |
| v | Vapor |
| w | Wall, wet area |
| 1,2... | State points |
| 0 | Reference environment state |

INTRODUCTION

Because of the limited fossil fuel sources, ever-increasing energy costs and global warming, people, especially engineers, have to concentrate on both the improvements of the efficiency of the existing systems and the utilization of the waste heat, as well as searching for new energy sources. However, energy consumption of developing countries where the economy and industry grows rapidly increases rapidly. It is claimed that the crude oil and natural gas sources will be depleted in next 50 years. As far as the air conditioning and refrigeration are concerned, buildings use quite a lot of energy. The main reason for this is the air conditioning and refrigeration systems mainly use Vapor Compression Refrigeration (VCR) Systems and compressing vapor consumes really a big amount of energy. In cooling season, the consuming electrical energy can reach peak and the brownout situations can be encountered. It is reported that 15% of the generated electricity in whole world is consumed by mostly these systems. For whole buildings, it is estimated that 45% of the consumption is for air-conditioning purposes. The electrical energy consuming by VCR systems is mostly produced by using fossil fuels leads to depletion of the fossil fuel sources. Another effect is that the releasing gas during production of the electrical energy causes to increase the amount of greenhouse gas emissions. Furthermore, some of the refrigerants used by VCR system as working fluid such as CFCs, HCFC and HFCs which Montreal and Kyoto Protocol limits to use contribute to ozone layer depletion (Choudhury et al., 2010; Kalkan et al., 2012). Utilizing waste heat from industrial process is an effective way in respect of energy efficiency, economy and environment in order to reach sustainable development. As far as the utilization of the waste heat is concerned, Vapor Absorption Refrigeration (VAR) Systems which are devices with the unique capability of producing cold water/air by using the heat sources come front such as tri-generation applications (Law et al., 2013; Chen et al., 2014). Economical and energy savings by applying VAR systems driven by heat in exhaust gas from industrial process was investigated also. Garimella (2012) investigated the low-grade waste heat recovery for chilled and hot water generation. Heat from waste gas from an industrial process which temperature is 120°C is supplied to drive the system. They found that annual savings can be achieved up to \$1.2 million in such an application. Balaji and Ramkumar (2012) studied the waste heat recovery from steam turbine exhaust for vapor absorption system in sugar industry.

The VAR system performance has been investigated by many researchers. The effect of operating parameters on the system performance for single effect VAR system was investigated. It was found that the solution heat exchanger (SHE) had more effects on the investigated parameters than the refrigerant heat exchanger (RHE)

(Kaynakli and Kilic, 2007). Kilic and Kaynakli (2007) investigated the second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide VAR system. They analyzed the effect of the temperatures of main system components on the system performance, the irreversibilities in the thermal process and the exergy loss of each component. They found that the increasing heat source temperature is dominant on the exergetic efficiency. The exergy analysis of a single effect VAR system using water-lithium bromide solution is made (Şencan and Yakut, 2005). According to the researcher, the condenser and evaporator has less exergy loss than the generator and absorber because of the heat of mixing in the solution. Kaynakli et al. (2015) investigated the energy and exergy analysis of a double effect VAR system based on different heat sources. Their system used water/lithium bromide as working fluid pair and the refrigeration system run on various heat sources such as hot water, hot air and steam. They concluded that the exergy destruction was maximized when hot air heat source was used and minimized by utilizing hot water heat source.

As can be seen from the literature, the related papers just focused on energy savings by applying VAR systems, but not tried to find the effective way to meet the demands and use energy efficiently. On the other hand, this paper aims to investigate the utilization of the waste heat from an industrial company by using the VAR system for air conditioning purposes and comparing VAR systems with alternative air conditioning systems. Additionally, almost all of the researchers use hot water or steam to drive VAR system while making exergy analysis. Unlike the literature, the exergy analysis for the applied VAR system is applied to show exergy destructions parameters for flue gas fired VAR system in detail.

VAPOR ABSORPTION REFRIGERATION (VAR) SYSTEMS

The VAR system which is quite similar to the vapor compression refrigeration system includes a thermal compressor which consists of an absorber and a generator, instead of a conventional compressor which requires a lot of mechanical energy input. There is no need for the compressor and its compression and maintenance costs in VAR systems. Heat input is enough to operate VAR system except for the small amount of mechanical energy input to the liquid pump. This allows VAR system to be used in utilizing the waste heat and also the solar and geothermal energy (Horuz, 1998). VAR system, shown schematically in Fig. 1, operates in a cycle. The VAR system basically consists of an evaporator, a condenser, a generator, an absorber and a solution heat exchanger. The generator is driven by a heat source, the evaporator takes heat to provide refrigeration and the condenser and absorber release heat to the medium (generally to the ambient air).

The VAR cycle uses a refrigerant-absorbent solution rather than pure refrigerant as the working fluid. The absorbent acts as a secondary fluid to absorb the primary fluid which is refrigerant. This study will concentrate on the VAR system using water-lithium bromide (LiBr) solutions where water is refrigerant and water-lithium bromide is absorbent. The refrigerant-absorbent solution passing through the solution pump is referred to as a weak solution, being relatively weak in LiBr. The solution returning from the generator to the absorber contains only a little more LiBr compared to the solution being pumped from the absorber to the generator and is therefore referred to as rich solution (see Fig.1).

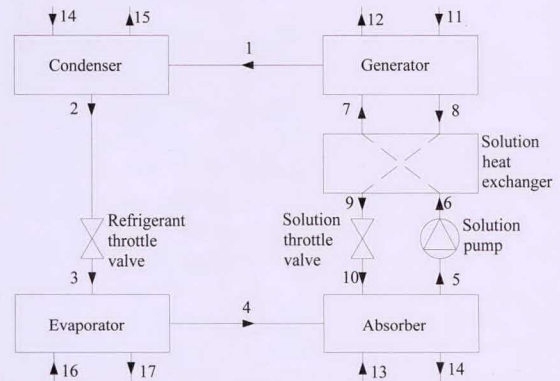


Figure 1. The schematics of the VAR system

The generator, absorber, evaporator, condenser and solution heat exchanger are designed by using heat and mass transfer calculations. The heat transfer capacity of the main components of VAR system is calculated by as follows (Genceli, 1999);

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

The overall heat transfer coefficient can be determined as shown below;

$$\frac{1}{U \cdot A} = \sum R_{conv} + \sum R_f + \sum R_{cond} \quad (2)$$

where thermal resistance is represented by R.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3)$$

where;

$$\Delta T_1 = T_{ho} - T_{ci} \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = T_{hi} - T_{co} \quad (5)$$

The following assumptions have been made in order to develop the mathematical models for the VAR system analysis (Kilic and Kaynakli, 2007; Şencan and Yakut, 2005; Kaynakli et al., 2015; Dinçer and Rozen, 2007):

1. The temperatures of the VAR system components are constant.
2. Refrigerant leaving the condenser is saturated water at condenser pressure and refrigerant leaving the evaporator is saturated vapor at evaporator pressure.

3. The generator and condenser pressure are equal to the pressure corresponding the refrigerant saturation pressure at the condenser temperature and the evaporator and absorber pressure are equal to the pressure corresponding the refrigerant saturation pressure at the evaporator.
4. The temperature and pressure of superheated vapor leaving the generator is equal to the temperature and pressure of the generator.
5. All the system components are at steady state conditions.
6. Pressure drop in the heat exchangers and piping systems and heat losses and gains in various components and piping system are negligible.
7. Reference environment temperature and pressure are taken as 25°C and 101.325kPa, respectively. The reference environment enthalpy and entropy used for calculating the exergy of the working fluid are the values for water at an environment temperature and pressure of 25°C and 101.325kPa, respectively.
8. The kinetic, chemical and potential exergy of all streams at the VAR system are neglected. Chemical exergy of flue gases is considered.
9. The solution pump efficiency is taken as 0.9.

The thermodynamic analysis of an absorption system involves the application of principles of mass conservation, energy and exergy analysis to individual components of the system. The exergy analysis method provides us exergy destruction and exergy efficiency which is an important thermodynamic property. The exergy is represented by “ex” which is defined as the maximum work potential of a matter or a form of energy with respect to its reference environment (Kilic and Kaynakli, 2007).

Mass balance equations are as follows:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (6)$$

$$\dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8 \quad (7)$$

General energy and exergy balance equations are as follows (Dinçer and Rozen, 2007):

$$E_{in} = E_{out} \quad (8)$$

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{dest} \quad (9)$$

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot (ex + ex_{ch}) \quad (10)$$

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (11)$$

$$f = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_r} = \frac{X_7}{X_8 - X_7} \quad (12)$$

Heat capacity and the exergy destructions obtained from exergy balances of each components of VAR system illustrated in Fig. 1 can be expressed as follows:

Condenser:

$$q_{CO} = \frac{\dot{Q}_{CO}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (13)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + \dot{m}_{14} \cdot (ex_{14} - ex_{15}) \quad (14)$$

Evaporator:

$$q_{EV} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (15)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_3 \cdot (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{16} \cdot (ex_{16} - ex_{17}) \quad (16)$$

Generator:

$$q_{GE} = \frac{\dot{Q}_{GE}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_8 - (f + 1) \cdot h_7 \quad (17)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_{11} \cdot (ex_{11} - ex_{12}) + \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8 - \dot{m}_1 \cdot ex_1 \quad (18)$$

Absorber:

$$q_{AB} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10} \quad (19)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_{14} \cdot (ex_{13} - ex_{14}) + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_{10} \cdot ex_{10} - \dot{m}_5 \cdot ex_5 \quad (20)$$

Solution heat exchanger:

$$q_{she} = \frac{\dot{Q}_{she}}{\dot{m}_1} = f \cdot (h_8 - h_9) = (f + 1) \cdot (h_7 - h_6) \quad (21)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_8 \cdot (ex_8 - ex_9) + \dot{m}_5 \cdot (ex_6 - ex_7) \quad (22)$$

Throttle valve between evaporator and condenser:

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_1 \cdot T_0 \cdot (s_3 - s_2) \quad (23)$$

Solution pump:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_5 \cdot (h_6 + h_5) = \frac{\dot{m}_5 \cdot v_s (P_{CO} - P_{EV})}{\eta_p} \quad (24)$$

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{m}_5 \cdot (ex_5 - ex_6) + \dot{W}_p \quad (25)$$

Total exergy destruction can be expressed follows (Dinçer and Rozen, 2007):

$$\dot{E}x_{dest,tot} = \sum_{j=1}^N \dot{E}x_{dest,j} \quad (26)$$

where; N is the number of VAR system components and j is jth component.

The exergy efficiency can be expressed as (Dinçer and Rozen, 2007):

$$\eta = \frac{Ex_{16} - Ex_{17}}{Ex_{11} - Ex_{12} + \dot{W}_p} \quad (27)$$

The coefficient of performance (COP) is a measure of a cycle's ability to transfer heat between various temperature levels (Horuz, 1998)

$$COP_{VAR} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}_p} \quad (28)$$

Table 1. Assumptions and calculated values of the VAR system

| States | Substance | T(°C) | X(%) | \dot{m} (kg/s) | h(kJ/kg) | s(kJ/kgK) |
|--------|-------------------|-------|-------|------------------|----------|-----------|
| 1 | Superheated vapor | 90 | - | 0.0384 | 2668.27 | 8.536 |
| 2 | Saturated water | 40 | - | 0.0384 | 167.50 | 0.572 |
| 3 | Water-vapor | 4 | - | 0.0384 | 167.50 | 0.604 |
| 4 | Saturated vapor | 4 | - | 0.0384 | 2507.87 | 9.05 |
| 5 | Water-LiBr | 40 | 58.43 | 0.6517 | 107.80 | 0.237 |
| 6 | Water-LiBr | 40 | 58.43 | 0.6517 | 107.80 | 0.237 |
| 7 | Water-LiBr | 61.8 | 58.43 | 0.6517 | 150.86 | 0.367 |
| 8 | Water-LiBr | 90 | 62.09 | 0.6132 | 221.21 | 0.494 |
| 9 | Water-LiBr | 65.54 | 62.09 | 0.6232 | 175.45 | 0.365 |
| 10 | Water-LiBr | - | 62.09 | 0.6232 | - | - |
| 11 | Flue gases | 270 | - | 3.1887 | -622.02 | 7.686 |
| 12 | Flue gases | 230.7 | - | 3.1887 | -665.91 | 7.602 |
| 13 | Water | 29.63 | - | 7.4661 | 124.21 | 0.431 |
| 14 | Water | 33.91 | - | 7.4661 | 142.14 | 0.490 |
| 15 | Water | 37 | - | 7.4661 | 155.04 | 0.531 |
| 16 | Water | 12 | - | 4.2971 | 50.45 | 0.180 |
| 17 | Water | 7 | - | 4.2971 | 29.51 | 0.106 |

AN INDUSTRIAL APPLICATION

The aim of this section is to apply VAR system to produce chilled water that will be sent to the office building fan coil system by utilizing flue gases from an industrial furnace of an industrial company. Flue gases produced by the natural gas fired industrial furnace is normally not being utilized in this company. The flue gases volume flow rate was measured to be 5.029 m³/s at 270°C. To determine the substances in the flue gas, measurements were carried out. It was determined that the flue gas contains 6% H₂O, 2.74% CO₂, and 16.2% O₂. The remaining amount of flue gas content was assumed to be N₂. Normally, the office building does not have any air conditioning system and the company needs their office building to be air conditioned. The office building's comfort cooling load is calculated to be 85 kW. This section aims to investigate an application of the air conditioning system which includes the VAR and fan coil systems. So the necessity of comfort cooling will be met by utilizing the currently available waste heat. In order to do this, the application of the system is analyzed and designed.

The Energy And Exergy Analysis of The Industrial Application

In order to utilize the waste heat at the industrial company, the VAR system's parameters to be applied are needed to be determined. Firstly, the decision is made about which solution will be used. When the manufacturer catalogs of absorption chillers are analyzed, it can be seen that almost all the manufacturers use water-LiBr solution but only a few of them use ammonia-water solution. Additionally it is known that the COP performance of water-LiBr solution is better than the ammonia-water solution. Both have

disadvantages and advantages. The VAR system with water-lithium bromide solutions has higher performance than the VAR system using ammonia-water system. While the VAR system with the water-lithium bromide solution is suitable for air-conditioning applications, the VAR system with the ammonia-water solution is suitable for industrial applications requiring low evaporating temperatures in evaporator. It should be considered that the VAR system using water-LiBr has crystallization risk and limitations on operating in very low temperatures because of water as being the refrigerant (Horuz, 1998). For the reasons mentioned above the VAR system using water-LiBr solution is used to air condition the office building.

The assumptions and calculated values for the VAR system to be applied were summarized in Table 1. Entropy values of the solution are obtained from Kaita (2001).

Table 2. The calculated data of the VAR system

| Descriptions | Unit | System |
|------------------------|------|--------|
| Q _{AB} | kW | 133.78 |
| Q _{CO} | kW | 96.16 |
| Q _{GE} | kW | 139.95 |
| Q _{EV} | kW | 90 |
| Q _{she} | kW | 28.06 |
| W _p | kW | 0.0028 |
| COP _{VAR} | | 0.64 |
| EX _{dest,AB} | kW | 6.35 |
| EX _{dest,CO} | kW | 1.59 |
| EX _{dest,GE} | kW | 37.19 |
| EX _{dest,EV} | kW | 1.89 |
| EX _{dest,she} | kW | 1.63 |
| EX _{dest,p} | kW | 0.0025 |
| EX _{dest,rtv} | kW | 0.37 |
| EX _{dest,tot} | kW | 49.04 |
| η _{VAR} | | 0.082 |

As it can be seen from Table 2, the COP of the VAR system is 0.64 and exergy efficiency is 8.2%. Because of the large heat capacity and the temperature differences between streams, the generator has the highest exergy destruction. The next biggest exergy destruction occurred at the absorber. The pump has the lowest exergy destruction. Other components exergy destruction values are quite close. Because the exergy destruction value of the generator has the highest value in the total exergy destruction, the special attention is given to decrease it. Fig 2-7 are prepared by the values shown at Table 1.

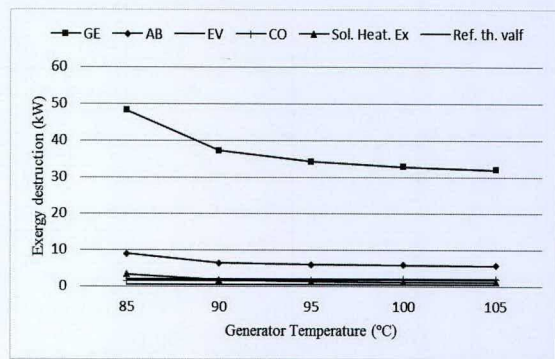


Figure 2. The exergy destruction at the components of VAR system with increasing generator temperature

Fig. 2 shows the variations of exergy destruction of VAR system components against increasing generator temperature. The generator which has the highest exergy destruction and the absorber which has the second highest exergy destruction values decreases with increasing generator temperature. The slope of decrease of the exergy destruction of the generator sharply decreases at 90°C. The highest exergy destruction value at the generator is 48.16 kW at 85°C, the lowest exergy destruction value at the generator is 32.06 kW at 105°C. The same trend is also valid for the absorber. The highest exergy destruction value at the absorber is 8.92 kW at 85°C, the lowest exergy destruction value at the absorber is 5.65 kW at 105°C. The other components of VAR system doesn't effects the exergy efficiency and exergy destruction compared to the generator and absorber because of the lower exergy destruction.

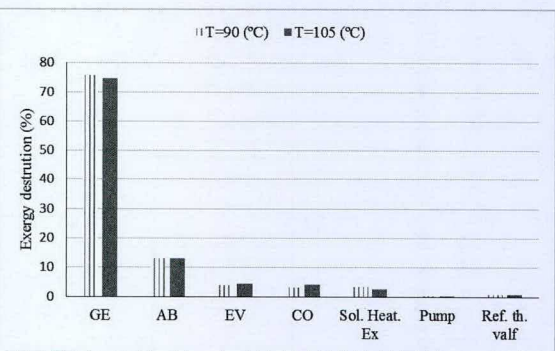


Figure 3. The relative exergy destructions of the components of the VAR system

As seen at Fig. 3 the relative exergy destruction at the generator decreases from 75.83% at $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$ to 74.65% at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. The relative exergy destruction at absorber increases from 12.95% at $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$ to 13.95% at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. When relative exergy destruction at the condenser and evaporator having close values to each other is approximately 3.5% at $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$, it reaches approximately 4.3% at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. When the solution heat exchanger has 3.33% relative exergy destruction at $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$, it has 2.67% relative exergy destruction at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. Refrigerant throttle valve has second lowest value like 0.86% at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. And the pump has relatively very low exergy destruction and it can be neglected. The bigger temperature difference between the source and the generator causes the higher relative exergy destruction at the generator. When the generator temperature increases, the relative exergy destruction at the generator decreases because the streams temperature differences and the heat capacity decreases so relative exergy destruction decreases. The mixing of the rich solution coming from the heat exchanger and refrigerant from the evaporator at different temperature at the absorber causes the second highest relative exergy destruction. As increasing the generator temperature, the temperature of rich solution coming from the heat exchanger increases so the temperature difference at the mixing process increases. This causes an increase on relative exergy destruction at the absorber.

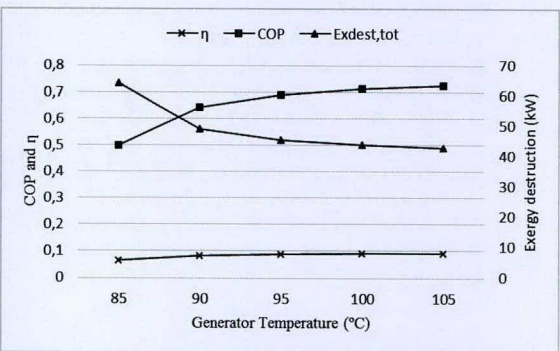


Figure 4. The COP, η and exergy destruction changes with increasing generator temperature

Fig.4 shows the changes of COP, exergy efficiency and exergy destruction versus the generator temperature. It can be observed that COP increases with increasing generator temperature. While the value of COP is 0.49 at $T_{GE}=85^{\circ}\text{C}$, it reaches to 0.72 at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. The exergy efficiency of VAR system increases with increasing generator temperature. While the value of exergy efficiency is 0.064 at $T_{GE}=85^{\circ}\text{C}$, it reaches to 0.091 at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$. And also it is observed that the total exergy destruction decreases with increasing generator temperature.

Table 3. The VAR system components design parameters

| Descriptions | Condenser | Evaporator | Absorber | Generator |
|----------------------------------|-----------|------------|----------|-----------|
| Inside of the tube diameter(mm) | 17.5 | 9.55 | 17.55 | 17.08 |
| Outside of the tube diameter(mm) | 19.05 | 12.5 | 19.05 | 21.3 |
| Horizontal tube number | 11 | 16 | 10 | |
| Vertical tube number | - | 20 | 19 | |
| Tubes array | - | 2x8x20 | 10x19 | 3x23 |
| Total number of tubes | 104 | 320 | 190 | 69 |
| Tubes length(mm) | 2200 | 1510 | 1504 | 1000 |
| Number of pass | 2 | 4 | 2 | 1 |
| Pressure(kPa) | 7.38 | 0.81 | 0.81 | 7.38 |
| Temperature (°C) | 40 | 4 | 40 | 90 |
| Number of fins | - | - | - | 251 |
| Fin height(mm) | - | - | - | 10 |
| Fin thickness(mm) | - | - | - | 0.5 |
| Fins area(m ²) | - | - | - | 46.74 |
| U(W/m ² K) | 1622.09 | 952.44 | 604.5 | 17.12 |

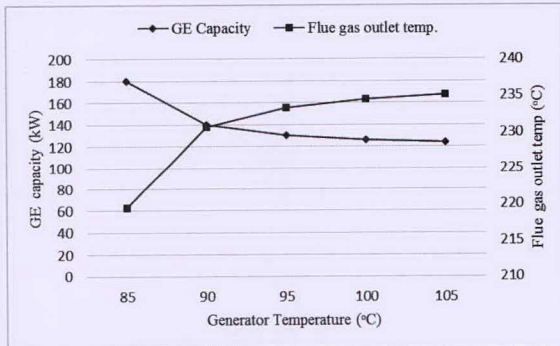


Figure 5. The generator capacity and flue gas outlet temperature variations with increasing generator temperature

Fig. 5 shows us the changes of the flue gas outlet temperature and the generator temperature with increasing the generator temperature. Initially, the generator capacity of the VAR system tends to decrease with increasing generator temperature. It varies between 124 and 180 kW. While the highest capacity of the generator of the VAR system is 180 kW at 85°C, the lowest capacity of the generator of the VAR system is 124 kW at 105°C. Also the slope of decrease of the capacity of the generator sharply decreases at 90°C. The flue gas outlet temperature tends to increase with increasing generator temperature. It varies between 219.36 and 235.18°C. While the highest flue gas outlet temperature is 235.18°C for generator temperature at 105°C, the lowest flue gas outlet temperature is 219.36°C for generator temperature at 85°C. The reason of both decrease the generator capacity and increase of the flue gas outlet temperature is the increasing COP of VAR system. This reason shows that the potential energy utilization of waste heat increases with increasing generator temperature.

Fig. 6 shows the changes of total exergy destruction and exergy efficiency with the difference between flue gas inlet temperature and generator temperature which is an important parameter. Total exergy destruction tends to increase with an increase in difference between flue gas

inlet temperature and generator temperature. While the highest exergy destruction of the VAR system is 64.07 kW at 185°C, the lowest exergy destruction of the VAR system is 42.95 kW at 165°C. The slope of the exergy destruction curve sharply increases when the difference between flue gas inlet temperature and generator temperature reaches at 180°C. Exergy efficiency of the VAR system tends to decrease with an increase in the difference between flue gas inlet temperature and generator temperature. While the highest exergy efficiency of the VAR system is 0.092 at 165°C, the lowest exergy efficiency of the VAR system is 0.064 at 185°C. These changes of total exergy destruction and exergy efficiency show how important parameter the difference between flue gas inlet temperature and generator is.

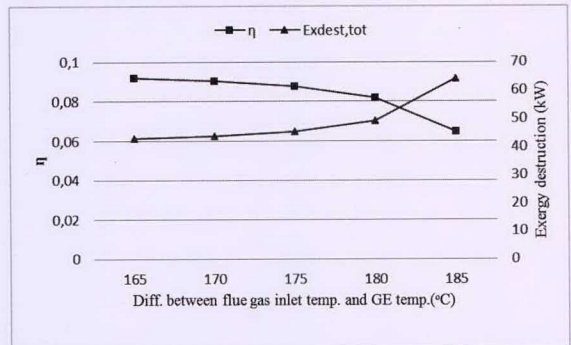


Figure 6. The effect of the difference between flue gas inlet temperature and generator temperature

Fig. 7 shows the exergy efficiency changes with increasing reference environmental temperature. It can be seen that the exergy efficiency increases with increasing reference environment temperature. For $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$, the exergy efficiency increases from 0.082 at $T_{ref}=25^{\circ}\text{C}$ to 0.122 at $T_{ref}=32^{\circ}\text{C}$. And for $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$, the exergy efficiency increases from 0.091 at $T_{ref}=25^{\circ}\text{C}$ to 0.137 at $T_{ref}=32^{\circ}\text{C}$. The results at Fig. 7 shows that potential energy to utilize decreases with increasing reference environment temperature and shows that the potential

energy is used better at $T_{GE}=105^{\circ}\text{C}$ comparing to $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$.

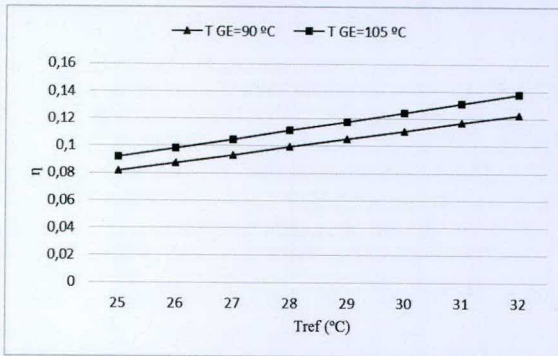


Figure 7. The variation of exergy efficiency with increasing Reference environmental temperature

The VAR System Components Design and Construction

This section aims to show how the VAR system components are designed and constructed. It is expected that the equations at the Appendix and detailed knowledge presented at this section could be a guide for researchers and engineers. To design the components of the VAR system, the equations used to calculate heat and mass transfer coefficient can be found at Appendix (Genceli, 1999; Florides et al., 2003; Seewald and Blanco, 1994; Davies and Rideal, 1961; Thome, 2009; Cosenza and Vliet, 1990; Lorenz and Yung, 1979; Li et al., 2011; Ribatski and Thome, 2007; Çengel, 2002; Wang et al., 2012). All of the VAR system components design parameters are shown at Table 3.

Absorber is chosen to be a shell and tube heat exchanger. In the absorber, the LiBr solution is dripped over the horizontal tubes cooled by water flowing inside by using dripping tray. It drags and absorbs the water vapor coming from the evaporator and flows in a thin film around tubes. And then it is collected at the bottom of the lower shell. The absorber also has feedback system. When the water vapor isn't absorbed by rich solution, a feedback pump start to work and pumps the solution to the dripping tray. So, the more solution drips the more water vapor is dragged and absorbed. When the water vapor is absorbed completely, the solution pump pumps the solution to the solution heat exchanger. These two pumps located at the bottom of the shell are controlled by the control systems. The tubes in the absorber must be resistible to corrosion since water-LiBr solution has corrosion effect. So, CuNi10 is preferred as the tubes material in the absorber. And also the parts of shell which water-LiBr solution contacts with is preferred 316 L stainless steel as the shell material. To design the absorber, the equations used to calculate heat and mass transfer coefficient can be found in Appendix. The thermophysical properties water-LiBr solution was obtained from Florides et al. (2003). Mass transfer must also be considered. A practical model for absorption of vapors into a laminar film of water and LiBr falling along a constant temperature vertical plate

was described. The details of mass transfer coefficient calculation can be found from Florides et al. (2003).

Evaporator is also chosen to be shell and tube heat exchanger. Absorber tubes and evaporator tubes positioned to the same shell. In the evaporator, the saturated water coming from the condenser is dripped over the horizontal tubes. When it flows in a thin film around tubes, it evaporates by rejecting heat from the water flowing inside. Falling film evaporators have dry area problem. When the fluid flows in a thin film around the tubes, the tubes area may not be get wet by the fluid completely. Because of that the heat transfer coefficient may decreases sharply. The refrigerant that couldn't evaporate is collected in the bottom of the lower shell because of the dry area problem. The evaporator also has a feedback system. When the refrigerant accumulates at the bottom of lower shell enough, a feedback pump start to work and pumps the refrigerant to the dripping tray. So, more refrigerant drips and less dry area may occur. When the water evaporates completely, the feedback pump stops. The feedback pump located at the bottom of the shell is controlled by the control systems. Copper is used as tubes material. Condenser is a water cooled shell and tube heat exchanger. In the condenser, the water vapor coming from generator is condensing over the horizontal tubes cooled by water flowing inside. The cooling water will enter the condenser after it exits from the absorber. Copper is used as tubes material.

In the generator, when the water-LiBr solution flows inside the vertical tubes, the flue gas flows outside the vertical tubes. The tubes are mounted between bottom reservoir and top reservoir. The bottom reservoir is used for collecting the water-LiBr solution coming from the solution heat exchanger and for providing the distribution to tubes properly. The top reservoir is used to send the removed water vapor from the water-LiBr solution to the condenser and to send the water-LiBr solution to the solution heat exchanger. And by mounting the fins to the tubes heat transfer area is increased, so more compact construction is obtained. To protect the corrosion effect of the water-LiBr solution, 316 L stainless steel is used as the generator's tubes material. And the fin's material is selected to be aluminum. The inside heat transfer coefficient is so high relative to the outside heat transfer coefficient because of the boiling, so it is not necessary to calculate it.

When designing the solution heat exchanger, the double-pipe heat exchanger is used. To overcome the corrosion effect of the water-LiBr solution, 316 L stainless steel is used as material. When the solution heat exchanger is designed ϵ -NTU method was used (Çengel, 2002). The overall heat transfer coefficient is found to be $490 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Table 4. The systems cost parameters

| | P _c (Euro) | EA _c (Euro) | Annual operation cost (Euro) | EAC (Euro) |
|---|-----------------------|------------------------|------------------------------|------------|
| The fan coil system and the VAR system to be manufactured (1) | 49300 | 5790 | 233 | 6023 |
| The fan coil system and the VAR system to be bought (2) | 80200 | 9420 | 361 | 9781 |
| The fan coil system and the VCR system to be bought (3) | 36300 | 4269 | 3108 | 7377 |
| VRF air conditioning system to be bought (4) | 22507 | 2643 | 1245 | 3888 |

COST ANALYSIS

This section aims to investigate and compare the cost analysis of the system which includes (1) the VAR system to be manufactured and the fan-coil system, (2) the VAR system to be bought and fan-coil system, (3) the vapor compression chiller to be bought and fan-coil system and (4) the Variable Refrigerant Flow (VRF) air conditioning system. During the cost analysis, life cycle cost technique which includes all cost factors as initial cost, operating and maintenance costs. To apply this technique, equivalent annual method is chosen. At this method all the costs taking place over a period are converted to an equivalent uniform yearly amount. The equations below are being used (Elsafty and Al-Daini, 2002). The cost analysis parameters are shown at Table 4. In the cost analysis, it is assumed that the air conditioning systems work 10 hours a day for 120 days which refers to cooling season under full load.

$$EA_c = P_c \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (29)$$

$$EAC = EA_c + \text{annual operating cost} \quad (30)$$

Assumptions are i : 10%, n : 20 year, Electric price: 0.0576 Euro/kWh.

To make the cost analysis, the VAR system to be bought has been chosen to be the single effect hot water driven VAR system because the commercial flue gas fired VAR system which provides the desired cooling capacity is not available in the market on this size. So, the hot water will be obtained by using the heat exchanger mounted to the chimney and run the hot water driven VAR system. The VAR system model HVAR-L 30HH is chosen from World Energy Absorption Chillers Europe Ltd. The VCR system to be bought has been chosen to be air cooled chiller. The VCR system is domestic production by Frigotek and the model is FMC-36. VRF air-conditioning system to be bought is chosen from Samsung. The model of outer unit of VRF air conditioning system is AM260FXVAGH and the inner units of VRF air conditioning system is chosen appropriately from Neo Forte type. The fan coil system has been chosen from domestic productions called Untes. Additionally, the VAR system is planned to be manufactured in Turkey.

As can be seen from the cost analysis, the initial cost of the fan coil system and the VAR system to be manufactured (1) is lower than the initial cost of the fan coil system and the VAR system to be bought (2) because it (2) is not manufactured in Turkey. The system (1) has the lowest operation cost and is third as far as the initial cost is concerned. The system (2) which has the highest initial cost compared with the other systems has quite low operation costs compared to the systems (3) and (4) but not as low as the system (1). The system (3) which has the highest operation cost compared to the other systems has lower initial cost than the systems including the VAR systems. The system (4) which has lowest initial cost compared with the other systems has quite high operation and maintenance costs compared to the systems (1) and (2). Because of the fan coil units and piping system costs, the system (3) has higher initial costs than the system (4). Although the system (1) does not seem to be the most advantageous system, it comes front by utilizing the waste heat and by decreasing the operation costs.

CONCLUSIONS

This study aims to present the investigation of utilization of the waste heat from the chosen industrial company by using VAR systems including energy and exergy analysis and comparing VAR systems with alternative systems.

It is obtained that the flue gas fired VAR system's COP is 64%, and exergy efficiency is 8.2%. The parameters that effect the VAR system are investigated. The COP of the VAR system increases with increasing generator temperature. It increases about 23% with an increase at generator temperature around 20°C. The highest exergy destruction is found to be at the generator about 75% of the total exergy destruction because of the temperature difference between the inlet and outlet stream properties. And it decreases with increasing generator temperature around 33.4% with the difference of 20°C at generator temperature. The exergy efficiency increases and total exergy destruction decreases with a decrease at the difference between the source and the generator temperature. Total increase at exergy efficiency is around 2.73% and total decreases at exergy destruction is about 21.13kW with a decrease at the difference of 20°C. The effect of reference environmental temperature

is also investigated. The exergy efficiency of VAR system increases by increasing reference environmental temperature. When at generator temperature 90°C, exergy efficiency increases 4.1% with an increase at the difference of 7°C, at generator temperature 105°C, exergy efficiency increases 4.6% with an increase at the difference of 7°C.

It has to be noted that from the cost analysis, the fan coil system and the VAR system to be bought has the highest initial cost like approximately three times higher than the VRF air conditioning system. The fan coil system and the VAR system to be manufactured has the lowest operation cost like approximately thirteen times lower than the fan coil system and the VCR system to be bought. As expected, VAR systems has lower operation cost than VCR and VRF air conditioning systems and VAR systems has higher initial cost than VCR and VRF air conditioning systems. The most advantageous systems are the VRF air conditioning system and the fan coil system and VAR system to be manufactured from the total annual cost. Although the VRF air conditioning system has lower total annual cost, the fan coil system and the VAR system to be manufactured can be more advantageous if the VAR system is manufactured domestically as mass production, also come front by utilizing the waste heat and by decreasing the operation and maintenance costs. Additionally, the other systems use fossil fuels to drive. As known, when the VRF air conditioning system is preferred, the carbon emissions will be released to the atmosphere and it will cause the green house affect that causes global climate change. And also the fluids as CFCs that is being used in the VRF air conditioning system may cause the ozone depletion. In addition to these disadvantages, utilizing the waste energy is so important because the countries like Turkey that do not have enough fossil fuel sources to produce their own energy. But, by preferring VAR systems utilizing waste heat, the total efficiency of industrial furnace integrated to the VAR system will be increased, thermal pollution can be decreased and also total cost of comfort cooling of the office buildings will be minimized.

REFERENCES

- Balaji K. and Ramkumar R., 2012, Study of waste heat recovery from steam turbine exhaust for vapour absorption system in sugar industry, *Procedia Engineering*, 38, 1352-1356
- Chen Q., Han W., Zheng J., Sui J. and Jin H., 2014, The exergy and energy level analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition, *Applied Thermal Engineering*, 66, 590-602
- Choudhury B., Chatterjee P.K. and Sarkar J.P., 2010, Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2189-2195
- Cosenza F. and Vliet G.C., 1990, Absorption in falling water/libr films on horizontal tubes, *Conference Proceeding by ASHRAE*, 96, 673-701
- Çengel Y.A., 2002, *Heat Transfer: A Practical Approach* (Second edition), McGraw-Hill
- Davies J.T. and Rideal E.K., 1961, *Interfacial phenomena*, Academic Press, New York
- Dinçer I. and Rozen M., 2007, *EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development*, Elsevier science
- Elsafty A. and Al-Daini A.J., 2002, Economical comparison between a solar powered vapour absorption air-conditioning system and a vapour compression system in the Middle East, *Renewable Energy*, 25, 569-583
- Garimella S., 2012, Low-grade waste heat recovery for simultaneous chilled and hot water generation, *Applied Thermal Engineering*, 42, 191-198
- Genceli O.F., 1999, *Heat exchangers*, Birsen Publishing, İstanbul (in Turkish).
- Florides A.G., Kalogirou S.A., Tassou S.A. and Wrobel L.C., 2003, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508
- Horuz I., 1998, A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems, *International Communications Heat Mass Transfer*, 5, 711-721
- Kalkan N., Young E.A. and Celiktaş A., 2012, Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 6352-6383
- Kaynaklı O. and Kilic M., 2007, Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 48, 599-607
- Kaynaklı O., Saka K. and Kaynaklı F., 2015, Energy and exergy analysis of a double effect absorption refrigeration system based on different heat sources, *Energy Conversion and Management*, 106, 21-30
- Kaita Y., 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, 24, 374-390
- Kilic M. and Kaynaklı O., 2007, Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy*, 32, 1505-1512

Law R., Harvey A. and Reay D., 2013, Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry, *Applied Thermal Engineering*, 53, 188-196

Li W., Wu X., Luo Z., Yao S. and Xu J., 2011, Heat transfer characteristics of falling film evaporation on horizontal tube arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1986-1993

Lorenz J.J. and Yung D., 1979, A note on combined boiling evaporation of liquid films on horizontal tubes, *Journal of Heat Transfer*, 101, 178-180

Ribatski G. and Thome J.R., 2007, Experimental study on the onset of local dryout in an evaporating falling film on horizontal plain tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 483-493

Seewald J.S. and Blanco H.P., 1994, A simple model for calculating the performance of a Lithium-Bromide/Water coil absorber, *Conference Proceeding by ASHRAE*, 100, 318-328

Şencan A., Yakut K.A and Kalogirou S.A., 2005, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, 30, 645-657

Thome J.R., 2009, *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube, Inc

Wang C., He B., Sun S., Wu Y., Yan N., Yan L. and Pei X., 2012, Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant, *Energy*, 48, 196-202



Nazim Kurtulmuş has received his bachelor degree from Mechanical Engineering at Selçuk University in 2009. He received his master's degree from Mechanical Engineering at Gazi University. He is currently a Ph.D student at Çukurova University and research assistant at Adana Science and Technology University.



Dr. İlhami Horuz graduated from Mechanical Engineering Department of Uludag University in the year 1988. Then, he received his M. Sc. degree from the same university and his PhD degree from the University of Strathclyde, U. K. in the years 1990 and 1994, respectively. His principle research interests are heating, refrigeration, air conditioning, renewable energy, energy utilization and fuel cells. He is currently working for the Mechanical Engineering Department of Gazi University as a lecturer.

APPENDIX

The inside heat transfer coefficient for tubes flowing water can be determined as follows [12]

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (A1)$$

At the absorber the total area of one tube can be estimated as [16, 17]

$$A_{eff} = 2 \cdot l \cdot n \cdot \pi \cdot r_0 \quad (A2)$$

$$l = \left(\frac{3 \cdot \rho_s}{32 \cdot g} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{n}{\dot{m}_s \cdot \mu_s} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (\pi \cdot r_0 \cdot a \cdot \sigma \cdot \cos \Theta)^{\frac{3}{4}} \quad (A3)$$

For absorber, the wavelength can be determined as follows [18]:

$$\lambda = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{n \cdot \sigma}{\rho \cdot g}} \quad (A4)$$

At the absorber the outside convective heat transfer coefficient can be determined as follows [19];

$$Nu = Re^{0.46} \quad (A5)$$

When the outside heat transfer coefficient is determined, a model for falling film evaporation on horizontal smooth tubes can be used [20].

$$h_o = h_b + h_d \cdot \left(\frac{L_d}{L} \right) + h_c \cdot \left(1 - \frac{L_d}{L} \right) \quad (A6)$$

Falling film evaporation in a vacuum, the nucleate boiling term can be eliminated [21].

And for wet areas falling film evaporation Nu number can be determined as follows;

$$Nu = 182.1 \cdot Re^{-1.56} \quad (A7)$$

At falling film evaporation, for dry areas a coefficient is determined as follows [22];

$$F = 0.0024 \cdot Re^{0.91} \quad (A8)$$

For falling film evaporation, the outside convective heat transfer coefficient for developed region is determined by multiplying convective heat transfer coefficient and dry area coefficient as follows;

$$h_c = F \cdot h_w \quad (A9)$$

The heat transfer for condensation on the outside surface of a horizontal tube gives the outside heat transfer coefficient [23].

$$h_{horiz} = 0.729 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h_{fg}^* \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_l) \cdot d_o} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (A10)$$

$$h_{horiz, Ntubes} = \frac{1}{N^{\frac{1}{4}}} \cdot h_{horiz} \quad (A11)$$

At the generator, to calculate the outside heat transfer coefficient, the correlation below is used [24]:

$$h_o = 0.134 \cdot \left(\frac{k}{d_e} \right) \cdot (\text{Re}^{0.681}) \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{1}{3}} \right) \cdot \left(\frac{s}{14.85} \right)^{0.2} \quad (A12)$$

$$\left(\frac{s}{t_f} \right)^{0.1134}$$

Copyright of Isi Bilimi ve Teknigi Dergisi / Journal of Thermal Science & Technology is the property of Turkish Society for Thermal Sciences & Technology and its content may not be copied or emailed to multiple sites or posted to a listserv without the copyright holder's express written permission. However, users may print, download, or email articles for individual use.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF LIQUID/VAPOR SHEAR INTERACTION ON THE HEAT TRANSPORT PERFORMANCE OF GROOVED HEAT PIPES

Cem ÖMÜR*, Ahmet Bilge UYGUR*, Hasan Gürgüç IŞIK*, İlhami HORUZ**

* Turkish Aerospace Industries, Inc., Fethiye Mah. Havacılık Blv. No:17 06980, Ankara
comur@tai.com.tr, auygur@tai.com.tr, hisik@tai.com.tr

** Gazi Üniversitesi Müh. Fak., Makine Müh. Böl., Maltepe, Ankara
06570, ilhamihoruz@gazi.edu.tr

Having the ability to transport relatively large amount heat through a small cross section, requiring a small temperature difference between its two terminals, not requiring an extra device to pump the fluid inside, being able to work even in a non-gravitational medium, make heat pipes an effective tool for heat removal applications. Typically, heat pipe consists of an enclosed container, working fluid and a wick structure fixed to its internal wall. Among different types of wick structures (groove, sintered and mesh) characterizing the heat pipes, grooved heat pipes are favored when the transportation of heat along relatively large distances is point of interest. Although groove type structure produces low capillary pumping (typically less than 100 Pa), flow resistance is so low (due to relatively big pore sizes) that the heat transport capacity turns out to be superior.

There are various studies [1-8] on heat pipes investigating the maximum heat transport capacity with respect to groove shapes i.e. rectangular, trapezoidal and reentrant. Usually, the maximum heat transport capacity predictions are based on [1-3] capillary limit and hydrodynamic losses due to friction in liquid and vapor flows. However, due to the counter flow of vapor (see figure 1), shear stress and resulting frictional interaction at the liquid-vapor interface is created which may be contributed to the liquid pressure drop and significantly affect the heat transport capacity of a heat pipe [4-8]. The objective of this study is to demonstrate the effect of the liquid/vapor shear interaction on the heat transport performance of HPs with different groove shapes by utilizing the model developed by DeVos and Schneider [8].

In figure 1, the maximum heat transport capacity of HPs obtained with and without considering shear interaction for different grooves shapes are shown. On the other hand, the relative percent discrepancies (RPD) between the two sets of solution are depicted in figure 2. When figure 2 is examined, it can be seen that the effect of shear interaction is most prominent for rectangular groove. However, heat transport performance of reentrant and trapezoidal grooves is not significantly affected due to neglecting of vapor/liquid shear interaction as RPD ranges 5.6 % to 0.5 % for these cases.

Keywords: Grooved heat pipes, maximum heat transport, vapor-liquid interaction, shear stress

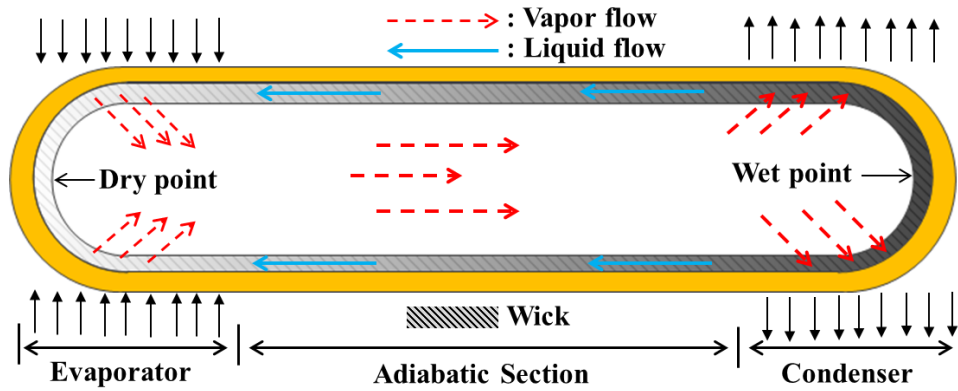


Figure 1. Working principle of a HP

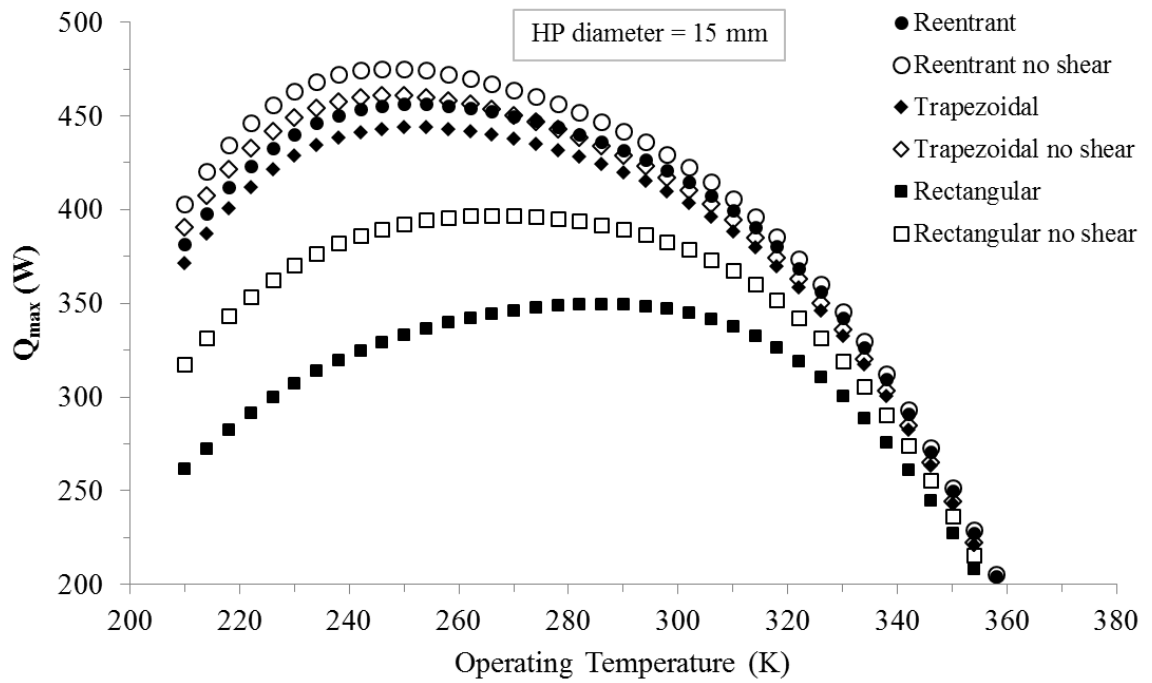


Figure 2. The maximum heat transport capacity of HPs for different groove shapes

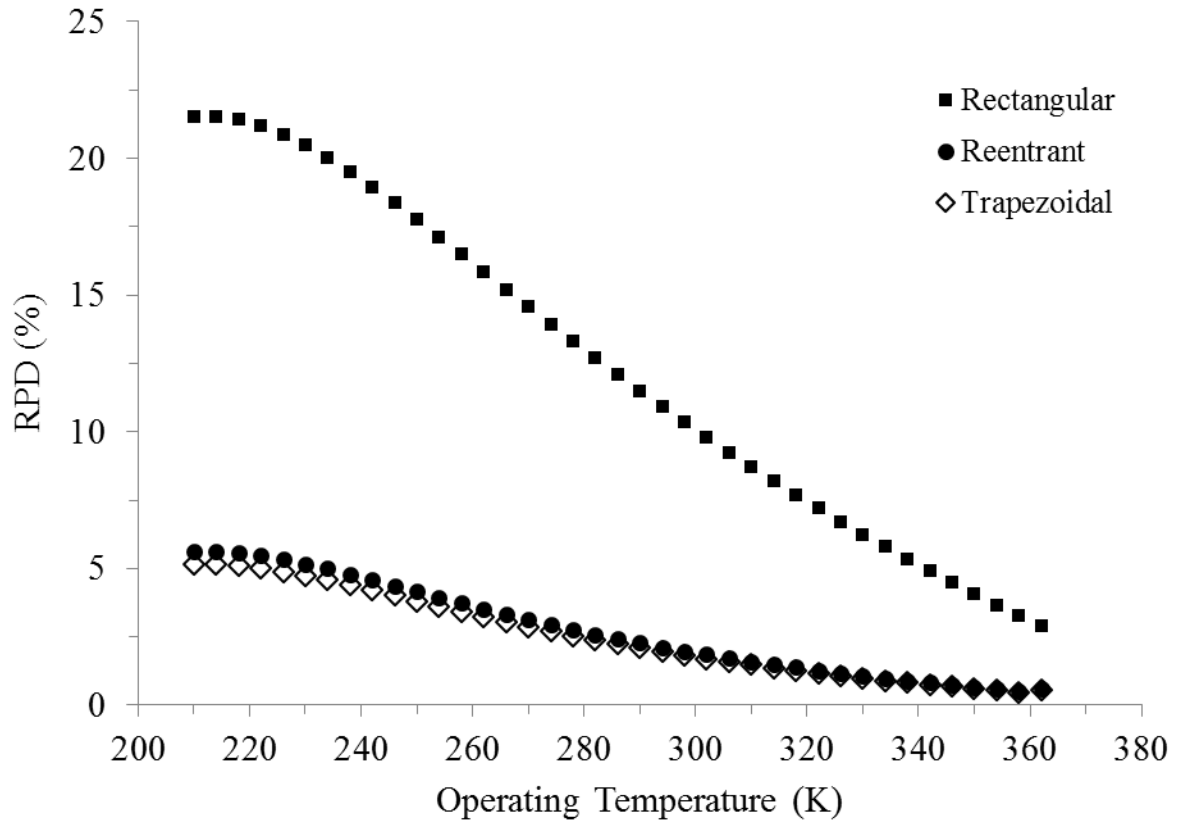


Figure 3. RPD between the predictions with and without liquid/vapor shear interaction

References

- [1] G.P. Peterson, H.B. Ma, Theoretical analysis of the maximum heat transport in triangular grooves: A study of idealized micro heat pipes, *Journal of Heat Transfer*, 118 (1996) 731-739.
- [2] P. Nemec, A. Čaja, M. Malcho, Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe, *Mathematical and Computer Modelling*, 57 (2013), 126-136
- [3] C. Ömür, A. B. Uygur, İ. Horuz, The effect of manufacturing limitations on groove design and its implementation to an algorithm for determining heat transport capability of heat pipes, *J. of Thermal Science and Technology*, 37-1 (2017), 159-170.
- [4] D. Khurstalev, A. Faghri, Thermal characteristics of conventional and flat miniature axially grooved heat pipes, *Journal of Heat Transfer*, 117 (1995) 1048–1054

- [5] J. Kim S., J. K. Seo, K. H. Do, Analytical and Experimental Investigation on the Operational Characteristics and the Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (2003) 2051–2063.
- [6] S.K. Thomas, V.C. Damle, Fluid flow in axial reentrant grooves with application to heat pipes, *J. Thermophys.Heat Transfer*, 19 (2005) 395–405.
- [7] Y. Chen, C. Zhang, M. Shi, J. Wua, G.P. Peterson, Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial “ Ω ”-shaped microgrooves, *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, 52 (2009), 636–643.
- [8] G.E. Schneider, R. DeVos, Non-dimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction, in: 18th Aerospace Sciences Meeting, AIAA PaperNo: 1980-0214, Pasadena, CA, 14–16, pp. 1–10, January 1980.

Numerical and Experimental Study of Flow in a Large-Scale Stairmand Cyclone Separator

Halil I. Erol, Oguz Turgut* and Rahmi Unal

Gazi University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering & Clean
Energy Research and Application Center (TEMENAR), 06570 Ankara, Turkey
oturgut2006@gmail.com, oturgut@gazi.edu.tr

ABSTRACT: The purpose of this study is to explore whether the correlations obtained for small-scale cyclones are valid for large-scale cyclones or not. The effect of the vortex finder diameter and inlet velocity on flow field and performance of a large Stairmand cyclone has been studied both experimentally and numerically. The vortex finder diameters used are 0.4 and 0.5 times the cyclone diameter $D=700$ mm, and cyclone inlet velocity is changed from 11.5 m/s to 19 m/s. The three-dimensional numerical study is carried out by using ANSYS Fluent 17.0 software package for incompressible turbulent flow condition. Reynolds Stress Model (RSM) is chosen for turbulence model. Sawdust ash is used as particles. The velocity and pressure fields are analyzed. The results of numerical study are compared with the results of experimental study and literature, and the results are found to be consistent with each other. It is seen that cyclone collection efficiency and pressure drop increase when both vortex finder diameter decreases from $0.5D$ to $0.4D$ and inlet velocity increases, but 50% cut-off diameter decreases. Results show that the correlations obtained for small sampling cyclones may not be appropriate for large-scale cyclones.

23

24 **INTRODUCTION**

25 In industry, the solid substances within the gas discarded to the environment threatens the
26 human health and the environment. Gas cyclone separators are employed to separate particles
27 from gas and commonly used in many applications due to its low cost in operating and
28 maintenance, quite simple to fabricate, adaptable to extremely high pressure and
29 temperatures.¹⁻⁵ The dusty air sent from the tangential inlet creates swirl motion in the
30 cyclone, and centrifugal force occurs as a result of swirl motion. Particles are forced towards
31 the cyclone walls by the centrifugal force. Due to axial velocity, these particles move down to
32 the dust container located under the cyclone while clean gas with swirl motion leaves the
33 cyclone through the vortex finder (also, called exit pipe). Small cyclones are employed for
34 removing particles for ambient and source sampling while large cyclones are used for
35 separating particles for industrial control.^{2,6}

36 Cyclone performance is importantly affected by vortex finder diameter, which is one of the
37 cyclone geometrical parameters. Vortex finder diameter has an important role in the defining
38 of the flow in cyclone.^{3,7-8}

39 Literature study shows that the effect of inlet velocity and vortex finder diameter on cyclone
40 dust collection efficiency and pressure drop has been studied experimentally and numerically
41 by some investigators.^{2-5,7-19} It is seen that studies in the literature are generally related to the
42 cyclones with small body diameters varying from 21.9 mm to 340 mm and dust particles
43 having high density changing from 980 kg/m³ to 2740 kg/m³. However, theories developed
44 for small cyclones may not be valid for large industrial cyclones.¹⁰ Therefore, in this study,
45 an experimental and numerical study has been performed for a cyclone with large body
46 diameter D=700 mm to see whether the correlations obtained for small-scale cyclones are

valid for large-scale cyclones. The present work has been carried out for two different cyclone vortex finder diameters: $D_e=0.5D$ Stairmand high efficiency cyclone²⁰ and $D_e=0.4D$ modified Stairmand cyclone. Unlike the literature, sawdust ash with low density 414 kg/m^3 is used as particles in this study.

MATERIALS AND METHODS

Experimental Study. Experimental setup is shown in Figure 1a. It basically consists of dust container, cyclone, channels, fan, and control unit. Dust container used for dust collection has dimensions of 0.7 m diameter and 1.4 m height.

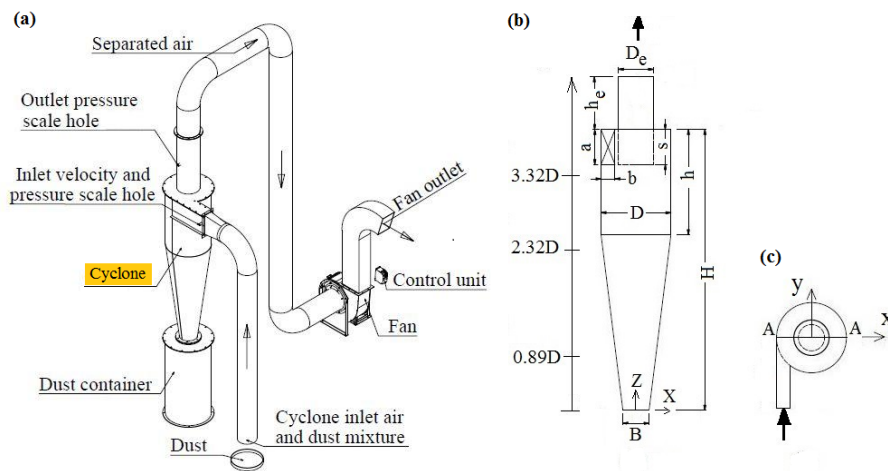


Figure 1. (a) Schematic diagram of experimental setup; Flow geometry and coordinate system used (b) front view, (c) top view

Experimental study was conducted for two cyclones with cyclone body diameter $D=700$ mm. Geometrical parameters of these cyclones and coordinate system used are shown in Figure 1b and c. The values of cyclone parameters are: $a/D=0.5$, $b/D=0.2$, $c/D=1.0$, $h/D=1.5$, $H/D=4.0$, $B/D=0.375$, $s/D=0.5$, $h_e/D=1.5$, $D_e/D=0.4, 0.5$. The dimensions of these two cyclones are similar except vortex finder diameter, $0.5D$ and $0.4D$. In Figure 1b, the positions of three plotting sections ($0.89D$, $2.32D$ and $3.32D$) at which the velocity profiles are

investigated are also indicated. Cyclone manufactured consists of four parts (Figure S1 of the Supporting Information, SI): cyclone outlet group, cyclone inlet channel with rectangular cross section, cyclone body, and cyclone conical part. Gas leaves the cyclone at the top of the exit pipe, i.e. at $z=4.75D$. All parts were cut from 3 mm black steel plate by laser cutting method. Two different types of cyclone outlet groups were manufactured for the experimental study. Cyclone outlet group was connected to the cyclone inlet channel and cyclone body using nut and bolt system. This system was used in order to change the cyclone outlet group for studying with two different cyclones. Other parts were welded to each other.

A snail fan with a capacity of $4400 \text{ m}^3/\text{h}$ was used. Speed regulator was employed to adjust the fan speed. The flow velocity in the cyclone inlet channel was measured using a TESTO 435 propeller device. The total pressure difference across the cyclone was measured by a TESTO 512 pressure gauge with a sensitivity of $\pm 0.1 \text{ Pa}$. Particle weight measurement was performed using a precision scale with a precision of $\pm 1.0 \text{ mg}$. Sawdust ash with a density of 414 kg/m^3 was used as particles. Reynolds number, based on the inlet velocity U_{in} and cyclone diameter D , is calculated as

$$\text{Re} = \rho D U_{\text{in}} / \mu \quad (1)$$

All experiments were performed at room temperature, and fluid properties were taken at 293K .²¹ Inlet velocity was changed between 11.5 m/s and 19 m/s . Corresponding Reynolds number is between $531 \times 10^3 - 877 \times 10^3$, which is encountered in industrial cyclones.¹¹

Accuracy of velocity and dimension measurement devices are $\pm 0.2 \text{ m/s}$ and $\pm 0.1 \text{ mm}$, respectively. Hence, following the procedure described in Holman²², the maximum relative uncertainty was estimated to be 1.74% for the Reynolds number.

Numerical Study. Numerical analysis has been carried out for the cyclones, used in the experimental study, with a tangential inlet and vortex finder diameter of $D_e=0.5D$ and $D_e=0.4D$. In the numerical analysis, dustbin is not taken into consideration in the simulation region. Numerical study is conducted using commercial finite volume code ANSYS Fluent 17.0. Flow within the cyclone is assumed to be three dimensional, turbulent, isothermal, incompressible, and unsteady.¹⁹ Reynolds-averaged continuity and Navier–Stokes equations are the governing equations and given as:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) \quad (3)$$

where u_i is the average velocity in the i -direction, x_i the coordinate system, P the average pressure, ν the kinematic viscosity, and ρ the gas density. The term $\overline{u'_i u'_j}$ is the Reynolds stress tensor and modeled to close the Navier–Stokes equation. RSM is used in this study as turbulence model, which gives accurate predictions in cyclone simulations.²³⁻²⁶ The transport equation of the RSM is written as:

$$u_k \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) = D_{ij} + P_{ij} + \theta_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (4)$$

here D_{ij} is the diffusive transport term, P_{ij} the stress generation term, θ_{ij} the pressure strain correlation term, and ε_{ij} the dissipation term. D_{ij} , P_{ij} , θ_{ij} and ε_{ij} are given as:

$$D_{ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad (5)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (6)$$

$$\theta_{ij} = P \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i}} \right) \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i}} \right) \quad (7)$$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \right) \quad (8)$$

Boundary conditions. For single phase solution, air enters the inlet region with a uniform velocity. No-slip boundary condition is applied for walls. At the outlet of the vortex finder a zero gradient boundary condition is assumed (i.e. $\partial/\partial z=0$), and gauge pressure is set to zero. At the inlet and exit sections turbulence intensity level is assumed as 5%, and hydraulic diameter is used as appropriate length scale.

As for two phase solution, the escape boundary condition is selected at the inlet and exit when the discrete phase model is activated. Reflect boundary condition is selected on the walls. Trap boundary condition is used for the bottom diameter of conical part.

Governing Equations for Dispersed Phase. Lagrangian approach is employed to guess particles tracking in the cyclones and to calculate collection efficiency. Air is assumed as the continuous phase while particles are taken as the dispersed discrete phase. One-way coupling assumption is used between gas and solids. The equation of particle motion is expressed as:

$$\frac{du_{pi}}{dt} = \frac{18\mu C_D Re_p}{\rho_p D_p^2 24} (u_i - u_{pi}) + \frac{(\rho_p - \rho) g_i}{\rho_p} \quad (9)$$

where the first term on the right side of this equation is the drag force per unit particle mass, ρ the gas density, μ the dynamic viscosity, ρ_p the particle density, D_p the particle diameter, C_D the drag coefficient, u_{pi} and u_i are the particle and gas velocities in i-direction, respectively, g_i and Re_p are the gravitational acceleration in i-direction and particle relative Reynolds number

($Re_p = \rho_p D_p |u - u_p| / \mu$), respectively. The collisions between wall of the cyclone and particles are considered to be elastic.

Mesh Generation. Unstructured hexahedral mesh has been used. Fine mesh structure is employed in the core region of the cyclone due to strong gradients in the flow parameters. Typical mesh distribution is indicated in Figure 2a.

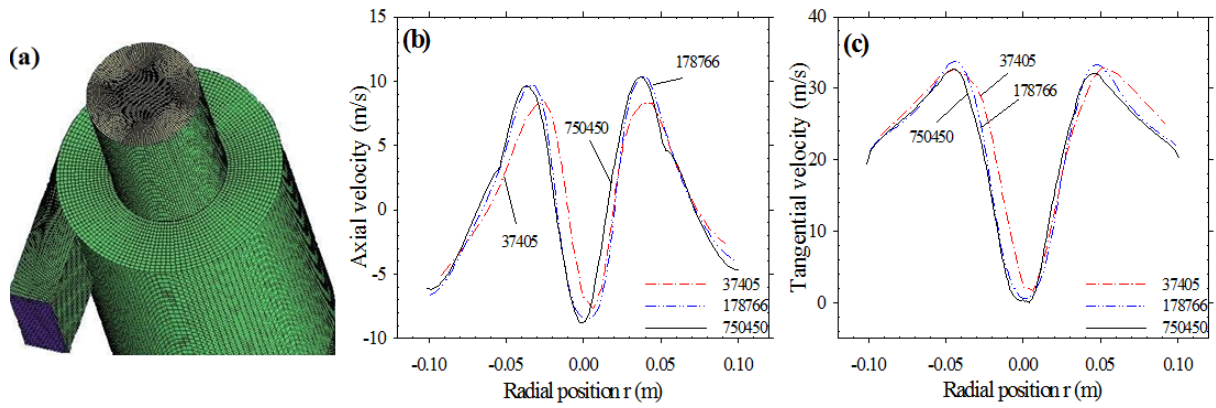


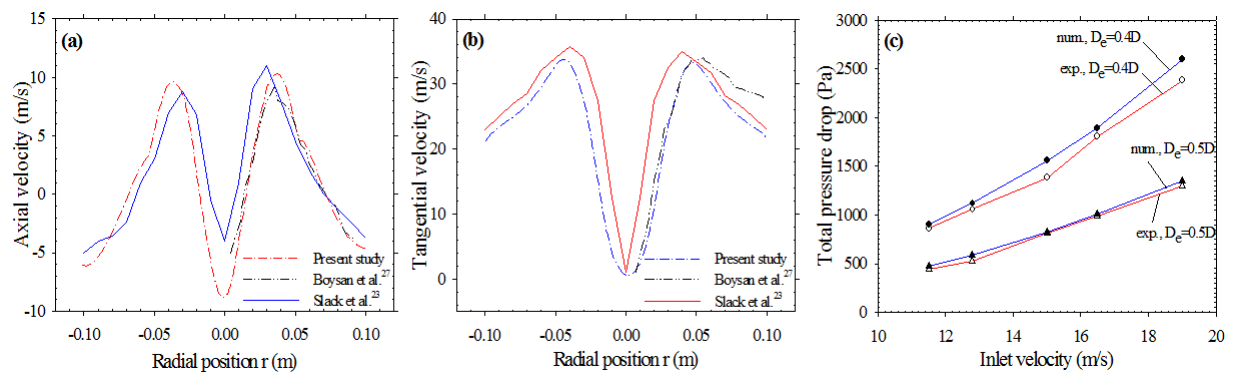
Figure 2. (a) Typical mesh distribution; (b) axial and (c) tangential velocity in the radial direction at station 32 cm.

Different mesh numbers have been created in the solution area to ensure the independence of the numerical study results from the mesh number for the tested cyclones. Optimum mesh number is determined for the maximum inlet velocity 19 m/s. Axial and tangential velocity components in the radial direction at an axial station located at a distance of 32 cm from the exit of the vortex finder are plotted for different mesh numbers in Figure 2b and c for 205 mm diameter cyclone, which is used for code validation.^{23,27} It is seen that axial and tangential velocities almost do not change when the mesh number changes from 178766 to 750450. Thus, mesh number 178766 is chosen as optimum mesh for the cyclone with cyclone body diameter of $D=205$ mm. Similar mesh optimization studies are conducted when the cyclone used is changed. Pressure based solver is used. Standard wall function is employed as the near

143 wall treatment. For discretization, the SIMPLEC algorithm is employed for pressure-velocity
144 coupling, PRESTO scheme for the pressure and QUICK scheme for momentum and
145 turbulence equations. The unsteady RSM was employed with a time step of 2×10^{-4} s.
146 Numerical study is terminated when the relative error is less than 1×10^{-4} .

148 RESULTS AND DISCUSSION

149 **Code Validation.** Experimental study of Boysan et al.²⁷ and numerical study of Slack et
150 al.²³ were repeated to ensure the reliability of the present numerical study for 205 mm
151 diameter cyclone. The volume flow rate of fluid in the cyclone inlet is taken as $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$.
152 Axial and tangential velocity profiles obtained from present numerical study for single phase
153 were compared with the results of Boysan et al.²⁷ and Slack et al.²³ in Figure 3a and b,
154 respectively, at an axial station located at a distance of 32 cm from the exit of the vortex
155 finder. Figure 3 indicates that the results of present numerical study are in agreement with
156 literature results.



158 **Figure 3.** (a) Axial and (b) tangential velocity distribution in the radial direction at station 32
159 cm; (c) Pressure drop versus inlet velocity.

Present Study. Pressure drop is important to design cyclone as it is related to the energy which cyclone employs. The total pressure difference values obtained for two different cyclones are shown in Figure 3c depending on cyclone inlet velocity for experimental and numerical studies. It is seen that total pressure difference enhances with increasing inlet velocity. Experimental and numerical results are very close to each other as well. That is, ANSYS Fluent 17.0 with the RSM predicts very well the pressure drop in cyclones. On the average, it is seen that pressure drop increases by 84.1% and 82.2% for experimental and numerical studies, respectively, when vortex finder diameter decreases from 0.5D to 0.4D. Increasing pressure drop is consistent with the results of Brar et al.¹⁹. It is seen that pressure drop in a cyclone depends on the vortex finder diameter.

Particle size was analyzed using Malvern Mastersizer E instrument after passing through 590 μm sieve to conduct the measurement in the sensitive range of the device. The results of the experimental analysis of the samples are given in Figures 4a and b for two cyclones. While particle sizes are given in horizontal axis, the volumetric percentages of the particles falling into the particle size range are given in vertical axis. Results show that 10, 50 and 90% of the particle volume are less than 8.78 μm , 44.74 μm and 176.76 μm , respectively, for cyclone with $D_e=0.4D$. As for cyclone with $D_e=0.5D$, 10, 50 and 90% of the particle volume are less than 10.37 μm , 53.32 μm and 192.22 μm , respectively. It is seen that cyclone with $D_e=0.4D$ holds smaller particles. In other words, cyclone with $D_e=0.4D$ is more efficient than the cyclone with $D_e=0.5D$.

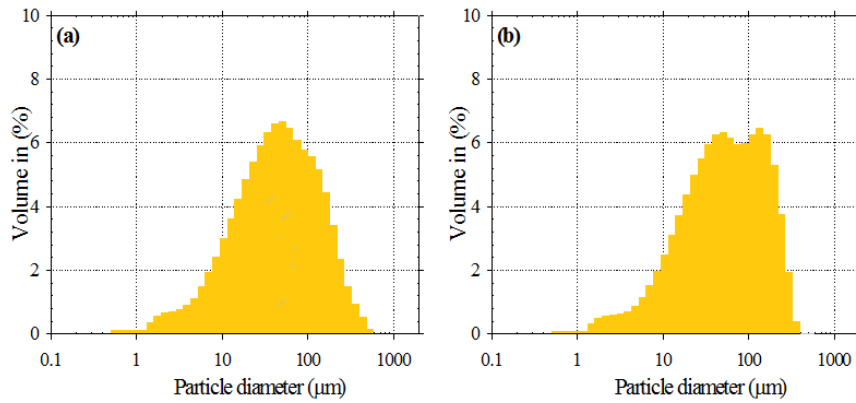


Figure 4. The volumetric percentages of the particles falling into the particle size range: (a) $D_e=0.4D$, (b) $D_e=0.5D$

Typical axial and tangential velocity contours in z-x plane at $y=0$ are shown in Figure 5 for two cyclones for the inlet velocity of 16.5 m/s. It is seen that the magnitude of velocity components in the cyclone increases with decreasing vortex finder diameter. Flow sent from the tangential inlet creates swirl motion along the outer wall of the cyclone toward the bottom, and increases due to area reduction. After reaching the con-tip diameter, this stream changes direction and moves towards the vortex finder, and there is a flow downstream in the center of the cyclone. It is seen that there are two vortices, outer vortex and inner vortex. The direction of the inner vortex is upward toward the cyclone outlet while outer vortex downwards. It is also seen that core diameter of cyclone changes in the axial direction. Maximum tangential velocity reaches about 2.7 times the inlet velocity for the cyclone with $D_e=0.4D$ while it is about 2.2 times for the cyclone with $D_e=0.5D$. In other words, tangential velocity increases about 23% when vortex finder diameter decreases from 0.5D to 0.4D.

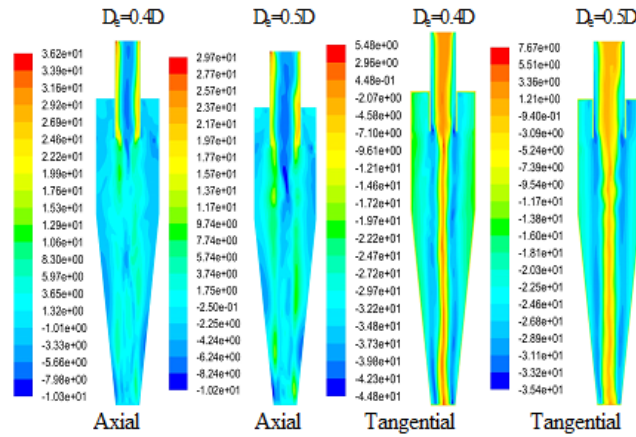


Figure 5. Typical axial and tangential velocity contours for $U_{in}= 16.5$ m/s.

While axial velocity is important factor in order to carry the particle to dustbin, tangential velocity that creates centrifugal forces needed to separate particle directly affects collection efficiency. The typical dimensionless axial and tangential velocity profiles are plotted in Figure 6 along the cyclone radius for $U_{in}=16.5$ m/s at three axial stations at $y=0$ for two cyclones with $D_e=0.4D$ and $D_e=0.5D$. Three axial stations are $z=3.32D$ (at the cyclone body), $z=2.32D$ (at the conical part) and $z=0.89D$ (at the conical part). Here, z is the height measured from the bottom of cyclone as seen in Figure 1b. Figure 6 shows that the axial and tangential velocity fields show similar behavior for two cyclones, and they change along the radial and axial directions. It is seen that maximum axial velocity location for the cyclone with $D_e=0.4D$ is more closer to the axis of the cyclone than cyclone with $D_e=0.5D$ due to the changing vortex finder diameter. It is also seen that axial velocity is not symmetric along the radial direction while tangential velocity component has approximately symmetry. Negative values of axial velocity near the outer wall show that fluid flows along the outer wall in the direction of downward. Tangential velocity distribution has inverted W-profile. Tangential velocity for cyclone with $D_e=0.4D$ is higher than the cyclone with $D_e=0.5D$. Higher tangential velocity causes larger centrifugal force. The tangential velocity distribution consists of two regions,

inner (forced vortex) and outer (free vortex) regions. Inner vortex flows upwards, and outer vortex moves downwards. In the inner region, i.e. $-0.5D_c \leq x/R \leq 0.5D_c$, tangential velocity has minimum value at the cyclone center and increases with increasing radius. After reaching its maximum value at core radius $R_c=0.5D_c$, it decreases with increasing radius in the free vortex region.

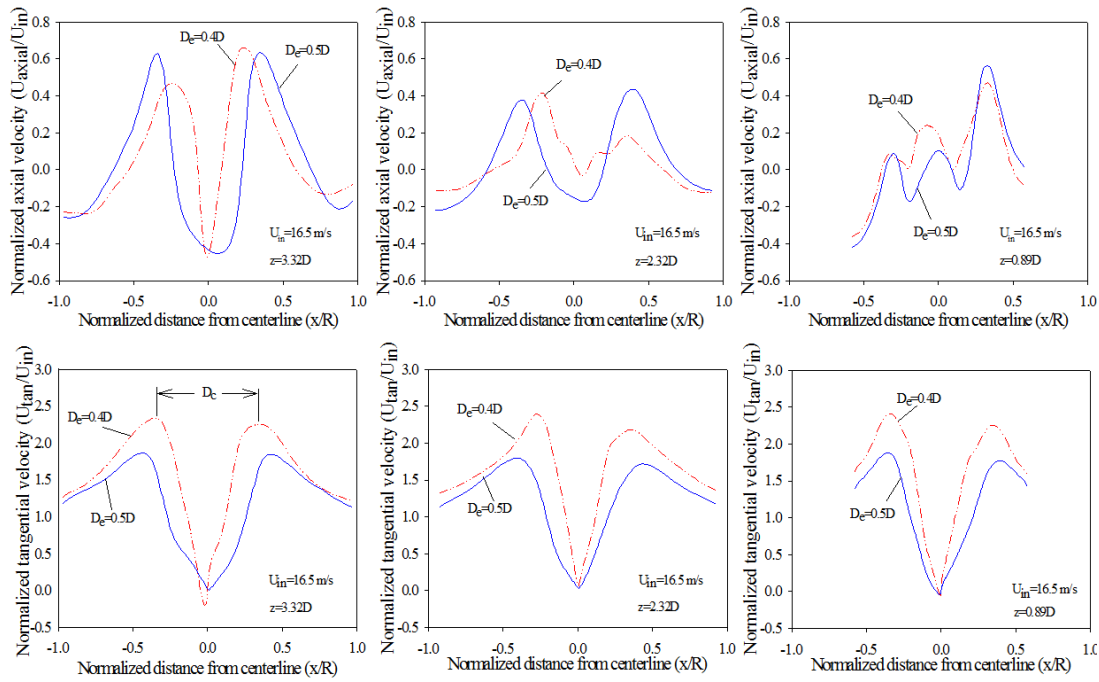


Figure 6. Normalized axial velocity and tangential velocity in the radial direction. From top to bottom: axial velocity and tangential velocity, respectively. From left to right: $z=3.32D$, $2.32D$, and $0.89D$, respectively.

The core diameter of cyclone D_c was given by Iozia and Leith¹⁰ as

$$D_c = 0.52D(ab/D^2)^{-0.25}(D_e/D)^{1.53} \quad (10)$$

The comparison of D_c obtained from tangential velocity profiles, i.e. from Figure 6, and from eq 10 is given in Table S1. It is seen that core diameter increases when vortex finder diameter increases. Higher core diameter results in escaping bigger size particles in this zone, and these particles move towards the vortex finder outlet. Thus, collection efficiency decreases when

more particles escaped from vortex finder outlet, and this result agrees with the experimental results. It is seen that D_c obtained from present study and calculated from eq 10 is different from each other. Due to not depending on axial direction, D_c calculated from eq 10 is constant in the axial direction. However, as can be seen in Table S1, core diameter D_c obtained from present study changes in the axial direction. This results can also be seen in Figure 6. Equation 10 was obtained for the variations of Stairmand cyclone with constant cyclone body diameter 250 mm, and only cyclone inlet height and width, cyclone body height and the length of cyclone were changed. The values obtained from eq 10 are about 54% and 36% higher than the present numerical results for cyclones with $D_c=0.4D$ and $D_c=0.5D$, respectively. Thus, it can be said that eq 10 obtained for small sampling cyclones may not appropriate to large-scale cyclones.

To see the effect of inlet velocity magnitude on velocity components, dimensionless axial and tangential velocity components are plotted in the radial direction at location $z=3.32D$ for two cyclones at three different velocity values (Figure S2). It is seen that dimensionless axial and tangential velocities for three velocity magnitudes have similar behavior for two cyclones. It can be said that inlet velocity does not significantly affect core diameter.

Axial and tangential velocity as well as total pressure contours in z - x plane at $y=0$ are shown in Figure 7 at two different inlet velocity magnitudes for two cyclones. Axial and tangential velocity increases with increasing inlet velocity magnitude and with decreasing vortex finder diameter. Tangential velocity takes its minimum and maximum values on the cyclone center and core diameter D_c , respectively. This results are also seen in Figure 6. Because of swirling velocity, a negative pressure region is seen in the central region. It is seen that pressure takes its minimum value near the cyclone center while it takes positif and maximum values near the cyclone wall. In other words, pressure decreases in the radial

direction from the wall to center. It is seen that pressure increases when vortex finder
diameter decreases. It is also seen that pressure gradient is large in the radial direction
although it is limited in the axial direction.

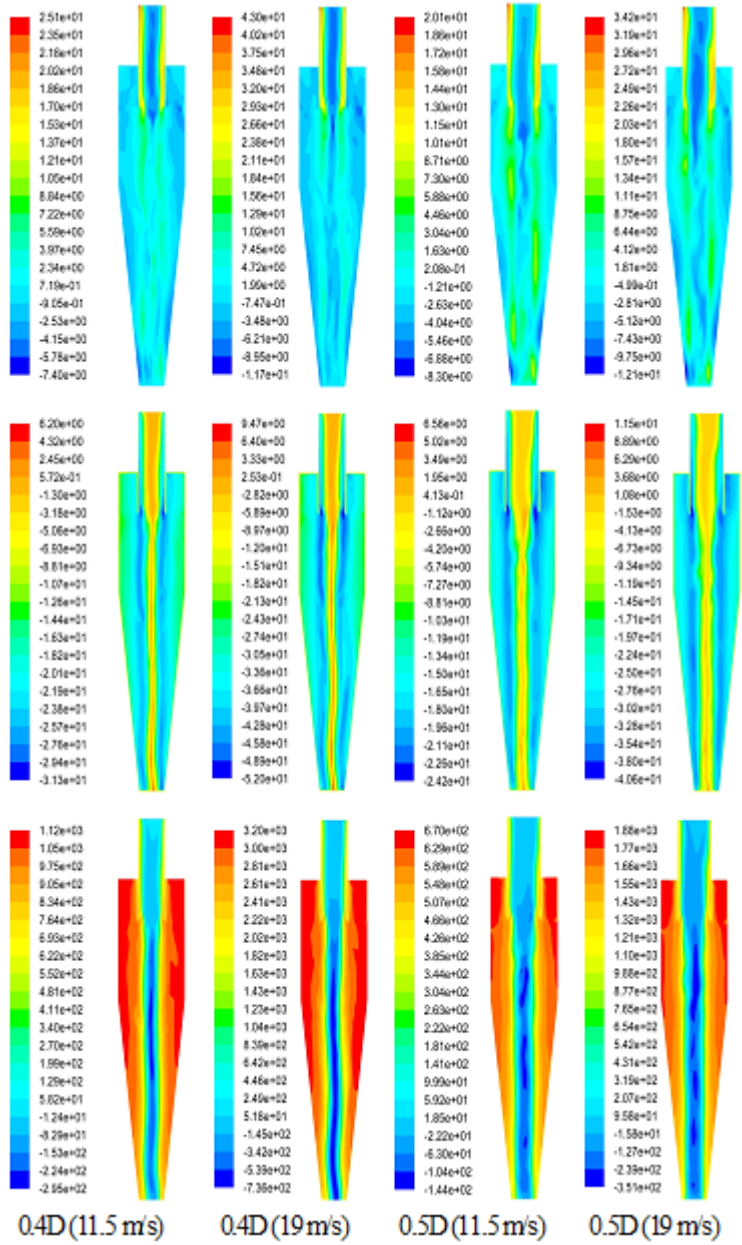


Figure 7. Axial and tangential velocity, and total pressure contours at two different inlet
velocities. From top to bottom: axial velocity, tangential velocity, and total pressure,
respectively.

259 In the discrete phase model, particles are released at the inlet section and tracked to calculate
260 the fractional separation efficiency, which is the ratio of the trapped to the injected (after
261 subtracting the incomplete which is the still within the control volume). Particles were sent
262 from the inlet section with a particle diameter of ranging from 1 to 13 μm to predict the
263 separation efficiency of the cyclone. Fractional separation efficiency as a function of particle
264 diameter is plotted in Figure 8. Figure 8a and b show that efficiency increases with increasing
265 both particle size and inlet velocity. Since centrifugal force is proportional to the flow
266 velocity, the collection efficiency is directly related to the centrifugal force. To see the effect
267 of vortex finder diameter on fractional separation efficiency, fractional separation efficiency
268 as a function of particle size for $U_{\text{in}}=16.5$ m/s is plotted in Figure 8c for two cyclones. For the
269 particle size below 7 μm , it is seen that fractional separation efficiency increases by 60%
270 when the vortex finder diameter changes from $D_e=0.5D$ to $D_e=0.4D$. That is, decrease in
271 vortex finder diameter ends up with an enhancement in cyclone separation efficiency because
272 of high tangential velocity (see Figure 6). This result agrees with the experimental results as
273 well. Higher tangential velocity causes higher centrifugal force, and higher centrifugal force
274 results in higher cyclone separation efficiency. Similar results are also reported for small
275 cyclones by Kim and Lee⁷ and Moore and McFarland¹¹. At particle sizes between 7 and 9 μm ,
276 the fractional separation efficiencies of both cyclones are almost identical and increase with
277 increasing particle size. It is seen that all of the particles are retained at both cycles when
278 particle size is greater than 9 μm . That is, higher diameter particles are trapped easily due to
279 higher centrifugal forces.

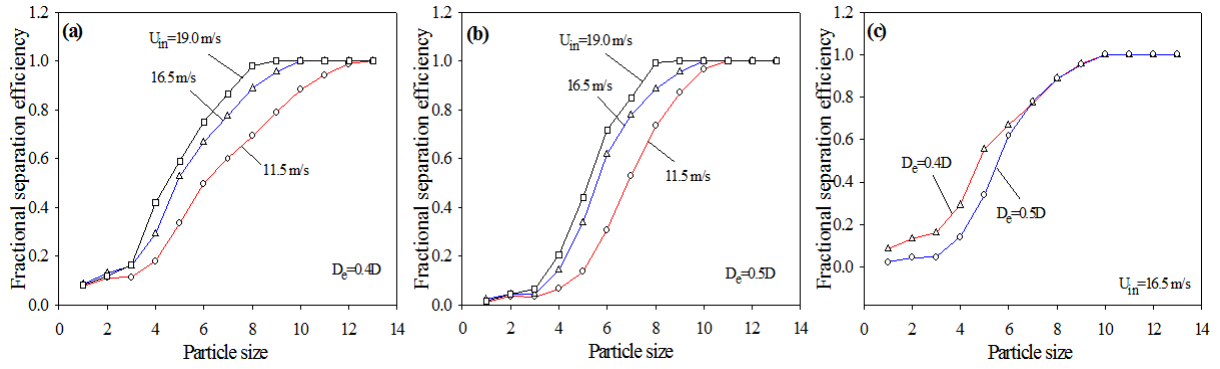


Figure 8. Fractional separation efficiency versus particle size

The 50% particle cut-off diameter, D_{50} , which is the particle size for which cyclone collection efficiency is 50%, was given by Iozia and Leith¹⁰ and Moore and McFarland¹¹, respectively, as

$$D_{50} = (9\mu Q / (\pi(H-S)\rho_p V_{tmax}^2))^{0.5} \quad (11)$$

$$\ln(D_{50}/D) = -2.933 - 0.81719 \ln(0.5\rho(D-D_e)U_{in}/\mu) \quad (12)$$

where $V_{tmax} = 6.1U_{in} (ab/D^2)^{0.61} (D_e/D)^{-0.74} (H/D)^{-0.33}$. Equation 11 was obtained for the variations of Stairmand cyclone with constant cylinder diameter 250 mm, and eq 12 was obtained for Stairmand high efficiency cyclone for $38.10 \text{ mm} \leq D \leq 88.90 \text{ mm}$. The 50% cut-off diameters obtained from curves of efficiency versus particle diameter, i.e. from Figure 9, and eqs 11 and 12 are given in Table S2 for two cyclones at three different inlet velocity values. It is seen that when vortex finder diameter reduces, 50% cut-off diameter decreases. In addition, 50% cut-off diameter reduces when inlet velocity increases. It is also seen that 50% cut-off diameter reduces when vortex finder diameter reduces. This result also can be seen in Figure 8. As seen in Table S2, eq 12 underpredicts the particle 50% cut-off diameter while eq 11 gives a high value. That is, the correlations obtained for small cyclones may give inaccurate results for large cyclones.

299 **AUTHOR INFORMATION**

300 **Corresponding Author**

301 *Phone: +90 506-025-2006; e-mail: oturgut2006@gmail.com, oturgut@gazi.edu.tr

302 **ORCID:**

303 Oguz Turgut: 0000-0001-5480-1039

304

305 **ACKNOWLEDGMENTS**

306 This work was funded by Timsan Machinery Industry and Trade Limited Company, Turkey.

307 Analyzing of particle size using Malvern Mastersizer E instrument was carried out by third
308 author. The remaining parts of the present study were performed by first and second authors.

309

310 **ASSOCIATED CONTENT**

311 **Supporting Information**

312 Two figures and two tables describing the cyclone components, the effect of inlet velocity on
313 velocity component and core diameter, comparison of core diameter and 50% cut-off diameter
314 with literature.

315

316 **REFERENCES**

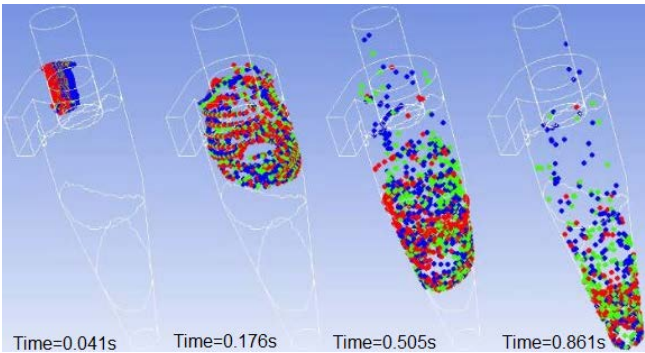
317 (1) Lim, K. S.; Kwon, S. B.; Lee, K. W. Characteristics of the collection efficiency for a
318 double inlet cyclone with clean air. *Aerosol Sci.* **2003**, *34*, 1085-1095.

- 319 (2) Lim, K. S.; Kim, H. S.; Lee, K. W. Characteristics of the collection efficiency for a
320 cyclone with different vortex finder shapes. *J. Aerosol Sci.* **2004**, *35* (6), 743-754.
- 321 (3) Elsayed, K.; Lacor, C. The effect of vortex finder diameter on cyclone separator
322 performance and flow field. *V. Eur. Conf. Comput. Fluid Dyn.* **2010**, 1-14.
- 323 (4) Elsayed, K. Design of a novel gas cyclone vortex finder using the adjoint method. *Sep.*
324 *Purif. Technol.* **2015**, *142*, 274-286.
- 325 (5) Elsayed, K. Optimization of the cyclone separator geometry for minimum pressure drop
326 using Co-Kriging. *Powder Technol.* **2015**, *269*, 409-424.
- 327 (6) Zhu, Y.; Lee, K. W. Experimental study on small cyclones operating at high flowrates. *J.*
328 *Aerosol Sci.* **1999**, *30* (6), 1303-1315.
- 329 (7) Kim, J. C.; Lee, K. W. Experimental study of particle collection by small cyclones.
330 *Aerosol Sci. Technol.* **1990**, *12* (4), 1003-1015.
- 331 (8) Elsayed, K.; Lacor, C. The effect of cyclone vortex finder dimensions on the flow pattern
332 and performance using LES. *Comput. Fluids* **2013**, *71*, 224-239.
- 333 (9) Saltzman, B. E.; Hochstrasser, J. M. Design and performance of miniature cyclones for
334 respirable aerosol sampling. *Environ. Sci. Technol.* **1983**, *17* (7), 418-424.
- 335 (10) Iozia, D. L.; Leith, D. Effect of cyclone dimensions on gas flow pattern and collection
336 efficiency. *Aerosol Sci. Technol.* **1989**, *10* (3), 491-500.
- 337 (11) Moore, M. E.; McFarland, A. R. Performance modeling of single-inlet aerosol
338 sampling cyclones. *Environ. Sci. Technol.* **1993**, *27* (9), 1842-1848.
- 339 (12) Hoekstra, A. J. Gas flow field and collection efficiency of cyclone separators. Ph.D.
340 Dissertation, Technical University Delft, 2000.

- 341 (13) Raoufi, A.; Shams, M.; Farzaneh, M.; Ebrahimi, R. Numerical simulation and
342 optimization of fluid flow in cyclone vortex finder. *Chem. Eng. Proces.* **2008**, 47 (1), 128-
343 137.
- 344 (14) Swamee, P. K.; Aggarwal, N.; Bhobhiya, K. Optimum design of cyclone separator.
345 *AIChE J.* **2009**, 55 (9), 2279-2283.
- 346 (15) Elsayed, K.; Lacor, C. Optimization of the cyclone separator geometry for minimum
347 pressure drop using mathematical models and CFD simulations, *Chem. Eng. Sci.* **2010b**, 65
348 (22), 6048-6058.
- 349 (16) Ficici, F.; Ari, V.; Kapsiz, M. The effects of vortex finder on the pressure drop in
350 cyclone separators. *Int. J. Phys. Sci.* **2010**, 5 (6), 804-813.
- 351 (17) Khalkhali, A.; Safikhani, H. Pareto based multi-objective optimization of a cyclone
352 vortex finder using CFD, GMDH type neural networks and genetic algorithms. *Eng. Optimiz.*
353 **2012**, 44 (1), 105-118.
- 354 (18) El-Batsh, H. M. Improving cyclone performance by proper selection of the exit pipe.
355 *Appl. Math. Model.* **2013**, 37 (7), 5286–5303.
- 356 (19) Brar, L. S.; Sharma, R. P.; Dwivedi, R. Effect of vortex finder diameter on flow field
357 and collection efficiency of cyclone separators. *Particul. Sci. Technol.* **2015**, 33 (1), 34-40.
- 358 (20) Stairmand, C. J. The design and performance of cyclone separators. *Ind. Eng. Chem.*
359 **1951**, 29, 356-383.
- 360 (21) Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. *Principles of Heat and*
361 *Mass Transfer*; 7th, ed.; John Wiley and Sons: Asia, 2013
- 362 (22) Holman, J. P. *Experimental Methods for Engineers*; 8th, ed.; McGraw-Hill: New
363 York, 2012

- 364 (23) Slack, M. D.; Prasad, R. O.; Bakker, A.; Boysan, F. Advances in cyclone modeling
365 using unstructured grids. *Trans. IChemE* 78 Part A **2000**, 1098-1104.
- 366 (24) Xiang, R. B.; Lee, K. W. Numerical simulation of flow patterns in cyclones of
367 different cone diameters. *Part. Part. Syst. Char.* **2005**, 22 (3), 212-218.
- 368 (25) Chuah, T. G.; Gimbun, J.; Choong, T. S. Y. A CFD study of the effect of cone
369 dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics. *Powder Technol.*
370 **2006**, 162, 126-132.
- 371 (26) Kaya, F.; Karagöz, I. Performance analysis of numerical schemes in highly swirling
372 turbulent flows in cyclones. *Curr. Sci.* **2008**, 94 (10), 1273-1278.
- 373 (27) Boysan, F.; Ewan, B. C. R.; Swithenbank, J.; Ayers, W. H. Experimental and
374 theoretical studies of cyclone separator aerodynamics. *IChemE Symp. Ser.* **1983**, 99, 305-320.
375
376
377
378

379



380

381 For Table of Contents Only

Laminar Forced Convection Over An Inclined Flat Plate With Unheated Starting Length

Oguz TURGUT^{*,1}, Ahmet Cem OZCAN¹, Hasmet TURKOGLU²

¹Gazi University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering & Clean Energy Research and Application Center (TEMENAR), 06570 Ankara-TURKEY

²Cankaya University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, 06790 Ankara-TURKEY

ABSTRACT

Two-dimensional laminar forced convection over an inclined flat plate with an unheated starting length was investigated numerically for both constant surface temperature and constant heat flux boundary conditions. The numerical study was implemented using the commercial software ANSYS Fluent 15.0. Air is used as working fluid. The influence of Reynolds number, inclination angle and the length of unheated plate on velocity and temperature distributions, surface temperature, surface heat flux and local Nusselt number was investigated. The results show that Reynolds number, inclination angle and the length of unheated region of flat plate play important role on heat transfer from the plate. It is seen that Nusselt number increases with increasing Reynolds number and inclination angle of flat plate but decreases with increasing the length of unheated region of flat plate.

Keywords: Laminar flow, forced convection, inclined flat plate, unheated starting, numerical analysis

Isıtılmamış Başlangıç Uzunluğuna Sahip Bir Eğik Düz Plaka Üzerindeki Laminar Zorlanmış Konveksiyon

ÖZ

Isıtılmamış başlangıç uzunluğuna sahip bir eğik düz plaka üzerindeki iki boyutlu laminar zorlanmış konveksiyon sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı sınır şartları için sayısal

* Corresponding author.
e-mail: oturgut2006@gmail.com

olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma ANSYS Fluent 15.0 ticari paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Reynolds sayısının, ısıtılmamış plaka uzunluğunun ve plaka eğim açısının hız ve sıcaklık dağılımları, yüzey sıcaklığı, yüzey ısı akısı ve yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar Reynolds sayısının, plaka eğim açısının ve düz plakanın ısıtılmamış bölge uzunluğunun plakadan olan ısı transferi için önemli olduğunu göstermiştir. Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı ve düz plaka eğim açısı ile arttığı, fakat düz plakanın ısıtılmamış bölge uzunluğunun artması ile azaldığı görülmüştür.

1. INTRODUCTION

The flow and heat transfer over a flat plate are encountered in various engineering applications. In some of these applications, a heat source is placed at a distance from the leading edge of the plate. In mean time, the plate can be inclined at relative to the flow direction. Such an application is commonly seen in cooling of electronic components. Operating temperatures of electronic components are significant for their reliability. Thus, low temperature is necessary for improving the life of electronic components.

The forced convection over a flat plate has been studied by a number of investigators. Nagendra [1] investigated the laminar transient forced convection heat transfer over a horizontal isothermal flat plate. Dey and Nath [2] examined the forced convection heat transfer over a horizontal semi-infinite flat plate with an unheated starting length. Ma *et al.* [3] conducted a study to investigate the two-dimensional forced convection over a horizontal flat plate with an unheated starting length using matched asymptotic expansions. Ameer [4] analytically investigated the parallel flow heat transfer over a horizontal flat plate with an unheated starting length for both constant temperature and constant heat flux boundary conditions and for both laminar and turbulent flow regimes. Vynnycky *et al.* [5] analytically and experimentally investigated the two-dimensional forced convection flow over a horizontal flat plate. Yovanovich and Teertstra [6] numerically investigated laminar forced convection over horizontal isothermal rectangular plates. Umur and Karagöz [7] carried out a numerical study to investigate the flow and heat transfer characteristics over a horizontal flat plate with an unheated starting length for two-dimensional laminar and turbulent flows under constant surface temperature boundary condition. The effect of free stream turbulence on heat transfer coefficient, velocity profile, and temperature profile on plates has been reviewed by Kondjoyan *et al.* [8]. Nan *et al.* [9] conducted an experimental study to investigate the turbulent flow over a horizontal flat plate. Kondjoyan *et al.* [10] performed an experimental study to see the effect of free stream turbulence intensity on velocity and thermal boundary layers for flow over a flat plate with an unheated section. Rebay *et al.* [11] numerically investigated the forced convection over a horizontal

microstructure having an unheated section for constant heat flux boundary condition. Juncu [12] conducted a numerical study using finite difference method to investigate transient, conjugate laminar forced convection heat transfer from a finite flat plate. Li and Nalim [13] numerically investigated the transient thermal boundary layer response owing to a convected non-uniform temperature fluid for laminar flow on a semi-infinite plate. Kumar and Mullick [14] experimentally investigated the laminar convective heat transfer from a square flat plate. Li *et al.* [15] numerically investigated turbulent compressible flow over a two-dimensional semi-infinite flat plate using two-layer eddy viscosity model. Malvandi *et al.* [16] analytically investigated the entropy generation for the steady two-dimensional flow over an isothermal flat plate. Samanta and Guha [17] carried out a study to investigate the fluid flow and heat transfer characteristics for the laminar forced convection over a horizontal plate using similarity analysis. Uddin *et al.* [18] conducted a theoretical and numerical study of two-dimensional steady laminar flow over a moving horizontal plate. Literature survey indicates that there is a lack of information about laminar forced convection heat transfer over an inclined flat plate with an unheated starting length. Therefore, in this study two-dimensional laminar forced convection over an inclined flat plate with an unheated starting length has been numerically investigated for both constant surface temperature and constant surface heat flux boundary conditions. The effect of Reynolds number, the length of unheated starting length and the inclination angle of flat plate on heat transfer, surface temperature, surface heat flux, and velocity and temperature profiles over flat plate has been investigated.

2. PROBLEM DESCRIPTION AND MATHEMATICAL FORMULATION

The schematic geometry and coordinate system used in the computational domain are shown in fig. 1. As seen in this figure, problem consists of an inclined semi-infinite flat plate and a flow over it. The flow approaches to the inclined plate horizontally with a uniform velocity U_∞ and temperature T_∞ in the direction of x' . The part of the plate starting from the leading edge, region AB, is unheated. The length of this unheated region is denoted by x_0 . The part of the plate after distance x_0 from the leading edge, region BC, is exposed to a constant temperature or constant heat flux. In other words, laminar velocity boundary layer development starts at the leading edge (at $x=-x_0$) while thermal boundary layer development begins at $x=0$ which is the beginning of the heating section. The length of the heated surface L is chosen as 50mm, and the ratio of the unheated starting length to the heated length, x_0/L , is taken as 1 and 10. x/L changes between 0 and 1.0. θ shown in fig. 1 is the inclination angle of the flat plate and measured from horizontal. The value of θ is changed between 0° and 75° to investigate the effect of inclination angle on the heat transfer over an inclined flat plate with an unheated starting length. Fluid flows parallel over the plate when θ is zero.

On the left side of the computational domain, i.e. at $x=-x_0$ (AE surface), fluid enters the domain with uniform velocity and temperature, i.e.,

$$u = U_\infty, \quad v = 0, \quad T = T_\infty = 293\text{K} \quad (4)$$

On the right side of the computational domain, i.e. at $x=L$ (DC surface), pressure outlet boundary condition is applied. On this boundary, the gage pressure is fixed to zero. Therefore, boundary conditions at the outlet are

$$\partial u / \partial x = 0, \quad \partial v / \partial x = 0, \quad \partial T / \partial x = 0, \quad p_{\text{gage}} = 0 \quad (5)$$

On the top surface, i.e. at $y=10(x_0+L)$ from the trailing edge of the plate (ED surface), pressure outlet boundary condition is considered and gage pressure is taken as zero, i.e.,

$$\partial u / \partial y = 0, \quad \partial v / \partial y = 0, \quad \partial T / \partial y = 0, \quad p_{\text{gage}} = 0 \quad (6)$$

On the unheated surface (AB surface, i.e. $-x_0 \leq x \leq 0$), no slip velocity condition is applied, i.e.,

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_\infty \quad (7)$$

On the heated surface (BC surface, $0 \leq x \leq L$), no slip velocity condition is used. For temperature, two different cases are considered: *i*) constant temperature ($T_w=328\text{K}$), *ii*) constant heat flux ($\dot{q}_{w,x}'' = 400\text{Wm}^{-2}$). These can be expressed as

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_w \text{ or } \left(\partial T / \partial n \right)_w = -\dot{q}_w'' / k \quad (8)$$

2.2. Calculation of Reynolds and Nusselt numbers

The Reynolds number based on x_0+x on the heated surface is defined as

$$Re_{x_0+x} = U_\infty (x_0 + x) / \nu \quad (9)$$

Thus, the maximum Reynolds number at the trailing edge of the plate Re_{x_0+L} is about 15.5×10^3 and 85×10^3 for $x_0/L=1$ and 10, respectively. Thus, flow is laminar at the trailing edge of the plate. Local Nusselt number based on x_0+x is calculated as

$$Nu_{x_0+x} = \dot{q}_{w,x}'' (x_0 + x) / (k(T_{w,x} - T_\infty)) \quad (10)$$

All fluid properties are taken at the free stream temperature T_∞ [19].

2.3. Numerical Solution

Numerical solutions were carried out using commercial software ANSYS Fluent 15.0. The computational scheme used by ANSYS Fluent Inc. is based on the finite volume discretization method. A typical mesh distribution is shown in fig. 3 for inclination angle of $\theta=45^\circ$.

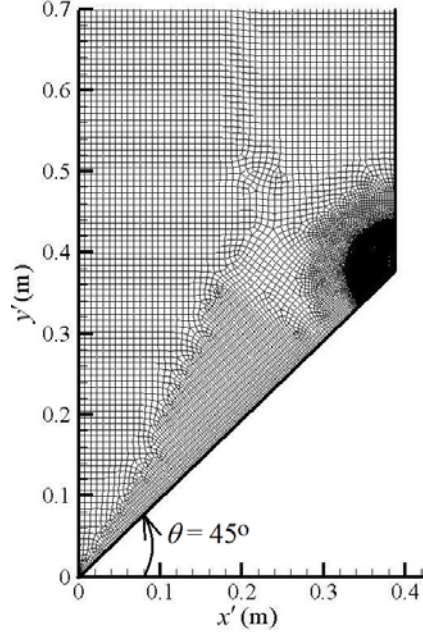


Fig. 3. Mesh distribution of the computational domain

Computations were carried out for laminar flow. Steady pressure-based solver is employed with second order upwind scheme for convective terms in the mass, momentum, and energy equations. SIMPLE-algorithm is utilized for pressure-velocity coupling. No convergence problems are observed. To attain converged solution, each equation is iterated until the residuals fall below 1×10^{-6} .

The grid independence study is performed by changing the cell size. Surface temperature and local Nusselt number along the heated plate are plotted for five different mesh systems in fig. 4(a) and 4(b), respectively, at $Re_{x0}=77120$ for $\theta=45^\circ$ and $x_0/L=10$ at constant surface heat flux boundary condition. Mesh size is changed between 35197 and 82465 (mesh1-mesh5). No significant change occurs when mesh number changes from 68651 (mesh4) to 82465 (mesh5). Thus, mesh4 is considered as the optimum mesh. This mesh is used for other Reynolds numbers Re_{x0} at $\theta=45^\circ$ and $x_0/L=10$. Mesh independency analysis is also performed when inclination angle and type of boundary condition of plate were changed.

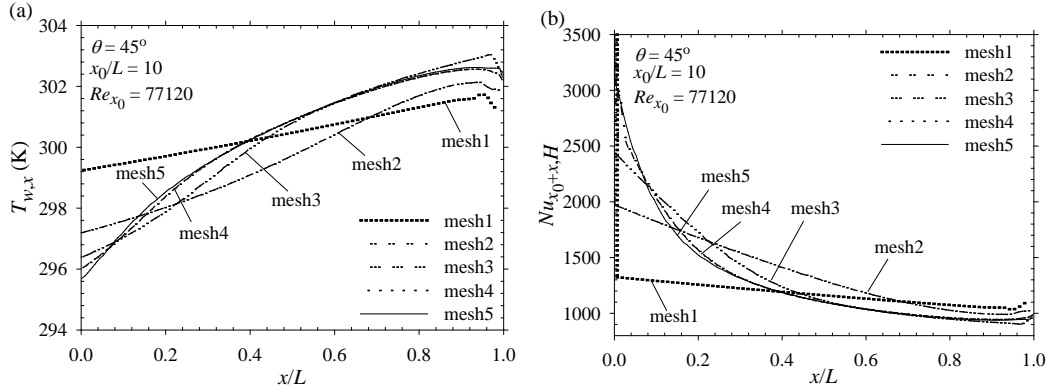


Fig. 4. Surface temperature (a) and (b) local Nusselt number along the heated plate

3. CODE VALIDATION

Local Nusselt number Nu_{x_0+x} for laminar parallel flow over a horizontal flat plate with an unheated starting length is given for constant surface temperature and constant heat flux boundary conditions, respectively, as [19]

$$Nu_{x_0+x,T} = 0.332 Re_{x_0+x}^{0.5} Pr^{1/3} \left[1 - \left(x_0 / (x_0 + x) \right)^{3/4} \right]^{1/3} \quad (11)$$

$$Nu_{x_0+x,H} = 0.453 Re_{x_0+x}^{0.5} Pr^{1/3} \left[1 - \left(x_0 / (x_0 + x) \right)^{3/4} \right]^{1/3} \quad (12)$$

To assess the accuracy of the present results, the computed Nu_{x_0+x} for constant surface temperature and constant surface heat flux boundary conditions are plotted along the heated flat plate in figures. 5(a) and 5(b) for $\theta=0^\circ$, $x_0/L=10$ and $Re_{x_0}=77120$. It is seen that present results are in good agreement with literature results.

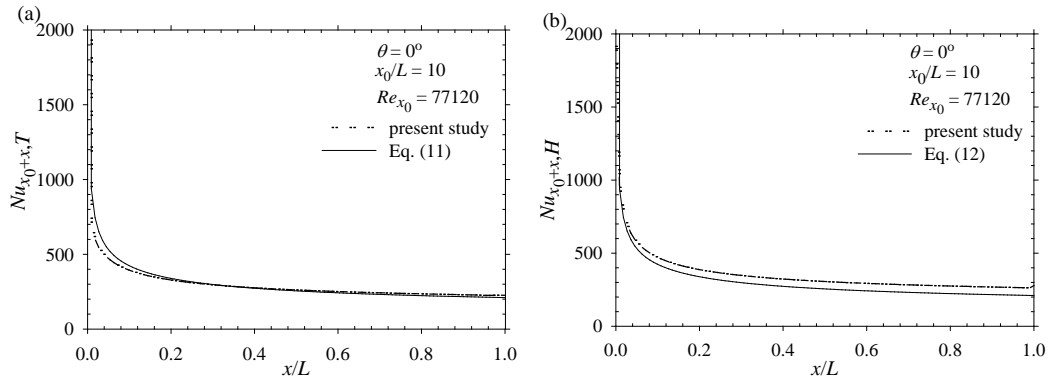


Fig. 5. Nu_{x_0+x} along the heated section for (a) constant temperature and (b) constant heat flux

4. RESULTS AND DISCUSSION

After showing the validation of numerical results, the effects of Reynolds number, length of the unheated starting length and inclination angle of flat plate on flow and temperature fields, surface temperature, surface heat flux and local Nusselt number were investigated. To carry out these analysis, simulations were performed for the Reynolds numbers Re_{x0} changing from 7710 to 77120, for the inclination angle of $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$, and for the ratio of the unheated starting length to the heated length of $x_0/L = 1$ and 10.

Typical dimensionless x -velocity u/U_∞ on the heated surface at a position of $x/L=0.20$ is plotted along y -axis in fig. 6(a) for three different Reynolds numbers Re_{x0} for $x_0/L=10$ at $\theta=0^\circ$. Dimensionless velocity over flat plate changes between zero and unity. As seen in fig. 6(a), velocity boundary layer thickness increases with decreasing Reynolds number. Velocity boundary layer thickness is defined as the distance at which 99% of the free stream velocity magnitude is achieved. Based on this definition, velocity boundary layer thicknesses for the Reynolds number Re_{x0} of 7710, 46120 and 77120 are obtained as 18.20mm, 8.14mm and 6.02mm, respectively. In fig. 6(b), typical dimensionless temperature $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$ on the heated surface at a given position $x/L=0.20$ is plotted for three different Re_{x0} . It is seen that dimensionless temperature on the heated surface changes from zero to unity in the thermal boundary layer, and it remains constant outside of the boundary layer. Thermal boundary layer thickness is defined as the distance from surface at which $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)=0.99$. Thus, thermal boundary layer thicknesses for $Re_{x0}=7710$, 46120 and 77120 are 6.31mm, 3.04mm and 1.94mm, respectively. That is, temperature boundary layer thickness decreases when flow velocity increases. Thus, the decreasing thermal boundary layer thickness results in increasing heat transfer.

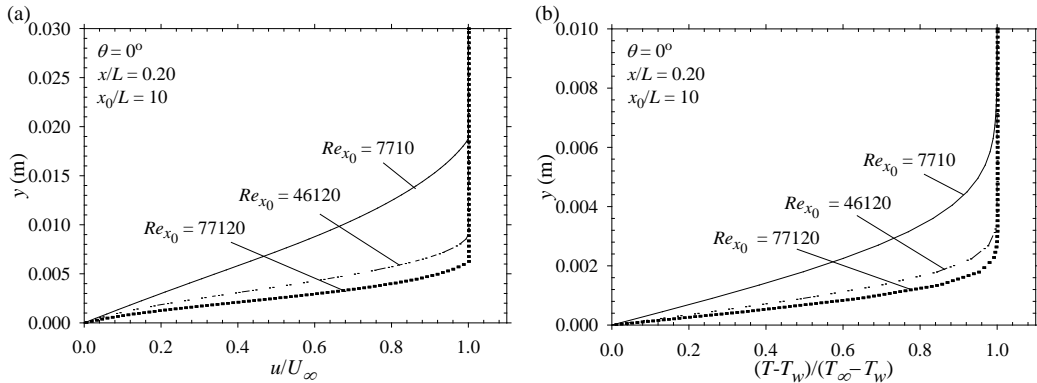


Fig. 6. Variation of (a) u/U_∞ and (b) $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$ on the heated surface at $x/L=0.20$ for $\theta=0^\circ$ and $x_0/L=10$

Dimensionless axial velocity u/U_∞ is plotted in fig. 7(a) on the heated surface at three different positions at $\theta=0^\circ$ for $x_0/L=10$ and $Re_{x0}=46120$. It is seen that dimensionless velocity changes from zero to unity in the hydrodynamic boundary layer, and it remains constant at unity out of the boundary layer. Velocity boundary layer thickness increases along the heated surface. In other words, velocity boundary layer thicknesses for $Re_{x0}=46120$ at $x/L=0.20$, 0.50 and 1 (near the leading edge, at the middle, and at the trailing

edge of the heated surface) are 8.42mm, 8.79mm and 9.32mm, respectively. Likewise, typical dimensionless temperature $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$ is shown in fig. 7(b) on the heated surface at three different positions at $\theta=0^\circ$ for $x_0/L=10$ and $Re_{x_0}=46120$. Dimensionless temperature varies between zero and unity inside thermal boundary layer, and it takes value of unity outside the thermal boundary layer. Also, it is seen that thermal boundary layer thickness increases from leading edge to the trailing edge over the heated surface. Thermal boundary layer thicknesses for $Re_{x_0}=46120$ at $x/L=0.20$, 0.50 and 1.0 are 3.04mm, 3.91mm and 4.82mm, respectively.

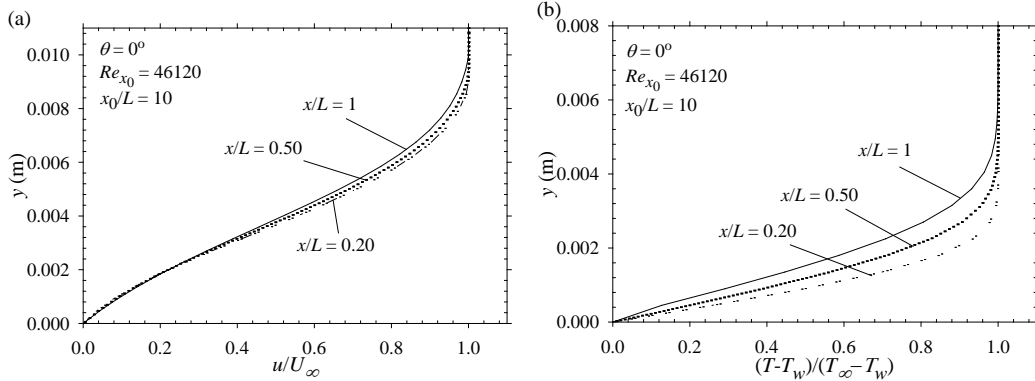


Fig. 7. (a) u/U_∞ and (b) $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$ along y-axis at three different x/L for $\theta=0^\circ$, $x_0/L=10$ and $Re_{x_0}=46120$

The effect of the length of unheated starting length on surface temperature and thermal boundary layer are designated in fig. 8. In fig. 8(a), typical surface temperature is plotted along heated length at constant heat flux boundary condition for three different free stream velocities at $\theta=0^\circ$ for $x_0/L=1$ and 10. It is seen that unheated starting length affects the surface temperature of the heated section. The surface temperature of the heated section for short unheated section is smaller than that of long unheated starting section. That is, more heat is transferred from the surface for short unheated section. Dimensionless temperature $(T-T_w)/(T_\infty-T_w)$ at $x/L=0.20$ for $\theta=0^\circ$ is plotted in fig. 8(b) to see the effect of the length of unheated section on thermal boundary layer thickness for two different free stream velocities. Thermal boundary layer thicknesses at $x/L=0.20$ for $x_0/L=1$ are 4.23mm and 1.40mm for $U_\infty=0.276\text{ms}^{-1}$ and 2.76ms^{-1} , respectively. However, thermal boundary layer thicknesses at $x/L=0.20$ for $x_0/L=10$ are 6.31mm and 1.94mm for $U_\infty=0.276\text{ms}^{-1}$ and 2.76ms^{-1} , respectively. In other words, thermal boundary layer thickness for $x_0/L=10$ is greater than that of $x_0/L=1$. Therefore, increasing thermal boundary layer thickness results in decreasing heat transfer. It is seen that unheated section length affects the thermal boundary layer thickness. In other words, velocity boundary layer affects thermal boundary layer.

Typical temperature contours over heated surface are plotted in fig. 9 for three different Reynolds numbers at constant heat flux boundary condition for $\theta=0^\circ$ and $x_0/L=10$. It is seen that thermal boundary layer thickness decreases while Reynolds number increases, as expected. Similar result can be seen in fig. 6(a). Thus, heat transfer increases as Reynolds number increases.

Typical temperature contours are shown in fig. 10 over the heated surface at different inclination angles of flat plate for $Re_{x0}=7710$ at $x_0/L=10$. As seen in fig. 10, inclination angle affects the thermal boundary layer. That is, thermal boundary layer thickness decreases while inclination angle increases, and this causes an increase in heat transfer.

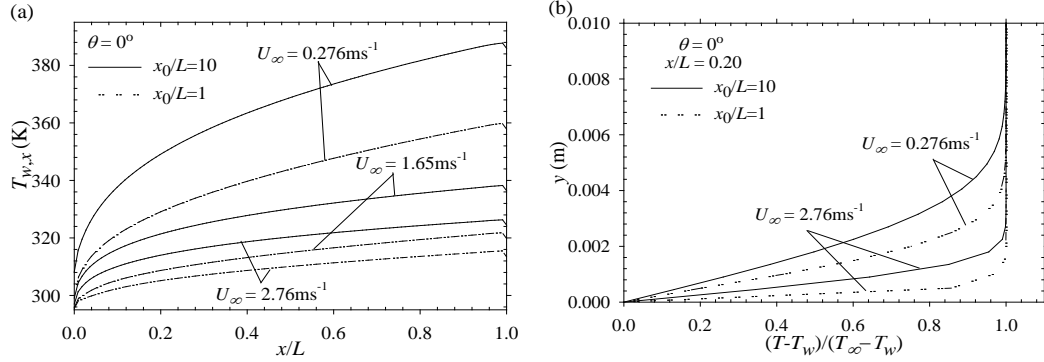


Fig. 8. The effect of unheated starting length on (a) surface temperature and (b) thermal boundary layer thickness

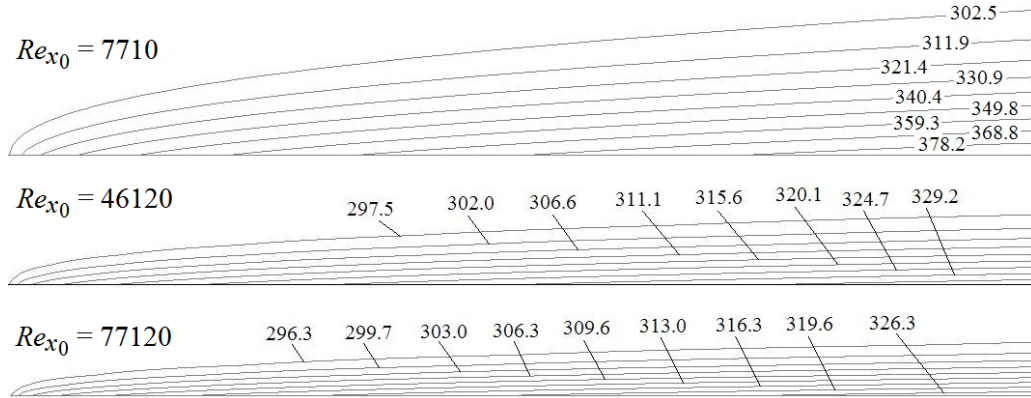


Fig. 9. Temperature contours over heated surface for different Reynolds numbers at constant heat flux for $\theta=0^\circ$

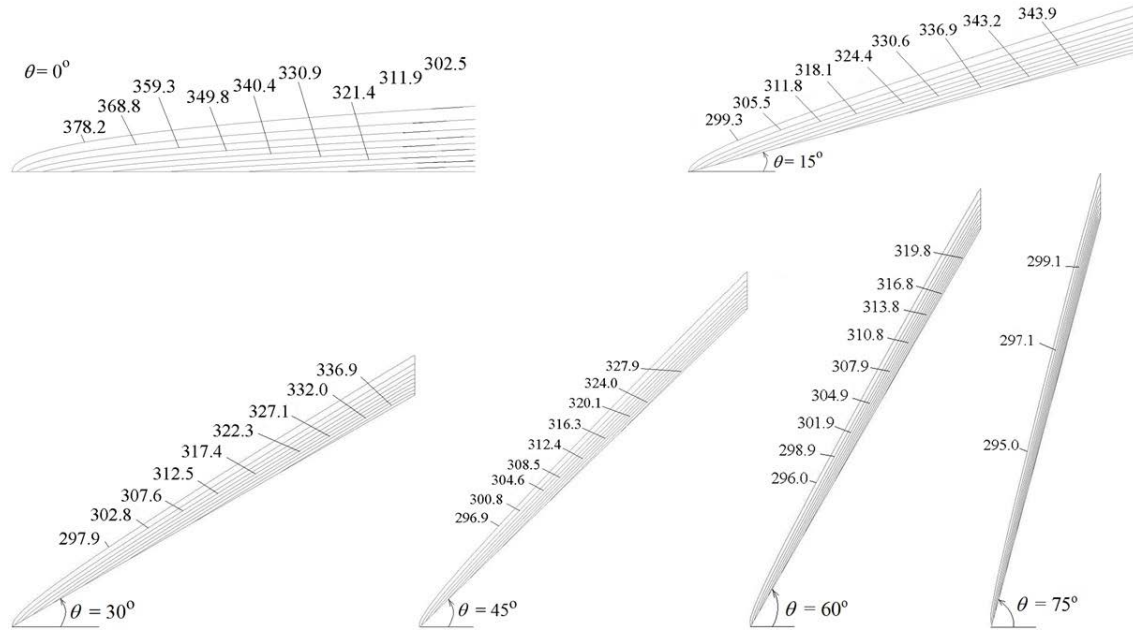


Fig. 10. Typical temperature contours over the heated surface for different θ values at $Re_{x0}=7710$

The effects of Reynolds number Re_{x0} on surface temperature and heat flux are shown in fig. 11(a) and 11(b) for constant heat flux and constant surface temperature boundary conditions, respectively. Figure 11(a) shows the variation of the surface temperature with Reynolds number along the heated plate for $\theta=0^\circ$ and $x_0/L=10$ at constant heat flux boundary condition. It is observed in fig. 11(a) that, at a given location x/L (e.g. at $x/L=0.80$), surface temperature increases when Reynolds number decreases for constant heat flux boundary condition. As for fig. 11(b), variation of surface heat flux along the heated plate is given at different Reynolds numbers for constant surface temperature boundary condition at $\theta=0^\circ$ and $x_0/L=10$. It is seen that heat flux on the surface decreases along the duct. It is also seen that surface heat flux at a given position on the plate increases with increasing Reynolds number.

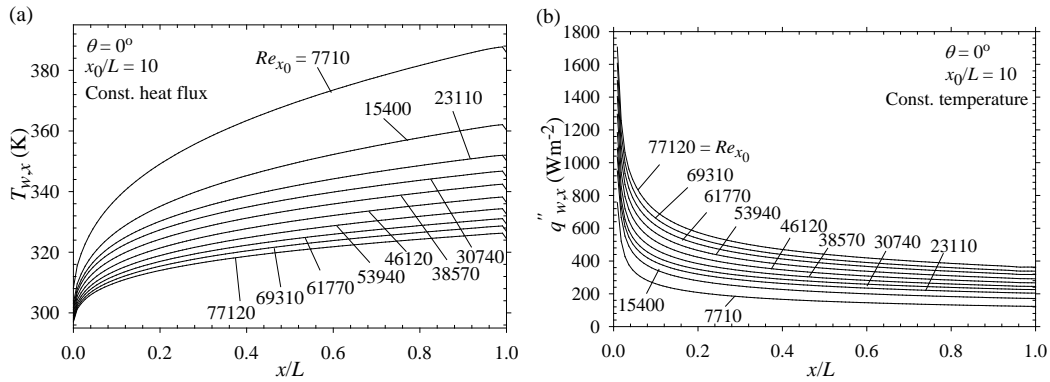


Fig. 11. Variation of surface temperature (a) and heat flux (b) along the heated surface at $\theta=0^\circ$ and $x_0/L=10$ for different Re_{x_0} at constant surface heat flux and constant temperature

The variation of local Nusselt number along the heated plate for different Reynolds numbers Re_{x_0} at $x_0/L=10$ and $\theta=0^\circ$ is shown in fig. 12(a) and 12(b) for constant surface temperature and constant heat flux boundary conditions, respectively. It is seen that the local Nusselt number decreases along the heated plate. At a given position, it is also seen that local Nusselt number increases with increasing Reynolds number. This result can also be seen in fig. 6(b) due to the decreasing of thermal boundary layer thickness.

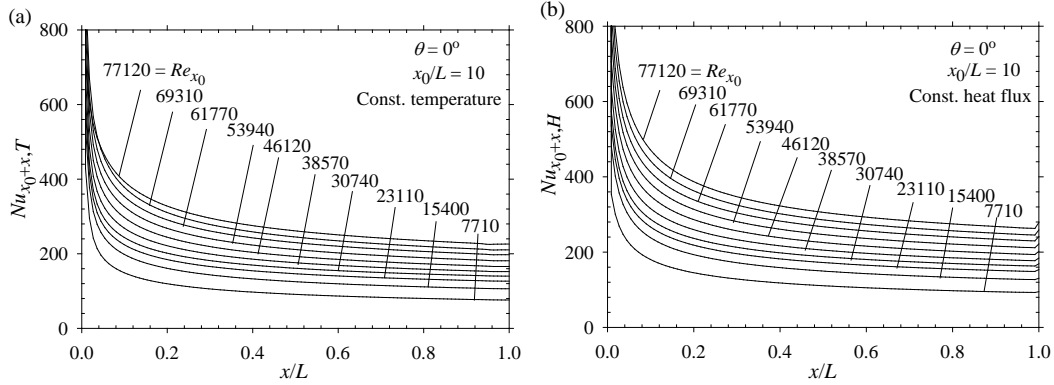


Fig. 12. Variation of local Nusselt number along heated plate for different Reynolds numbers at constant temperature (a) and heat flux (b)

Comparison of local Nusselt number for constant surface heat flux and constant surface temperature boundary conditions is designated along heated surface in fig. 13 for $x_0/L=10$ and $\theta=0^\circ$ at $Re_{x_0}=77120$. It is seen that local Nusselt number for constant heat flux boundary condition is higher than that of constant surface temperature boundary condition at a given position. In other words, heat transfer coefficient for constant heat flux boundary condition is about 20 percent higher than that of constant surface temperature boundary condition at the trailing edge of the heated surface.

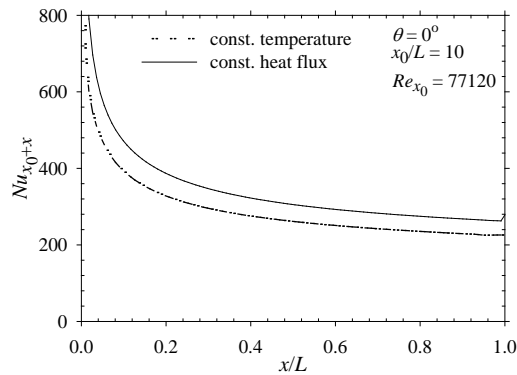


Fig. 13. Local Nusselt number along heated surface

The effect of θ on surface temperature and heat flux is given in fig. 14(a) and 14(b) for constant heat flux and constant surface temperature at $Re_{x_0}=7710$ for $x_0/L=10$. It is seen that surface temperature increases along heated surface. It is also seen that surface temperature depends on θ . Surface temperature decreases with increasing θ at a given position for constant surface heat flux. With regard to fig. 14(b), surface heat flux is plotted along heated surface at different θ . Heat flux begins with a high value at the beginning of the heated surface and decreases along heated surface. At a given position, it is seen that, e.g. at $x/L=0.8$, heat flux increases with increasing θ at same constant surface temperature.

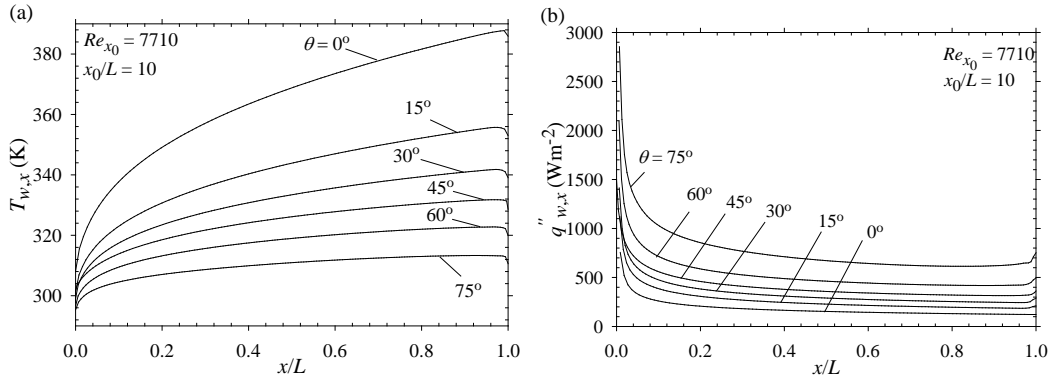


Fig. 14. Variation of (a) surface temperature and (b) heat flux along heated surface

The effect of θ on local Nusselt number is shown in fig. 15(a) and 15(b) along heated surface for $x_0/L=10$ and $Re_{x_0}=7710$. In fig. 15(a), typical local Nusselt number for constant surface temperature is plotted along heated surface for different θ . It is seen that local Nusselt number decreases along the heated surface. Also, it is seen that local Nusselt number increases with increasing θ at a constant position. Similar result can be seen in fig. 10 as well. In other words, maximum Nusselt number is obtained for $\theta=75^\circ$. In fig. 15(b), local Nusselt number for constant surface heat flux is shown along heated surface at different θ values for $x_0/L=10$ and $Re_{x_0}=7710$. It is seen that local Nusselt number has similar behavior as the case of constant surface temperature. As seen in fig. 15, inclination angle of flat plate affects the local Nusselt number.

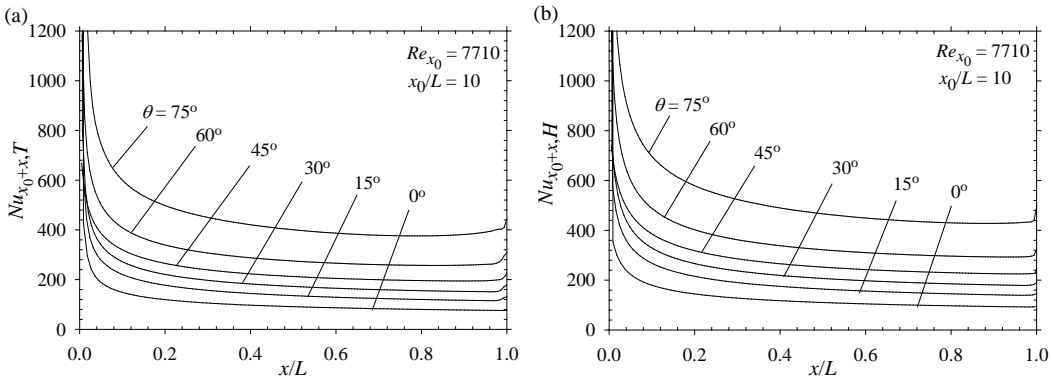


Fig. 15. Local Nusselt number versus x/L for $Re_{x0}=7710$ at constant temperature (a) and heat flux (b)

5. CONCLUSIONS

Two-dimensional laminar flow and forced convection on a flat plate with an unheated starting length are numerically investigated under both constant surface temperature and constant heat flux boundary conditions. Numerical analysis has been carried out for different Reynolds numbers ($7710 \leq Re_{x0} \leq 77120$), different inclination angles of flat plate ($0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$), and two different unheated starting length ($x_0/L=1$ and 10). Air is used as the working fluid ($Pr=0.71$). It is seen that the inclination angle, unheated starting length of flat plate and Reynolds number affect the heat transfer. Heat transfer decreases with increasing unheated starting length, but increases with increasing Reynolds number and inclination angle of flat plate. It is seen that velocity boundary layer affects the thermal boundary layer.

REFERENCES

- [1] Nagendra H. R., "Transient forced convection heat transfer from an isothermal flat plate", *AIAA Journal*, 11: 876-878, (1973)
- [2] Dey J. and Nath G., "Forced convection heat transfer over a semi-infinite plate", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25: 1774-1776, (1982)
- [3] Ma S. W., Gerner F. M. and Tsuei Y. G., "Composite expansions on forced convection over a flat plate with an unheated starting length", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35: 3275-3289, (1992)
- [4] Ameer T. A., "Average effects of forced convection over a flat plate with an unheated starting length", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 24: 1113-1120, (1997)
- [5] Vynnycky M., Kimura S., Kanev K. and Pop I., "Forced convection heat transfer from a flat plate: The conjugate problem", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41: 45-59, (1998)
- [6] Yovanovich M. M. and Teertstra P., "Laminar forced convection from isothermal rectangular plates from small to large Reynolds numbers", *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, AIAA-98-2675: 1-14, (1998)
- [7] Umur H. and Karagöz I., "An investigation of external flows with various pressures and surfaces", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 26: 411-419, (1999)

- [8] Kondjoyan A., Péneau F. and Boisson H. C., “Effect of high free stream turbulence on heat transfer between plates and air flows: A review of existing experimental results”, *International Journal of Thermal Sciences*, 41: 1–16, (2002)
- [9] Nan J., Yu-chun W., Whei S. and Zhen-dong W., “Experimental study of measurement for dissipation rate scaling exponent in heated wall turbulence”, *Applied Mathematics and Mechanics*, 23: 1035-1044, (2002)
- [10] Kondjoyan A., Péneau F. and Boisson H. C., “Development of flat-plate thermal and velocity boundary layers under highly turbulent and instable air flows: Reynolds numbers ranging from 8400 to 127 000”, *International Journal of Thermal Sciences*, 43: 1091–1100, (2004)
- [11] Rebay M., Padet J. and Kakaç S., “Forced convection from a microstructure on a flat plate”, *Heat and Mass Transfer*, 43: 309-317, (2007)
- [12] Juncu Gh., “Unsteady conjugate forced convection heat/mass transfer from a finite flat plate”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47: 972–984, (2008)
- [13] Li H. and Nalim M. R., “Thermal-boundary-layer response to convected far-field fluid temperature changes”, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 130: 101001-101001-6, (2008)
- [14] Kumar S. and Mullick S. C., “Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions”, *Solar Energy*, 84: 956–963, (2010)
- [15] Li H., Nalim M. R. and Merkle C. L., “Transient thermal response of turbulent compressible boundary layers”, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 133: 081701-081701-8, (2011)
- [16] Malvandi A., Ganji D. D., Hedayati F., Kaffash H. M. and Jamshidi M., “Series solution of entropy generation toward an isothermal flat plate”, *Thermal Science*, 16: 1289-1295, (2012)
- [17] Samanta S. and Guha A., “Similarity theory for forced convection over horizontal plates”, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 27: 506-514, (2013)
- [18] Uddin M. J., Khan W. A., Ismail A. I. and Hamad M. A. A., “New similarity solution of boundary layer flow along a continuously moving convectively heated horizontal plate by deductive group method”, *Thermal Science*, 19: 1017-1024, (2015)
- [19] Incropera F. P., DeWitt D. P., Theodore L. B. and Adrienne S. L., “Principles of heat and mass transfer”, John Wiley and Sons Inc., Singapore, (2013)

**ABSORPTION OF CARBON DIOXIDE INTO SODIUM METABORATE
SOLUTION**

Duygu UYSAL¹, Özkan Murat DOĞAN¹, Bekir Zühtü UYSAL^{1*}

**Department of Chemical Engineering and
Clean Energy Research and Application Center (CERAC-TEMENAR)
Gazi University, Maltepe, Ankara, 06570 Turkey**

***Corresponding author: Tel : +90 (312) 5823501, Fax : +90 (312) 2308434,**

E-mail address: bzuysal@gazi.edu.tr

ABSTRACT

Hydrogen is getting an increasing attention as the medium for energy storage and sodium borohydride is accepted as a suitable carrier for hydrogen. The main product of the process by means of which hydrogen is produced from sodium borohydride is sodium metaborate. This work aims at finding an alternative use for sodium metaborate and specifically investigating the feasibility to use it for carbon dioxide capture from flue gases. The products of this chemical absorption are sodium carbonate, sodium bicarbonate and boric acid, all of which are industrially important chemicals. A bubble column was used in the experiments. Oxygen desorption technique was employed to determine the liquid side physical mass transfer coefficient. Chemical mass transfer coefficient was determined by absorption of carbon dioxide from its mixture with nitrogen into sodium metaborate solution. Enhancement factor was then calculated and a correlation was developed for it.

Keywords: carbon dioxide absorption, sodium metaborate, bubble column, mass transfer, absorption with chemical reaction, enhancement factor.

1. INTRODUCTION

It is strongly believed that hydrogen will be the energy carrier in the near future and sodium borohydride is one of the best hydrogen carriers. Current problem in this technology is, however, either to recycle or to find alternative use for sodium metaborate, which is the product of the process by means of which hydrogen is obtained from sodium borohydride.

Besides this, carbon dioxide (CO_2) is one of the major greenhouse gases and it is seen as the primary cause for global warming. The removal of CO_2 as well as other acidic gases such as H_2S , SO_2 and COS from flue gas in fossil fueled power generation is an important operation for the abatement of greenhouse gas emissions. This process, simply called post combustion carbon dioxide capture process, has attracted substantial attention as it also allows retrofitting in existing power plants. Alkanolamines such as monoethanolamine (MEA), diethanolamine (DEA), di-isopropanolamine (DIPA) and methyldiethanolamine (MDEA) have been the mostly employed solvents in this process [Versteeg et al., 1996; Kumar et al., 2003; Dugas and Rochelle, 2009; Edali et al., 2009 Hamborg, 2011; Meldon and Morales-Cabrera, 2011]. MEA has been the most common one. It is also common practice to add some additives to promote the rate of absorption [Kohl and Nielsen, 1997; Aronu et al., 2009; Aronu et al., 2010]. Degradation in time, corrosive properties and large energy requirement for desorption of CO_2 in a cyclic process using alkanolamines have made it necessary to look for alternative solvents [Goff and Rochelle, 2004; Portugal et al., 2007]. The use of, for example, aqueous ammonia solution has evolved in this effort [Baluwhoff et al., 1983; Yeh et al., 2005; Derks and Versteeg, 2009; Telikapelli et al., 2010; Darde et al., 2011; Liu et al., 2011]. Though, the necessity to work relatively at low temperatures ($0\text{-}10^\circ\text{C}$) for CO_2 absorption by ammonia process seems to be another important drawback. Thus, investigations will continue to come up with an appropriate solvent enabling efficient absorption of CO_2 at operating conditions close to atmospheric conditions.

In this work, sodium metaborate was used to capture CO₂. Therefore, it serves to both objectives, i.e. to capture carbon dioxide emission from combustion of fossil fuels and to help finding alternative area of use for sodium metaborate. The products of this chemical absorption are sodium carbonate, sodium bicarbonate and boric acid; all are individually important chemicals in industry and in fact can be used directly as a mixture, for example, in glass industry. The present work was planned in this strait with the hope of contribution to the use of hydrogen energy as well by utilizing the product of sodium borohydride hydration reaction [Uysal et al., 2017].

In addition, scientific and industrial interest in bubble columns has increased considerably in the last decades [Ityokumbul et al., 1994; Haut et al., 2004; Kantarci et al., 2005]. Bubble column is simple, easy to operate, control and scale up, and effective in contacting gas and liquid streams [Jakobsem et al., 2001; Dhaouadi et al., 2008]. High interfacial areas as a few thousand m²/m³ can be achieved with porous plate spargers [Álvarez et al., 2008]. Its simplicity and effectiveness were the primary reasons of its use as a contactor in the present work.

The capability of sodium metaborate to absorb carbon dioxide and the kinetics of the reaction between dissolved carbon dioxide and the sodium metaborate were investigated previously [Uysal et al., 2017]. In this work, chemical absorption studies were performed with a bubble column operating continuously with respect to liquid and gas to see the extent of enhancement factor attainable for carbon dioxide capture by sodium metaborate with respect to physical absorption.

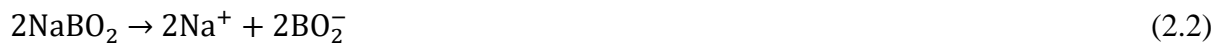
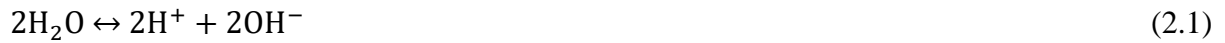
2. MATERIAL AND METHODS

In order to investigate the absorption of carbon dioxide into sodium metaborate solution, series of work was performed by using a bubble column, a widely used liquid-gas contactor. Bubble columns are one of the multiphase systems. The ratio of height to diameter of them is generally within the range of 1.5-20 [Harriot, 2002]. A bubble column is simply considered as a tank with a gas distributor at the bottom. Bubble columns are widely used in laboratories and industrial applications due to their many advantages. The heat and mass transfer characteristics of them are excellent, meaning they provide high coefficients of heat and mass transfer. They do not have mobile pieces in the system and they are compact, thus maintenance and operating costs are low [Degaleesan, et al., 2001].

The characterization of fluid dynamics of bubble columns is very important for operation and performance of the system. It is highly dependent on the flow regime attained. The classification of the flow regime is done according to the gas flow rate [Kantarci et al., 2005]. There are mainly three type of flow regimes: homogeneous regime (bubbly flow), heterogeneous regime (churn-turbulent flow) and slug regime [Hyndman et al., 1997]. There are also regions between the main regimes, known as the transition ranges. It is not possible to give certain gas flow rate intervals for all these regimes. There are many studies done in different systems and the results of intervals for these regimes and regime boundaries are different from each other [Kantarci et al., 2005; Hyndman et al., 1997; Bach and Pilhofer, 1978; Oels et al., 1978; Krishna et al., 1991; Yamashita and Inoue, 1975]. These qualifications are specific properties of a column; hence firstly flow characteristics should be identified in a study using a bubble column. The main characteristic property affecting the performance is the gas holdup. So this work was planned to determine the gas holdup first and then to investigate the mass transfer aspect. Since the CO₂ absorption is with chemical reaction, studies for the calculation of both physical and chemical mass transfer coefficients were done to see the enhancement due to chemical reaction [Uysal et al., 2017]. Liquid side

physical mass transfer coefficient was determined employing oxygen desorption method. Chemical mass transfer coefficient was determined by wet analysis method. The enhancement factor was then calculated to see the contribution of the reaction to absorption.

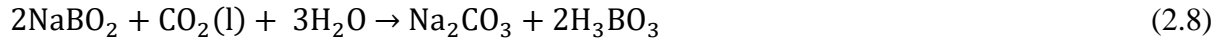
The reactions taking place in the process of carbon dioxide absorption into sodium metaborate solution are given below [Uysal et al., 2017].



According to this mechanism, the water molecules dissociate, and sodium and metaborate ions are dispersed in water. Carbon dioxide gas passing to the solution firstly dissolves in this solution and forms bicarbonate and carbonate ions with hydroxide ions of dissociated water. These ions immediately proceed to react with sodium ions producing eventually sodium carbonate. The other ions, which are hydrogen ions of dissociated water and borate ions produce boric acid.

It may be noted here that the anion present in aqueous solutions of metaborates is the tetrahedral monoborate ion, which is $\text{B}(\text{OH})_4^-$ [Adams, 1964; Edwards et al., 1955] but due to the simplicity, the $\text{B}(\text{OH})_4^-$ ion can be abbreviated and written as BO_2^- [Edwards et al., 1955].

The overall reaction between dissolved carbon dioxide and sodium metaborate can then be written as follows.



Excess sodium metaborate also reacts with boric acid to give borax [Uysal et al., 2017].



2.1. Experimental setup

The experimental setup is shown in Figure 1. A pyrex column with a diameter of 80 mm and a height of 750 mm was used in the experiments. The solution was prepared in 50 L tank and fed to the top of the column by a calibrated pump (Heidolph Pumpdrive 5206 with Masterflex pump pipe 96410-14). Air or CO₂-air mixture was first passed through a humidifier to saturate it with water and then introduced to the porous glass sparger at the bottom of the column. The gas flow rate was measured by a Cole-Parmer rotameter. Gas and liquid flow rates were chosen to ensure smooth bubbly flow [Deckwer et al., 1980]. The liquid flow rate was varied between 0.5 – 1.8 L/min and the gas between 4-40 L/min.

Please insert Figure 1 here.

2.2. Gas holdup measurement

Holdups were determined by measuring the liquid heights in the piezometer and in the column, as shown in Figure 1. By the equations given below, liquid and gas holdups of the column at different rates of gas ranging between 4-40 L/min were calculated.

$$\epsilon_L = \frac{H_{\text{piezometer}}}{H_{\text{column}}} \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_G = \frac{H_{\text{column}} - H_{\text{piezometer}}}{H_{\text{column}}} = 1 - \varepsilon_L \quad (2.11)$$

2.3. Liquid side physical mass transfer coefficient

Liquid side physical mass transfer coefficient was determined employing oxygen desorption method. Distilled water saturated with oxygen in an external tank was fed to the column where it was brought in contact in a countercurrent mode with rising bubbles of air. The concentration of oxygen in water at the inlet and at the exit of the column was measured using an oxygen meter (YSI Incorporated Model 50B Dissolved Oxygen Meter). The superficial velocities of air and liquid were changed between 0.0185 - 0.1 m/s and 0.0017 - 0.0068 m/s, respectively. Liquid side physical mass transfer coefficient for oxygen was calculated using the following expression;

$$(k_x^o a) = \frac{L}{Z_T S_c} \ln \left(\frac{x_{\text{in}} - x_i}{x_{\text{out}} - x_i} \right) \quad (2.12)$$

Here, x_i is the interfacial composition at the liquid side in equilibrium with the gas side oxygen composition. It can be assumed to be constant for the temperature at which the experiment was carried out. These values can be found in the literature [Perry and Green, 2008] as a function of temperature and should be corrected for the total pressure.

Physical mass transfer coefficient, $k_L^o a$, can be calculated as follows.

$$(k_L^o a) = \frac{(k_x^o a)}{c} \quad (2.13)$$

where c is the total concentration at the liquid side. Since $k_L^0 a$ is proportional to the square root of the diffusivity, liquid side physical mass transfer coefficient for carbon dioxide can be estimated using the following correction factor [Perry and Green, 2008; Cents et al., 2005];

$$\frac{(k_L^0 a)_{\text{CO}_2}}{(k_L^0 a)_{\text{O}_2}} = \sqrt{\frac{D_{\text{CO}_2}^{\text{H}_2\text{O}}}{D_{\text{O}_2}^{\text{H}_2\text{O}}}} = 0.807 \quad (2.14)$$

2.4. Liquid side chemical mass transfer coefficient

Liquid side mass transfer coefficient for absorption of carbon dioxide with chemical reaction was determined by performing experiments where carbon dioxide was absorbed into sodium metaborate solution in the column operating in the countercurrent mode with continuous gas and liquid phases. The gas phase fed to the column consisted of 15 mol% CO_2 and 85 mol% N_2 . This is a typical maximum possible value of CO_2 in the flue gas of coal combustion systems in industry. The liquid feed was 4.5 wt-% sodium metaborate solution. The reason for using concentrated solution was to neglect the change in the solution properties during absorption.

Considering the reaction between carbon dioxide and sodium metaborate given above, wet chemical analysis of the liquid at the inlet and exit for carbonates enabled the calculation of the total rate of carbon dioxide absorption, W [mol/s]. This can also be expressed in terms of average mass flux, N_{CO_2} .

$$W \left[\frac{\text{mol}}{\text{s}} \right] = N_{\text{CO}_2} \left[\frac{\text{mol}}{\text{m}^2 \text{s}} \right] a \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \right] (S_C Z_t) [\text{m}^3] \quad (2.15)$$

Noting,

$$S_C Z_t = V \quad (2.16)$$

The average mass flux, N_{CO_2} , becomes;

$$N_{CO_2} a = W/V \quad (2.17)$$

and using the definition of the flux, volumetric mass transfer coefficient for CO_2 with fast chemical reaction can be estimated.

$$k_x(x_i - x_{bulk})a = k_x(x_i - 0)a = W/V \quad (2.18)$$

or,

$$(k_x a) = W/(V \cdot x_i) \quad (2.19)$$

This can easily be converted to chemical mass transfer coefficient, $k_L a$;

$$k_L a = \frac{k_x a}{c} \quad (2.20)$$

2.5. Enhancement factor

The enhancement factor is a measure of the contribution of chemical reaction to the absorption process and is represented by the ratio of the rate of absorption with chemical reaction to the rate of physical absorption. Using the definition of the mass transfer flux, the

experimental value of the enhancement factor for chemical absorption of carbon dioxide can be expressed as follows;

$$E = \frac{k_L a}{k_L^o a} \quad (2.21)$$

where, $k_L a$ is the chemical mass transfer coefficient and $k_L^o a$ is the physical mass transfer coefficient.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Gas holdup

The overall mass transfer rate per unit volume in a bubble column is mostly governed by the liquid-side mass transfer coefficient [Chen et al., 2008]. Moreover, in a bubble column the variation of the overall mass transfer coefficient per unit volume is primarily due to variations in the interfacial area [Fan, 1989]. Thus a precise knowledge of gas holdup is needed to determine the performance of bubble columns. The basic factors affecting gas holdup are superficial gas velocity, liquid properties, column dimensions, operating temperature and pressure and gas distributor design [Kantarci et al., 2005]. It is recommended to consider the flow regime map for bubble columns to identify the regime involved before adapting any correlation [Deckwer et al., 1980; Shah et al., 1982]. Even for similar studies at comparable gas velocities, gas holdup values reported may show differences of more than two fold [Kantarci et al., 2005]. The best approach is, therefore, to determine the gas holdup experimentally for the column in which mass transfer studies are carried out. Gas holdup, determined from piezometer readings, with increasing and decreasing gas velocities is given in Figure 2.

Please insert Figure 2 here.

It may be worth to state that the present data values are close to the predictions made by the correlation of Joshi and Sharma [Joshi and Sharma, 1979] at low gas velocities and to those of Kawase and Moo-Young [Kawase and Moo-Young, 1987] at high gas velocities. Considering the column diameter and gas velocities employed in the present research, the flow regime in the present study starts with homogeneous bubble flow at low velocities up to about 0.035 m/s and then falls mostly in the transition regime [Deckwer et al., 1980]. At velocities greater than about 0.08 m/s the regime becomes slug flow and the gas holdup does not show appreciable variation. The variation of gas holdup values in the present study thus indicate clearly the change from homogeneous bubble flow to transition regime, covering both ranges, and implying the passage from Joshi and Sharma correlation predictions at low gas velocities to Kawase and Moo Young correlation predictions at relatively high gas velocities. As gas holdup may also be affected by the wall effects for column diameters smaller than 0.1 m and the sparger design employed [Deckwer et al., 1980; Luo et al, 1999], it was preferred to develop a correlation for the present work. The correlation developed was in a form similar to that of Joshi and Sharma [Joshi and Sharma, 1979] due to its simplicity and is given below ($r^2=0.99$);

$$\varepsilon_G = \frac{15.14 u_G}{3.18 + 2u_G} \quad (2.22)$$

3.2. Liquid side physical mass transfer coefficient

The data obtained from the experiments for desorption of oxygen and Equations (2.12, 2.13 and 2.14) were used to calculate the liquid side physical volumetric mass transfer coefficient for carbon dioxide. The results are given in Figure 3. The values of $k_L^0 a$ are in good

agreement with the literature [Zehner and Kraume, 2000]. These results were subjected to a regression analysis and the following correlation was developed with $r^2=0.92$.

$$(k_L a)_{CO_2} = 46.84 u_G^{0.75} u_L \quad (2.23)$$

As it can also be seen from Figure 3, it was found that the volumetric mass transfer coefficient for carbon dioxide increases with both gas and liquid velocities.

Please insert Figure 3 here.

3.3. Liquid side chemical mass transfer coefficient

The results of the experiments carried out for the determination of the liquid side mass transfer coefficient with chemical reaction between absorbed carbon dioxide and sodium metaborate are presented in Figure 4. The chemical mass transfer coefficient values obtained in this study are in very good agreement with similar studies on absorption of carbon dioxide in alkaline solutions with chemical reaction within the same gas and liquid velocity ranges [Chen et al., 2008; Sada et al., 1985].

Please insert Figure 4 here.

The data given in this Figure 4 were subjected to a regression analysis and the following equation was obtained.

$$(k_L a)_{CO_2} = 3.63 u_G^{0.83} u_L^{0.11} \quad (2.24)$$

When the correlations developed for physical and chemical mass transfer coefficients are compared, it is interesting to note that while the effect of gas velocity is more or less the

same, relative effect of liquid velocity is smaller in case of chemical absorption. The exponent of the liquid velocity in Equation 2.24 is much smaller than the one in Equation 2.23 for the physical mass transfer coefficient, i.e. 0.11 vs 1. This is indeed reasonable as the enhancement in mass transfer rate for chemical absorption is essentially due to the chemical reaction at the liquid side. The effect of chemical reaction superimposes on the hydrodynamic effects because of liquid velocity and becomes the dominant contributor to the increase in mass transfer rate.

It may also be worth to mention that the experiments were carried out with basic solution. The pH of the sodium metaborate solution used in the experiments was measured as 10.50 (± 0.03) in the feed tank. The system was run continuously with respect to both phases and the exit liquid stream was collected in a different tank. For a short column like the one employed in the experiments, the amount of mass transfer and the amount of CO₂ absorbed was relatively small. The excess bulk concentration of metaborate did not change appreciably in single passage of liquid through the column. So, the acidification effect of CO₂ could be considered negligible in short once through systems. This in fact was also confirmed experimentally.

Equation 2.21 together with Equations 2.23 and 2.24 were used to calculate the enhancement factor. The following equation was obtained and Figure 5 was plotted using the enhancement factor values obtained.

$$E = 0.0775 u_G^{0.08} u_L^{-0.89} \quad (2.25)$$

The exponent of gas velocity in this equation is very small as expected. As the enhancement factor represents the increase in mass transfer due to the chemical reaction taking place in the

liquid, it is reasonable to expect very small effect of gas velocity and relatively profound effect of liquid velocity. It may also be noted that the enhancement due to chemical reaction becomes more important at low liquid velocities. Mass transfer coefficient values at high liquid flow rates are already high because of hydrodynamic effects at high liquid velocities, then the relative contribution of the reaction to the chemical mass transfer coefficient becomes less and less effective as liquid flow rate increases.

Please insert Figure 5 here.

The enhancement factor values presented in Figure 5 can help to understand the regime of chemical absorption taking place, i.e. fast pseudo first order reaction regime or transition regime or instantaneous regime. The reaction rate between carbon dioxide and sodium metaborate in the liquid can be expressed as below [Uysal et al., 2017];

$$r_C = k_R C_{CO_2} C_{SMB} \quad (2.25)$$

The sodium metaborate concentration employed in the experiments for the determination of mass transfer coefficient was 4.5 wt-%. As the solubility of carbon dioxide in sodium metaborate solution of this specific concentration is about 34.50 mol/m³ [Weisenberg and Schumpe, 1996], one may safely assume that sodium metaborate was much in excess of carbon dioxide in the liquid. Thus, reaction rate can be expressed as pseudo first order reaction with respect to carbon dioxide.

$$r_C = k' C_{CO_2} \quad (2.26)$$

where k' is the overall rate constant and expressed as $k' = k_R C_{SMB}$.

The overall reaction rate constant was previously found as [Uysal et al., 2017];

$$k' = 1.348 e^{\left(\frac{-18062}{RT}\right)} \quad (2.27)$$

For fast pseudo first order reactions, the enhancement factor is equal to Hatta number;

$$E = Ha = \frac{\sqrt{k' D_{CO_2}}}{k_L^0} \quad (2.28)$$

and it must lie within the interval between 2 and the infinite enhancement factor for instantaneous reactions, E_∞ [Darde et al., 2011; Shah et al., 1982; Joshi and Sharma, 1979; Kawase and Moo-Young, 1987; Luo et al., 1999].

$$2 < Ha \ll E_\infty \quad (2.29)$$

It may be noted that all the experimental values of the enhancement factors given in Figure 5 are greater than two.

E_∞ , is the enhancement factor for instantaneous reaction which corresponds to maximum enhancement factor. It is dependent on the selected mass transfer model and for film theory it could be written as below [Danckwerts, 1970; Higbie, 1935].

$$E_\infty = \left(1 + \frac{D_{SMB} C_{SMB}}{\gamma_{CO_2} D_{CO_2}^{SMB} C_{CO_2,i}}\right) \sqrt{\frac{D_{CO_2}^{SMB}}{D_{SMB}}} \quad (2.30)$$

Here, γ_{CO_2} is the stoichiometric coefficient. For the chemical system used, the parameters in Equation (2.30) can be evaluated at 25°C [Zhou, et al., 2013; Speight, 2005; Poling et al., 2004; Versteeg and van Swaaij, 1988; Cloutier et al., 2007; Hermann and Schumpe 1996; Schumpe and Deckwer, 1979; Licht and Weiland, 1989; Dang and Rochelle, 2003]. The

diffusion coefficient of sodium metaborate in aqueous solutions (D_{SMB}) and the diffusion coefficient of carbon dioxide in sodium metaborate solution ($D_{\text{CO}_2}^{\text{SMB}}$) were calculated as 9.3497×10^{-10} and $1.7516 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$, respectively. E_∞ was then calculated as 14.07. Details of these calculations are given in the Appendix. Recalling Equation (2.29), this value of E_∞ together with the experimental values given in Figure 5 indicates that absorption of carbon dioxide by sodium metaborate solution does indeed take place essentially in the fast pseudo first order reaction regime.

Figure 6 is drawn to show theoretically the variation of the enhancement factor for the chemical system used in this work with Hatta number. It is clear that the majority of data given in Figure 5 essentially fall into the transition region and some approach to instantaneous region at low liquid velocities.

Please insert Figure 6 here.

As noted earlier, it has been reported that characteristic properties of bubble columns like gas holdup, interfacial area, mass transfer coefficient depend on the design of the column, type of the sparger, gas and liquid flow rates and gas-liquid system [Zehner and Kraume, 2000]. One has to consider all these as well as the diameter of the column before deciding on a correlation to use for these parameters. However, it is worth to mention that as the enhancement factor is solely representing the effect of the specific reacting chemical system, the equation for E (Equation 2.24) developed here can safely be used for carbon dioxide absorption into sodium metaborate solution in another column with a different column design and sparger if there is dependable information or a correlation for the estimation of the physical mass transfer coefficient for that column.

CONCLUSIONS

In this work, it has been shown that sodium metaborate can effectively be used to capture CO₂. For the bubble column used in the experiments, oxygen desorption method was used to find the physical mass transfer coefficient and a correlation was developed for it. Chemical mass transfer coefficient was also investigated in the system operated continuously with respect to both phases. In order to see the contribution of chemical reaction to the absorption, the enhancement factor was calculated and a correlation was developed. It was determined that absorption of carbon dioxide by sodium metaborate solution takes place essentially in the fast pseudo first order reaction regime.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was financially supported by Gazi University Research Fund (06-2010-13). The authors also would like to thank ETI Mine Works General Directorate for the supply of sodium metaborate used in the experiments.

NOMENCLATURE

| | |
|------------------|--|
| a | Interfacial area, m ² /m ³ |
| c | The total concentration at the liquid side, mol/m ³ |
| C _{CO2} | Carbon dioxide concentration, mol/m ³ |
| C _{SMB} | Sodium metaborate concentration, mol/m ³ |
| D _{AB} | Diffusivity of carbon dioxide, m ² /s |
| E | Enhancement factor, - |
| E _∞ | Infinite enhancement factor, - |
| Ha | Hatta number, - |
| k _L | Liquid side physical mass transfer coefficient for carbon dioxide, m/s |

| | |
|-------------------|---|
| k_r | Reaction rate constant, $\text{m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$ |
| k_x | Volumetric mass transfer coefficient for carbon dioxide with fast chemical reaction, $\text{mol}/\text{m}^3\cdot\text{s}$ |
| k_x^o | Liquid side physical mass transfer coefficient, m/s |
| k' | Pseudo first order reaction rate constant, $1/\text{s}$ |
| L | The liquid volumetric flow rate, m^3/s |
| N_A | Carbon dioxide molar flux, $\text{mol}/\text{m}^2\cdot\text{s}$ |
| N_{CO_2} | Average mass flux of carbon dioxide, $\text{mol}/\text{m}^2\cdot\text{s}$ |
| r_c | Reaction rate, $\text{mol}/\text{m}^3\cdot\text{s}$ |
| S_c | Cross-sectional area, m^2 |
| u_G | Gas velocity, m/s |
| u_L | Liquid velocity, m/s |
| V | The liquid volume, m^3 |
| W | The total rate of carbon dioxide absorption, mol/s |
| x_{bulk} | The liquid bulk composition, - |
| x_i | The interfacial composition at the liquid side in equilibrium, - |
| x_{in} | The inlet composition, - |
| x_{out} | The outlet composition, - |
| Z_T | The total liquid height, m |
| Greek letters | |
| ε_G | Gas holdup, - |
| ε_L | Liquid holdup, - |

REFERENCES

- Adams, R.M. (1964). *Boron, Metallo-boron Compounds and Boranes*, John-Wiley&Sons, USA.
- Álvarez, E., Gómez-Díaz, D., Navaza, J.M., Sanjurjo, B. (2008). Continuous removal of carbon dioxide by absorption employing a bubble column, *Chemical Engineering Journal*, 137, 251-256.
- Aronu, U.E., Svendsen H.F., Hoff, K.A. (2010). Investigation of amine amino acid salts for carbon dioxide absorption. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 4, 771-775.
- Aronu, U.E., Svendsen, H.F., Hoff K.A., Juliussen, O. (2009). Solvent selection for carbon dioxide absorption, *Energy Procedia*, 1, 1051-1057.
- Bach, H.F., Pilhofer, T. (1978). Variation of gas hold-up in bubble columns with physical properties of liquids and operating parameters of columns, *Ger. Chem. Eng.*, 1, 270-275.
- Blauwhoff, P.M.M., Versteeg, G.F., van Swaaij, P.M. (1983). A study on the reaction between CO₂ and alkanolamines in aqueous solutions, *Chemical Engineering Science*, 38, 1411-1429.
- Cents, A.H.G., de Bruijn, F.T., Brilman, D.W.F., Versteeg, G.F. (2005). Validation of the Danckwerts-plot technique by simultaneous chemical absorption of CO₂ and physical desorption of O₂, *Chemical Engineering Science*, 60, 5809-5818.
- Chen, P. Shi, W., Du, R., Chen, V. (2008). Scrubbing of CO₂ greenhouse gases, accompanied by precipitation in a continuous bubble-column scrubber, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 47, 6336-6343.
- Cloutier, C.R., Alfantazi, A., Gyenge, E. (2007). Physicochemical transport properties of aqueous sodium metaborate solutions for sodium borohydride hydrogen generation and storage and fuel cell applications, *Advanced Materials Research*, 15-17, 267-274.
- Danckwerts, P.V. (1970). *Gas-liquid reactions*, McGraw-Hill Book Co., New York
- Dang, H., Rochelle, G.T. (2003). CO₂ absorption rate and solubility in monoethanolamine/piperazine/water, *Separation Science and Technology*, 38, 337-357.

- Darde, V., Van Well, W.J.M., Fosboel, P.L. Stenby, E.H., Thomsen, K. (2011). Experimental measurement and modeling of the rate of absorption of carbon dioxide by aqueous ammonia. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 5, 1149-1162.
- Deckwer, W.D., Louisi, Y., Zaidi, A., Ralek, M. (1980). Hydrodynamic properties of Fischer-Tropsch slurry processes, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 19, 699-708.
- Degaleesan, S., Dudukovic, M., Pan, Y. (2001). Experimental study of gas-induced liquid-flow structures in bubble columns, *AIChE Journal*, 47, 1913-1931.
- Derks, P.W.J., Versteeg, G.F. (2009). Kinetics of absorption of carbon dioxide in aqueous ammonia solutions, *Energy Procedia*, 1, 1139-1146.
- Dhaouadi, H., Poncin, S., Hornut J.M., Midoux, N. (2008). Gas-liquid mass transfer in bubble column reactor: Analytical solution and experimental confirmation, *Chemical Engineering and Processing*, 47, 548-556.
- Dugas R., Rochelle G. (2009). Absorption and desorption rates of carbon dioxide with monoethanolamine and piperazine *Energy Procedia*, 1, 1163-1196.
- Edali, M., Aboudheir, A., Idem, R. (2009). Kinetics of carbon dioxide absorption into mixed aqueous solutions of MDEA and MEA using a laminar jet apparatus and a numerically solved 2D absorption rate/ kinetics model, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3, 550 -560.
- Edwards, J.O., Morrison, G.C., Ross, V.F., Schultz, J.W. (1955). The structure of the aqueous borate ion, *Journal of Am. Chem. Soc.*, 77, 266-268.
- Fan, L. S. (1989). *Gas-Liquid-Solid Fluidization Engineering*, Butterworths, New York.
- Goff G., Rochell, G.T. (2004). Monoethanolamine Degradation: O₂ Mass transfer effects under CO₂ capture conditions, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 43, 6400-6408.
- Hamborg, E.S. (2011). *Carbon dioxide removal processes by alkanolamines in aqueous organic solvents*, Ph.D. Thesis, University of Groningen, Enschede.
- Harriot, P. (2002). *Chemical Reactor Design*, 1st Edition, Marcel Dekker Inc., New York.
- Haut, B., Halluin, V., Cartage T., Cockx, A. (2004). Production of sodium bicarbonate in industrial bubble columns, *Chemical Engineering Science*, 59, 5687-5694.
- Hermann, C., Schumpe, A. (1996). Estimation of gas solubilities in salt solutions at temperatures from 273 K to 363 K, *AIChE Journal*, 42, 298-300.
- Higbie, R. (1935). The rate of absorption of a pure gas into a still liquid during short periods of exposure, *Trans. Am. Ins. Chem. Eng.*, 31, 365-389.

- Hyndman, C.L., Larachi, F., Guy, C. (1997). Understanding gas-phase hydrodynamics in bubble columns: a convective model based on kinetic theory, *Chemical Engineering Science*, 52, 63-77.
- Ityokumbul, M.T., Kosaric, N., Bulani, W. (1994). Gas hold-up and liquid mixing at low and intermediate gas velocities I. Air-water system, *The Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal*, 53, 167-172.
- Jakobsen, H.A., Bourg, I., Hjarbo, K.W., Svendsen, H.F. (2001). *Parallel Computational Fluid Dynamics – Trends and Applications*, Elsevier, New York.
- Joshi, J.B., Sharma, M.M. (1979). Circulation cell model for bubble columns, *Trans. Inst., Chem. Eng.*, 57, 244-251.
- Kantarci, N., Borak F., Ulgen, K.O. (2005). Bubble column reactors, *Process Biochemistry*, 40, 2263-2283.
- Kawase, Y., Moo-Young, M. (1987). Heat transfer in bubble column reactors with Newtonian and non-Newtonian fluids, *Chem. Eng. Res. Des.*, 65, 121-126.
- Kohl A.L., Nielsen, R. (1997). *Gas Purification*, 5th ed., Gulf Publishing Co., Houston.
- Krishna, R., Wilkinson, P.M., van Dierendonck, L.L. (1991). A Model for Gas Holdup in Bubble Columns Incorporating the Influence of Gas Density on Flow Regime Transitions, *Chem. Eng. Sci.*, 46, 2491-2496.
- Kumar, P.S., Hogendoorn J.A., Versteeg, G.F., Feron, P.H.M. (2003). Kinetics of the reaction of CO₂ with aqueous potassium salt of taurine and glycine, *AIChE Journal*, 49, 203-213.
- Licht, S.E., Weiland, R.H. (1989). Density and physical solubility of carbon dioxide in partial loaded solution of MEA, DEA and MDEA and their blends, *Presented at the Spring National Meeting, American Institute of Chemical Engineers*, Paper no.57f, Houston, Texas.
- Liu, J., Wang, S., Qi, G., Zhao, B., Chen, C. (2011). Kinetics and mass transfer of carbon dioxide absorption into aqueous ammonia, *Energy Procedia*, 1, 525-532.
- Luo, X., Lee, D.J., Lau, R., Yang, G., Fan, L. (1999). Maximum stable bubble size and gas holdup in high-pressure slurry bubble columns, *Chem. Eng. Process*, 45, 665-685.
- Meldon, J.H., Morales-Cabrera, M.A. (2011). Analysis of carbon dioxide absorption in and stripping from aqueous monoethanolamine, *Chemical Engineering Journal*, 171 (3), 753-759.
- Oels, U., Lucke, J., Buchholz, R., Schugerl K. (1978). Influence of gas distributor type and composition of liquid on the behavior of a bubble column bioreactor, *Ger. Chem. Eng.*, 1, 115-129.

- Perry R.H., Green, D.W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8th ed. McGraw Hill Publications, New York.
- Poling, B.E., Prausnitz, J.M., O'Connell, J.P. (2004). *The Properties of Gases and Liquids*, 5th Edition, McGraw-Hill, New York.
- Portugal, A.F., Derks, P.W.J. Versteeg, G.F., Magalhães, F.D., Mendes, A. (2007). Characterization of potassium glycinate for carbon dioxide absorption purposes, *Chemical Engineering Science*, **62**, 6534-6547.
- Sada, E., Kumazawa, H., Lee, C., Fujiwara, N. (1985). Gas-liquid mass transfer characteristics in a bubble column with suspended sparingly soluble fine particles, *Ind. Chem. Eng. Process Des. Dev.*, **24**, 255-261.
- Schumpe, A., Deckwer, W.D. (1979). Estimation of O₂ and CO₂ solubilities in fermentation media, *Biotechnology and Bioengineering*, **21**, 1075-1078.
- Shah, Y.T., Godbole, S.P., Deckwer, W.D. (1982). Design parameters estimations for bubble column reactors, *AIChE J.*, **28**, 353-379.
- Speight, J.G. (2005). *Lange's Handbook of Chemistry*, 16th Edition, McGraw-Hill, New York.
- Telikapelli, V., Kozak, F., Leandri, J.F., Sherrick, B., Black, J., Muraskin, D., Cage, M., Hammond, M., Spitznogle, G. (2010). CCS with the Alstom chilled ammonia process development program – field pilot results. *Presented at Greenhouse Gas Technology 10 (GHGT 10)*, Amsterdam.
- Uysal, D., Dogan, O.M., Uysal, B.Z. (2017). Kinetics of absorption of carbon dioxide into sodium metaborate solution, *International Journal of Chemical Kinetics*, DOI:10.1002/kin.21082.
- Versteeg, G.F., van Dijck, L.A.J. Van Swaaij, W.P.M. (1996). On the kinetics between CO₂ and alkanolamines both in aqueous and non-aqueous solutions: An overview, *Chemical Engineering Communications*, **144**, 113-158.
- Versteeg, G.F., van Swaaij, W.P.M. (1988). Solubility and diffusivity of acid gases (carbon dioxide, nitrous oxide) in aqueous alkanolamine solutions, *Journal of Chemical Engineering Data*, **33**, 29-34.
- Weisenberg, S., Schumpe, A. (1996). Estimation of gas solubilities in salt solutions at temperatures from 273 K to 363 K, *AIChE Journal*, **42**, 298-300.
- Yamashita, F., Inoue, H. (1975). Gas holdup in bubble columns, *J. Chem. Eng. Jpn.*, **8**, 444-449.

- Yeh, J.T., Resnik, K.P., Rygle K., Pennline, H.W. (2005). Semi-batch absorption and regeneration studies for CO₂ capture by aqueous ammonia, *Fuel Processing Technology*, 86, 1533-1546.
- Zehner P., Kraume, M. (2000). *Bubble Columns in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Wiley VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim.
- Zhou, Y. Fang, C., Fang, Y., Zhu, F. (2013). Volumetric and transport properties of aqueous NaB(OH)₄ solutions, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 21, 1048-1056.

TOTAL CARBON DIOXIDE ABSORPTION CAPACITY OF CALCIUM ACETATE SOLUTION

Duygu UYSAL, Javid SAFAROV, Özkan Murat DOĞAN, Egon HASSEL,
Bekir Zühtü UYSAL

CORRESPONDENCE ADDRESSES: Duygu Uysal, Ph.D., Assistant, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: duysal@gazi.edu.tr, Javid Safarov, Ph.D., Assoc. Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: javid.safarov@uni-rostock.de, Özkan Murat Doğan, Ph.D., Professor, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: mdogan@gazi.edu.tr, Egon Hassel, Ph.D., Professor, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, e-mail: egon.hassel@uni-rostock.de, Bekir Zühtü Uysal, Ph.D., Professor, Gazi University, Faculty of Engineering, Dept. of Chemical Engineering, 06570 Ankara, Turkey, e-mail: bzuysal@gazi.edu.tr.

Abstract

The main reason of global warming is the increase in concentration of greenhouse gases in atmosphere, especially CO₂, which is mostly emitted from power plants. There are several systems conventionally used to prevent this increment like absorption of carbon dioxide from flue gases with ammonia or amine solutions. The drawback of these systems is that they require so much energy to operate due to pressures and temperatures involved, resulting in the decrease of overall power plant efficiency. Calcium acetate could be an alternative sorbent due to its alkaline nature and the ability to react with CO₂. In this work, the total carbon dioxide absorption capacities of calcium acetate solutions were investigated. In the experiments, calcium acetate (Sigma-Aldrich BASF Quality, $\geq 99\%$) binary solutions with 8 different concentrations (ranging between 0.7719-22.3204 wt-%) in water were used. The experiments were performed in a stainless steel measuring cell in equilibrium by using the isochoric method at 3 different pressures (0.485MPa, 0.988MPa, 1.530MPa) and 4 different temperatures (ranging between 273–333K). It was found out that with increasing pressure and decreasing temperature, the absorption capacity of the solutions increased. The pressure, however, was observed to have less profound effect at high values.

Keywords: carbon dioxide; capture; calcium acetate; absorption capacity.

1 INTRODUCTION

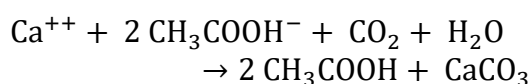
Global warming, being one of the most important issues of the world, is a current threat for the environment [1]. It is proven that the greatest factor of global warming is the carbon dioxide gas concentration in the atmosphere [2]. Thus, currently it is important to prevent the increment of carbon dioxide amount in the atmosphere. This should be done by capturing the carbon dioxide from point sources, i.e., from the flue gases of power plants [3,4]. There are many researches and projects about capturing and sequestering carbon dioxide from flue gases with different techniques like absorption, adsorption, membrane separation, cryogenic separation, etc [5,6]; but the most preferred one is absorption compared to other systems. It is possible and applicable to retrofit the existing plants and add another unit for absorption of carbon dioxide before emitting the flue to the atmosphere [7]. Mostly used solutions

for post-combustion carbon dioxide absorption systems are amine solutions like monoethanolamine (MEA), diethanolamine (DEA), diisopropanolamine (DIPA) and methyl-diethanolamine (MDEA) [8-11]. These conventional systems require so much energy that the CCS (carbon dioxide capture and storage) unit in a power plant decreases the overall efficiency of that plant by approximately 2% which is a non-negligible value regarding the amount of total energy being produced [12]. The amine solutions also have disadvantages like low carbon dioxide loading capacity, decomposition problem at high temperatures (especially at regeneration unit), oxidation, high volatility resulting in solution loss [4,13,14].

Arising from these problems, there is an inevitable need for a new alternative solution for carbon dioxide capture systems. Calcium acetate, a benign material, can be the answer for this

problem. Calcium acetate is an environment-friendly, noncorrosive and relatively inexpensive material. The biggest advantage of this system is the solubility of it in water being high thus making it possible to be used in absorption systems (preferred to CaCO_3 and Ca(OH)_2 because they are slurry systems). Moreover, it is an inorganic system; thus decomposition is not a concern. Furthermore, it is an inexpensive chemical. All of these advantages of calcium acetate are making itself a perfect candidate for the alternative solution being sought.

Absorption of carbon dioxide with calcium acetate solution is with chemical reaction. As a result of our further investigations of both theoretical and experimental, the following chemical reaction was reached for this process.



Here, calcium acetate is ionized in water as calcium and acetate when the binary solution is prepared. As a result of the reaction of it with carbon dioxide, acetic acid and calcium carbonate form. The Gibbs free energy of this reaction at STP is calculated as -2.75 kJ/mol [15,16] which is in good agreement with literature [17]. This value also shows that the reaction occurs naturally.

In this work, the total absorption capacity of calcium acetate solutions with different concentrations were investigated at elevated pressures and different temperatures.

2 MATERIALS AND METHODS

2.1 Preparation of Calcium Acetate-Water Binary Solutions

In order to investigate the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution at elevated pressures and different temperatures, firstly calcium acetate – water binary solutions with different concentrations were prepared.

To prepare these binary solutions, calcium acetate powder (Sigma Aldrich BASF Quality, $\geq 99\%$) was dehydrated due its to the hydrophilic nature in a closed flask, under vacuum for 24 hours. Also distilled water was degassed by applying vacuum to its flask, in order to get rid of any dissolved

gases. Then the dehydrated calcium acetate powder and degassed distilled water were combined in a special apparatus under vacuum to obtain calcium acetate-water binary solution.

The calcium acetate-water binary solutions were prepared regarding the maximum solubility of calcium acetate in water which is 24.8 g calcium acetate/100 g solution [18,19].

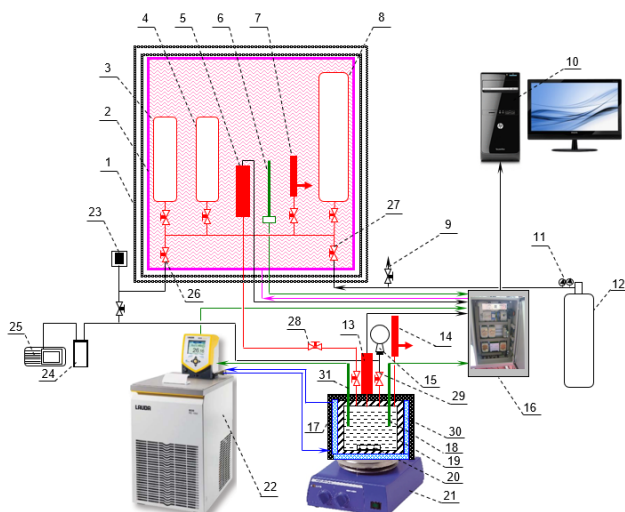
2.2 Experimental Setup

The experiments for the determination of total CO_2 absorption capacity of calcium acetate solution were done with the experimental setup shown in Figure 1.

Here, calcium acetate solution with previously measured volume was poured into the measuring cell (chamber). Then, after sealing up the system, CO_2 in the gas chambers at certain pressure was sent to measuring cell. Whilst the operation, the pressure and the temperature inside the cell was measured continuously. As CO_2 was absorbed by the solution, the pressure inside the cell decreased until the equilibrium was reached, meaning the solution absorbed carbon dioxide. By the pressure point at which the equilibrium was reached, it was possible to calculate the CO_2 absorption capacity of the solution at that certain pressure and temperature. When the equilibrium was reached for that certain pressure, the temperature was decreased at the same chamber pressure.

The reason for starting this procedure at higher temperatures and then decreasing it step by step in every experiment is that, as the temperature decrease, the solubility of gases increase. So, by changing the temperature from higher values to lower values, the absorbed carbon dioxide in solution increased in every step within the same experiment.

In Figure 2, an example data graph for single experiment can be seen. As it is seen from the figure, the experiment was started at a certain pressure and temperature. The flat parts of both chamber (measuring cell) pressure and chamber temperature recordings indicate the equilibrium was reached. Chamber pressure line decreases as time passes (at every step of temperature), meaning pressure in the sealed chamber decreased, so more carbon dioxide was absorbed by the solution inside.



1 – Gas reservoir, 2 – Heating, 3, 4 – Gas chambers (150 cm³), 5 – Pressure transducer, 6, 18 – PT100 Rod Sensor, 7 – Emergence valve, 8 – Gas balloon (300 cm³), 9 – Connection for the evacuation of gas from system, 10 – PC, 11 – Reducer, 12 – External CO₂ gas cylinder, 13 – Pressure transducer of measuring cell, 14 – Emergence valve of measuring cell, 15 – Coble with the filled sample, 16 – Electronic tracking system, 17 – Isolation, 19 – Measuring cell, 20 – Magnetic coupling, 21 – Magnet, 22 – Thermostat, 23 – Vacuum indicator, 24 – Liquid nitrogen trap, 25 – Vacuum pump, 26, 27, 28, 29 – Valve, 30 – Metal reservoir for heating of measuring cell.

Figure 1. Experimental setup

By this method, the total absorption capacities of 8 different calcium acetate solutions (0.7719, 1.4598, 3.6274, 5.4390, 11.9642, 14.4661, 17.6164 and 22.3204 wt-%) were obtained at 3 different pressures (0.485 MPa, 0.988 MPa, and 1.530 MPa) and 4 different temperatures (273.15, 293.15, 313.15 and 333.15 K).

The reason of selecting the highest temperature as 333.15 K was that the maximum operating temperature of the conventional absorption system is 60°C.

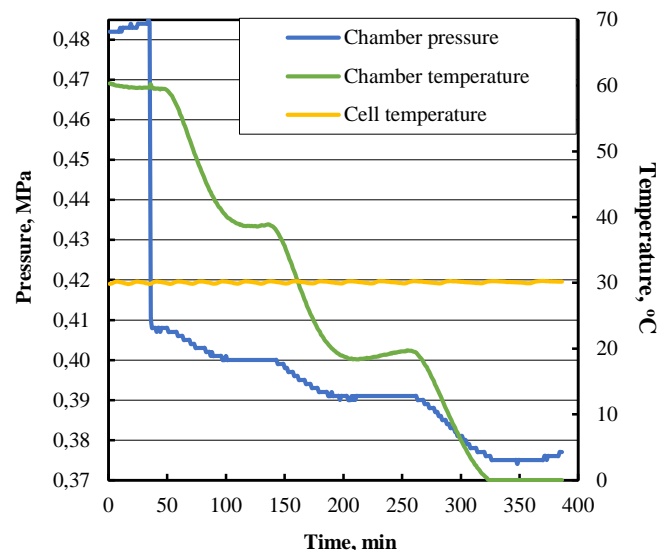


Figure 2. Experimental data graph (calcium acetate solution concentration: 0.7719 wt-%, initial chamber pressure: 0.482 MPa)

As it can be clearly seen from the figure, the initial conditions for the experiments were adjusted as the chamber pressure (which was selected as 0.485 MPa, 0.988 MPa, and 1.530 MPa, as mentioned before) and the highest temperature (which is 333.15 K or 60°C). When there was not any decrement in pressure, the temperature was then decreased to 313.15 K (or to 40°C). As the solubility of the gases increases with decreasing temperature, at a lower value of temperature than previous, the absorption process proceeded and a new equilibrium pressure point was reached. As a result, it was possible to calculate the total absorption capacities for different temperatures at different pressures.

3 RESULTS

In order to investigate the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solutions, the experiments were done with 8 different calcium acetate solution concentrations at 3 different pressures and 4 different temperatures. The result for the effect of pressure at different temperatures can be seen in Figure 3.

As it is clearly seen from the figure, as the pressure increases, the absorption capacity of the solution also increases. The absorption capacity values are very close to each other at higher pressures while there is a big gap between the capacity values obtained at approximately 0.5 MPa and 1 MPa and particularly at lower temperatures. Regarding the results, it is

reasonable to say that, it may not be worth to operate the absorption system at high pressures as the increase in the capacity (thus the yield of unit) may not compensate the increase in operating costs. The importance of pressure increment becomes unimportant at higher temperatures, due to the fact that the solution of gases in liquids decrease with increasing temperature.

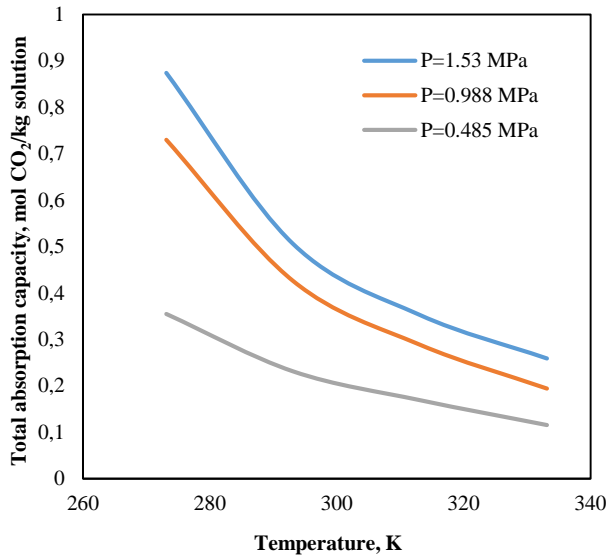


Figure 3. The change in the total CO₂ absorption of constant calcium acetate solution concentration (0.7719 wt-%) with respect to temperature at different pressures

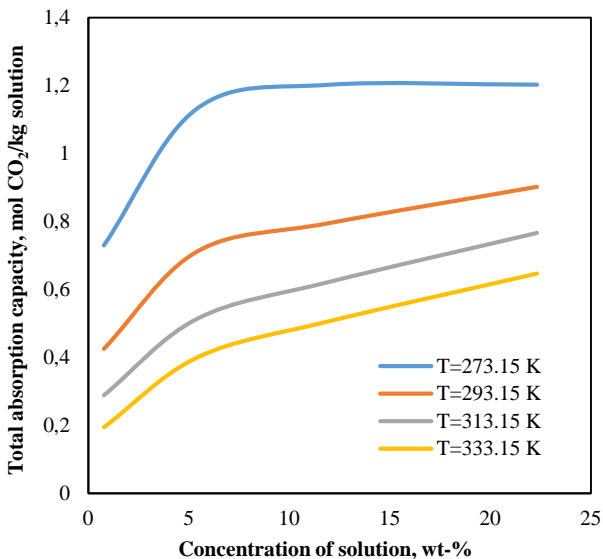


Figure 4. The change in the total CO₂ absorption at constant chamber pressure (1 MPa) with respect to concentration of solution at different temperatures

As it is seen from Figure 4 and Figure 5, as the concentration of the calcium acetate solution

increases, the total absorption capacity of it also increases. Again as seen in Figure 4, it is better to operate the system at lower temperatures. As calcium acetate lowers the freezing point of water, operating the system at lower temperatures would not cause any problem. But the lower the temperature is (than the ambient temperature), the higher the operating cost would be. It is also clearly seen from the figure that the slope of increase in the absorption capacity at lower concentrations is higher than that of at higher concentrations. So selecting an optimum value of concentration rather than operating the system with saturated calcium acetate solution would be feasible.

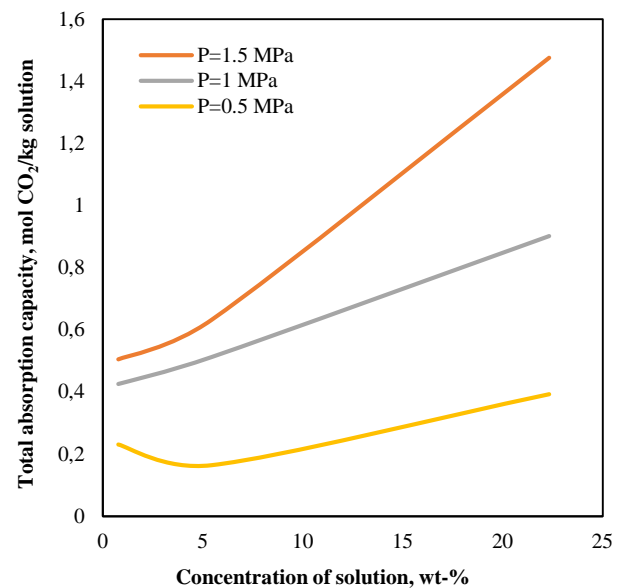


Figure 5. The change in the total CO₂ absorption for constant temperature (293.15 K) with respect to concentration of solution at different pressures

The same result can be said for the results presented in Figure 5. The increment in pressure result in higher absorption capacity, but it also results in higher operating costs.

So, when adapting these experimental results to CO₂ capture unit, the optimum values should be determined for the parameters regarding the operational costs and the efficiency of the unit.

4 CONCLUSIONS

In this work, the total carbon dioxide absorption capacity of calcium acetate solution was investigated. The experiments were done at elevated pressures at several temperatures with different calcium acetate solution concentrations

and the effects of these parameters were discussed. The main conclusion is that, the capacity of carbon dioxide absorption of calcium acetate solutions increases with increasing pressure, solution concentration and with decreasing temperature. The important point here is that, the effect of these parameters on operating cost should be considered in optimization.

5 ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to thank to TUBITAK (TUBITAK 2214-A/2014-1/Grant application no: 1059B141400590) for granting this project.

REFERENCES

- [1] IPCC Synthesis Report, *Climate Change 2007: Synthesis Report*, An Assessment of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007.
- [2] IPCC Synthesis Report, *Climate Change 2014: Synthesis Report*, A report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014.
- [3] B. Smit, J.A. Reimer, C.M. Oldenburg, I.C. Bourg, *Introduction to carbon capture and sequestration*, The Berkeley Lectures on Energy – vol 1., Imperial College Press, London, 2014.
- [4] M. Wang, A. Lawal, P. Stephenson, J. Sidders, C. Ramshaw, “Post-combustion CO₂ capture with chemical absorption: a state-of-art review”, *Chemical Engineering Research and Design*, 89, 1609-1624, 2011.
- [5] E.S. Rubin, A.B. Rao, “A technical economic and environmental assessment of amine-based CO₂ capture technology for power plant greenhouse gas control”, *Annual Technical Progress Report, Carnegie Mellon University Center for Energy and Environmental Studies*, 2002.
- [6] S. Mirzaei, A. Shamiri, A., M.K. Aroua, “A review of different solvents, mass transfer and hydrodynamics for postcombustion CO₂ capture”, *Reviews in Chemical Engineering*, 31, 6, 1-41, 2015.
- [7] H. Herzog, “An introduction to CO₂ separation and capture technologies”, *MIT Energy Laboratory*, 1999.
- [8] R.M. Davidson, “Post-combustion Carbon Capture from Coal Fired Plants – Solvent Scrubbing”, *IEA Clean Coal Centre, CCC/125*, 2007.
- [9] G.F. Versteeg, L.A.J. van Dijk, W.P.M. van Swaaij, “On the kinetics between CO₂ and alkanolamines both in aqueous and nonaqueous solutions: An overview”, *Chemical Engineering Communications*, 144, 1, 113-158, 1996.
- [10] P.Kumar, J. Hogendoorn, J.A. Feron, G.F. Versteeg, “Density, viscosity, solubility and diffusivity of N₂O in aqueous amino acid salt solutions”, *Journal of Chemical Engineering Data*, 46(6), 1357-1361, 2011.
- [11] Ö.M. Doğan, U. Gündüz, M. Topçu, B.Z. Uysal, “CO₂ Absorption by Aqueous Monoethanolamine (MEA) in a Bubble Column”, *CHISA-2008, 18th International Congress of Chemical and Process Engineering, Prague, Czech Republic*, 2008.
- [12] A. Kothandaraman, A., “Carbon Dioxide Capture by Chemical Absorption : A Solvent Comparison Study”, PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2010.
- [13] K.P. Resnik, J.T. Yeh, H.W. Pennline, “Aqua ammonia process for simultaneous removal of CO₂, SO₂ and NO_x”, *International Journal of Environmental Technology and Management*, 4, 89-104, 2004.
- [14] Z. Feng, F. Cheng-Gang, W. You-Ting, W. Yuan-Tao, L. Ai-Min, Z. Zhi-Bing, “Absorption of CO₂ in the aqueous solutions of functionalized ionic liquids and MDEA”, *Chemical Engineering Journal*, 160, 691-697, 2010.
- [15] R.H. Perry, D.W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8th Edition, McGraw Hill, New York, 2007.
- [16] E.H. Oelkers, H.C. Helgeson, E.L. Shock, D.A. Sverjensky, J.W. Johnson, V.A. Pokrovskii, “Summary of the apparent standard partial molal gibbs free energies of formation of aqueous species, minerals and gases at pressures 1 to 5000 bars and temperature 25 to 1000°C”, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 24, 4, 1995.
- [17] M. Kakizawa, A. Yamasaki, Y. Yanagisawa, “A new CO₂ disposal process via artificial weathering of calcium silicate accelerated by acetic acid”, *Energy*, 26, 341-354, 2001.

- [18] D. B. Leineweber, *Production of Calcium Magnesium Acetate (CMA) from Dilute Aqueous Solutions of Acetic Acid*, M.Sc. Thesis, University of Wisconsin, Madison 2002.
- [19] C. Saury, R. Boistelle, F. Dalem, J. Bruggeman, "Solubilities of calcium acetates in the temperature range 0-100°C", *Journal of Chemical Engineering Data*, 38, 56-59, 1993.

**Apparent molar volumes V_ϕ of calcium acetate ($\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq)) at $T=(273.15$ to
 $353.15)$ K
and pressures up to 100 MPa**

Duygu Uysal^a, Javid Safarov^{b,c,*}, Özkan Murat Doğan^a, Egon Hassel^c, Bekir Z. Uysal^a

^a Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering, Gazi University, Maltepe,
Ankara, Turkey

^b Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-
18059, Rostock, Germany

^c Department: "Heat and Refrigeration Techniques", Azerbaijan Technical University, H.
Javid Avn. 25, AZ1073 Baku, Azerbaijan

* Corresponding author.

* To whom correspondence should be addressed: Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, Albert-Einstein-Str.2, D-18059, Rostock, Germany, tel:+49 381 4989415, fax:+49 381 4989402, e-mail: javid.safarov@uni-rostock.de

Abstract

(p, ρ, T) data of calcium acetate and water solutions over a wide range of temperatures [$T = (273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$], pressures up to $p = 100 \text{ MPa}$, molalities $m = (0.04918, 0.09367, 0.23797, 0.36365, 0.85923, 1.06930, 1.35223 \text{ and } 1.81668) \text{ mol} \cdot \text{kg}^{-1}$ of calcium acetate are reported with an estimated experimental relative combined standard uncertainty in density of $\Delta\rho/\rho = \pm (0.01 \text{ to } 0.03) \%$. The measurements were carried out with an Anton Paar DMA HPM vibration tube density meter. The system was calibrated using double-distilled water, aqueous NaCl solutions, methanol, toluene and acetone. An equation of state (EOS) for fitting of the (p, ρ, T) data of CaAc (aq) has been developed as a function of pressure, temperature and molality.

After a thorough analysis of literature values and validity of the constructed equation of state, various thermophysical properties such as isothermal compressibility, isobaric thermal expansibility, differences in isobaric and isochoric heat capacities, thermal pressure coefficient and internal pressure at investigated state parameter intervals were calculated.

Keywords: density, aqueous calcium acetate solution, apparent molar volume, isothermal compressibility, isobaric thermal expansibility.

1. Introduction

The main reason of global warming is accepted to be the increment of concentration of greenhouse gases, especially CO₂. The most effective way to combat and prevent the increasing concentration of CO₂ in the atmosphere is to capture and preferably store it. In conventional systems for the capture of carbon dioxide, mostly amine solutions like MEA, DEA or the mixtures of them and ammonia solutions are being used. But operating these systems requires so much energy due to high pressure and temperature values in absorption and desorption units thus making the overall power plant efficiency decrease. Thus, alternative solutions are being investigated. Due to its alkaline nature and the ability to react with CO₂ at ambient temperatures, calcium acetate (Ca(CH₃COO)₂) could be a better alternative. The overall reaction between CO₂ and Ca(CH₃COO)₂ is given below [1].



In order to investigate the reaction kinetics and mass transfer of this reaction, first it is important to obtain the values of thermophysical properties (p, ρ, T) of Ca(CH₃COO)₂ solutions.

Analysis of the literature density results at high pressures and over a temperature [2-3] range of 283.15-308.15 K (Table 1) shows the necessity of careful experimental (p, ρ, T) measurement of Ca(CH₃COO)₂ at a wide range of temperatures and pressures.

This paper is a continuation of our previous publication of the investigation of aqueous electrolyte solutions [4-11]. In the present paper, the (p, ρ, T) properties, and apparent molar volumes V_ϕ of Ca(CH₃COO)₂ (aq) at over a wide range of temperatures [$T = (273.15 \text{ to } 353.15)$]

K], pressures up to $p = 100$ MPa, molalities $m=(0.04918, 0.09367, 0.23797, 0.36365, 0.85923, 1.06930, 1.35223$ and $1.81668)$ mol·kg⁻¹ of calcium acetate are reported at the first time, and apparent molar volumes at infinite dilution have been evaluated. An empirical correlation for apparent molar volumes of Ca(CH₃COO)₂ (aq) with pressure, temperature and molality has been derived.

2. Experimental

The Calcium Acetate (Product number: C1000; CAS Number: 62-54-4, Molecular weight: $M=0.1581672$ kg·mol⁻¹, Chemical Formula: (CH₃CO₂)₂Ca was purchased from Sigma-Aldrich (BASF Quality, $\geq 99\%$). In order to remove all volatile impurities the sample was dried under vacuum for 48 hours at temperature $T=423.15$ K. Mass fraction of water determined after drying by means of Karl-Fisher titration was $w=1\cdot 10^{-4}$ mass fraction. Double distilled water was used for the preparation of the solutions.

The density at different temperatures and under high pressures, $\rho(p,T)$, was determined by means of high pressure – high temperature Anton-Paar DMA HMP vibrating tube densimeter. The temperature in the measuring cell where the U – tube is located is controlled using a thermostat (F32 - ME Julabo, Germany) with an error of ± 10 mK and is measured using the (ITS-90) Pt100 thermometer (Type 2141) with an experimental error of ± 15 mK. Pressure is measured by pressure transmitters P-10 and HP-1 (WIKA Alexander Wiegand GmbH & Co., Germany) with an relative uncertainty of (0.1 and 0.5) % respectively, of the measured value.

The mPDS2000V3 control unit measures the vibration period with an accuracy of $\Delta\tau = \pm 0.001$ μ s. According to the specifications of Anton–Paar and calibration procedures the ob-

served repeatability of the density measurements at temperatures $T = (273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$ and pressures up to $p = 100 \text{ MPa}$ is within $\Delta\rho = \pm(0.1 \text{ to } 0.3) \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ or $\Delta\rho/\rho = \pm(0.01 \text{ to } 0.03) \%$. The uncertainty of the density measurements can be predicted to be between $\Delta\rho = \pm(0.1 \text{ to } 0.8) \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ or $\Delta\rho/\rho = \pm(0.01 \text{ to } 0.08) \%$.

Specific quantities of Calcium Acetate and water were evacuated, degassed in two separate flasks and connected using an adapter [14]. Water flew into another flask and the concentration of the solution was defined using the weight of the flask with the solution on an electronic scale (Sartorius ED224S, Germany) with 0.0001 g uncertainty.

Density ρ , at ambient pressure was additionally measured using Anton Paar Density Meter DMA 5000. The standard uncertainty of these measurements was $\Delta\rho = 2\cdot 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. These densities of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ were determined at eight points in the temperature range $T=(273.15 \text{ to } 343.15) \text{ K}$.

3. Results and discussion

In the present paper, the (p, ρ, T) properties, and apparent molar volumes V_ϕ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq) at over a wide range of temperatures [$T = (273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$], pressures up to $p = 100 \text{ MPa}$, molalities $m=(0.04918, 0.09367, 0.23797, 0.36365, 0.85923, 1.06930, 1.35223 \text{ and } 1.81668) \text{ mol}\cdot\text{kg}^{-1}$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ are reported for the first time. The experimental (p, ρ, T) and calculated thermal values are listed in the Appendix Table I.

Using a program for standard thermodynamic analysis to describe the (p, ρ, T) properties of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq), the equation of state [15] was used:

$$p/\text{MPa} = A(\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})^2 + B(\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})^8 + C(\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})^{12}. \quad (2)$$

where: A , B and C are the coefficients of Eqn. (2) and all are functions of temperature and molality in the following form:

$$A = \sum_{i=1}^4 T^i \sum_{j=0}^3 a_{ij} m^j, \quad (3)$$

$$B = \sum_{i=0}^3 T^i \sum_{j=0}^3 b_{ij} m^j, \quad (4)$$

$$C = \sum_{i=0}^3 T^i \sum_{j=0}^3 c_{ij} m^j. \quad (5)$$

The a_{ij} , b_{ij} and c_{ij} are the coefficients of the polynomials and are tabulated in Table 2. The equation of state defined by equations (2-5) reproduces our experimental values with $\Delta\rho/\rho = \pm 0.01356$ % average deviation.

Figure 1 shows the plot of pressure p of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq) against density ρ at $m=1.35223$ $\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}$. Figure 2 shows the plot of density ρ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq) against pressure p at $T=298.15$ K. Figure 3 shows plot of deviations of experimental density ρ_{exp} of the investigated samples from the calculated density ρ_{eq} obtained from eqns. 1-4 vs pressure p at $T = (273.15 \text{ to } 353.15)$ K.

The apparent molar volumes V_ϕ of the calcium chloride in the water were defined by the Eq. (6) and are listed in Table 3:

$$V_\phi = 1000(\rho_w - \rho_s)/(m\rho_s\rho_w) + M/\rho_s, \quad (6)$$

where: ρ_w and ρ_s are densities of the water and solution, g/cm^3 and m is the molality of solution, $\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}$, and M is the molar mass of the dissolved $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$, in g/mol .

The uncertainty in derived values of V_ϕ depends strongly on m , ρ_w and ρ_s . The maximum relative uncertainty ΔV_ϕ in the apparent molar volume V_ϕ determination can be estimated by the following equation [15]:

$$\delta V_\phi = \left(1 - \frac{Mm}{1000}\right) \left(\frac{\rho_w}{\rho_w - \rho_s} \right) \delta \rho_s + \left(\frac{\rho_s}{\rho_w - \rho_s} \right) \delta \rho_w + \delta m, \quad (7)$$

where δV_ϕ is the uncertainties in the apparent molar volumes, $\delta \rho_w = 0.001\%$ is the uncertainties in the pure water density (by the IAPWS standard), $\delta \rho_s = 0.03\%$ is the uncertainties in the solution density, and $\delta m = 0.75\%$ (at low concentrations) and 0.065% (at high concentrations) are the uncertainties in the concentration, respectively. The average uncertainties of δV_ϕ by the investigated concentrations are: $\delta V_\phi = (6.6698, 3.5872, 1.4065, 0.9136, 0.3364, 0.2648, 0.1926, 0.1216) \%$, respectively.

Figure 4 shows the plots of apparent molar volumes $V_\phi^0 / (\text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water versus molality at $T = 283.15 \text{ K}$. Figure 5 shows the plots of apparent molar volumes $V_\phi^0 / (\text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water against pressure p at $m = 1.81668 \text{ mol} \cdot \text{kg}^{-1}$:

The apparent molar volume of calcium acetate at infinite dilution V_ϕ^0 at constant temperature T and pressure p can be evaluated from the following equation:

$$V_\phi = V_\phi^0 + A_v m^{1/2} + B_v m, \quad (8)$$

where: V_ϕ^0 is the apparent molar volume of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ at infinite dilution, which is the same as the partial molar volume of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ at infinite dilution, A_v is the Debye-Hückel limiting slope, m is the molality, and B_v is an adjustable parameter.

Redlich *etc.* [12-13] attempted to prove the Masson hypothesis for deriving of A_v by using Debye-Hückel theory [14]:

$$A_v = kw^{3/2} \quad (9)$$

where: k and w were expressed as:

$$k = N_A^2 e^3 [(8\pi / 1000 D^3 RT)]^{1/2} [(\partial \ln D / dp) - \beta/3] \text{ and } w = 0.5 \sum_i v_i z_i^2, \quad (10)$$

where: N_A is Avogadro's number, e is the electric charge, D is the dielectric constant of the solvent, R is the universal gas constant, T is the absolute temperature, β is the compressibility of the solvent, v_i is the number of ions of species i and valency z_i formed by one molecule of electrolyte. According to (10) for an electrolyte of a fixed valence type, w is constant and the limiting slope A_v depends only on temperature and the physical properties of the solvent $D, (\partial \ln D) / dp$ and β . As a rule, this relationship is applied at fixed pressure p and temperature T . The infinite-dilution values of V_ϕ^0 are obtained by polynomial extrapolating Eq. (8) to zero molality of solution ($m=0$). Archer and Wang [15] calculated the values of A_v for 1:1 electrolytes ($w = 0.5 \sum_i v_i z_i^2 = 1$). The value $w=3$ was used for $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ during the calculations. The apparent molar volumes of calcium chloride at infinite dilution V_ϕ^0 are listed in Table 4 and the adjustable parameter B_v in Table 5. Figure 6 shows the plots of apparent molar volumes at infinite dilution $V_\phi^0 / (\text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water against temperature T .

4. Conclusion

The thermophysical properties (p, ρ, T) of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ solutions with eight different concentrations, at temperatures $T=(273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$ and pressures up to 100 MPa were

experimentally investigated. The measurements were carried out at molalities $m=(0.04918, 0.09367, 0.23797, 0.36365, 0.85923, 1.06930, 1.35223$ and $1.81668)$ mol·kg⁻¹ of calcium chloride. The ρ - T and ρ - P diagrams for all concentrations are obtained and by using these data, the comprehensive and accurate thermodynamic equation of state over a well specified range of parameters was constructed, which was also applied for the calculation of the various thermodynamic properties. These investigations have been examined for the first time and the data gathered here would contribute greatly to further work about this field.

The apparent molar volumes V_ϕ of Ca(CH₃COO)₂ (aq) at $T=(273.15$ to $353.15)$ K, at pressures up to 100 MPa are reported, and apparent molar volumes of Ca(CH₃COO)₂ at infinite dilution V_ϕ^0 have been evaluated.

Acknowledgments

This work was supported by the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TÜBİTAK).

References

1. Uysal, D. Absorption of carbon dioxide with calcium acetate solution, PhD Thesis (in Turkish), Graduate School of Natural and Applied Sciences, Gazi University 2016, Ankara, Turkey.
2. Saury, C., Boistelle, R., Dalem, F., Bruggeman, J. Solubilities of calcium acetates in the temperature range 0-100°C, Journal of Chemical Engineering Data 1993, 38, 56-59.
3. Nikolskiy, B.P. (Ed). Chemistry Reference Book 1964, Vol III, 2nd Issue, Moscow-Leningrad.
4. Safarov, J.T., Najafov, G.N., Shahverdiyev, A.N. and Hassel, E. (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties, and apparent molar volumes V_ϕ of LiNO_3 (aq) in the 298.15 ÷ 398.15 K temperature range and pressures to $p=60$ MPa, Journal of Molecular Liquids 2005, 116, 3, 157-163.
5. Safarov, J.T., Najafov, G.N., Shahverdiyev, A.N., Hassel, E. (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties, and apparent molar volumes V_ϕ of CaCl_2 (aq) in the 298.15 ÷ 398.15 K temperature range and pressures to $p=60$ MPa, Journal of Molecular Liquids 2005, 116, 3, 165-174.
6. Safarov, J.T., Najafov, G.N., Shahverdiyev, A.N., Huseynov, S.O., Hassel, E.P. (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties of LiBr (aq) as heat transfer fluid for the alternative energy resources, Journal of Fundamental Sciences of Azerbaijan Technical University 2005, 4, 1, 148-154.
7. Safarov, J.T., Najafov, G.N., Shahverdiyev, A.N., Huseynov, S.O., Hassel, E.P. $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ (aq) as heat transfer fluid for the alternative energy resources. I. (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties, Power Engineering Problems 2005, 2, 98-105.

8. Safarov, J.T., Najafov, G.N., Shahverdiyev, A.N., Huseynov, S.O., Hassel, E.P. $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ (aq) as heat transfer fluid for the alternative energy resources. II. Apparent molar volumes V_ϕ , Power Engineering Problems 2005, 3, 112-118, Baku, Azerbaijan.
9. Safarov, J.T. (p, ρ, T) and (p_s, ρ_s, T_s) properties, and apparent molar volumes V_ϕ of LiI (aq) at $T=(298.15 \text{ to } 398.15)$ K and at pressures up to $p=60$ MPa, Journal of Molecular Liquids 2006, 123, 2-3, 139-145.
10. Safarov, J.T., Jannataliyev, R.M., Shahverdiyev, A.N., Hassel, E.P. Investigation of the thermal properties and apparent molar volumes V_ϕ of ZnBr_2 (aq) in the temperature range from 298.15 to 398.15 K and at pressures up to $p=60$ MPa using a piezometer of constant volume, Journal of Molecular Liquids 2006, 124, 1-3, 51-57.
11. Safarov, J.T., Jannataliyev, R.M., Shahverdiyev, A.N., Hassel, E.P. Thermal properties and apparent molar volumes V_ϕ of ZnCl_2 (aq) in high temperatures and pressures, Journal of Molecular Liquids 2006, 128, 1-3, 127-133.
12. Redlich, O., Rosenfeld, P. Das partielle molare Volumen von gelösten Elektrolyten, I. Zeitschrift für physicalische Chemie, 1931, 155, Abt. A, 1, 65-99.
13. Redlich, O., Meyer, D. The molal volumes of electrolytes, Chemical Reviews, 1964, 64, 3, 221-227.
14. Debye, P. und Hückel, E. Zur Theorie der Elektrolyte. I. Gefrierpunktserniedrigung und verwandte Erscheinungen. Physikalische Zeitschrift, 1923, 9, 185-206.
15. Archer, D.G., Wang, P. The dielectric constant of water and Debye-Hückel limiting law slopes, Journal of Physical Chemistry Reference Data, 1990, 19, 371-409.

TABLE 1

A literature revision of experimental works dedicated to the thermodynamic properties of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq)

| First author | Reference | Year | Properties | Uncertainty, $\Delta\rho$ | Temperature, T/K | Pressure, p/MPa | Concentration |
|----------------|-----------|------|------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|--|
| Saury | [2] | 1993 | ρ | N/A | 283.15 to 308.15 | 0.1 | $c=0.35$ to $1.77 \text{ mol} \cdot \text{L}^{-1}$ |
| Nikolskiy(Ed.) | [3] | 1964 | ρ | N/A | 298.15 | 0.1 | $c=0.06$ to $1.57 \text{ mol} \cdot \text{L}^{-1}$ |

ρ – density, c – molarity.

Table 2: Values of the coefficients a_{ij} , b_{ij} and c_{ij} in Eqns.(2-5) for the $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ water solutions.

| a_i | b_i | c_i |
|--|--|--|
| $a_{10} = 11.5480210732$ | $b_{00} = -633.252168596$ | $c_{00} = 0.$ |
| $a_{11} = -2.2417448526$ | $b_{01} = 201.182476867$ | $c_{01} = 0.$ |
| $a_{12} = 0.717151395727$ | $b_{02} = -117.142042425$ | $c_{02} = -44.3505701315$ |
| $a_{13} = -0.208651279157$ | $b_{03} = 48.1842815654$ | $c_{03} = 0.$ |
| $a_{20} = -0.114792498299$ | $b_{10} = 5.34627013801$ | $c_{10} = -0.595099686219$ |
| $a_{21} = 0.781720693673 \cdot 10^{-2}$ | $b_{11} = 0.$ | $c_{11} = 0.328292076809$ |
| $a_{22} = 0.$ | $b_{12} = 0.$ | $c_{12} = 0.285922890841$ |
| $a_{23} = 0.$ | $b_{13} = 0.$ | $c_{13} = -0.051644218105$ |
| $a_{30} = 0.321070650674 \cdot 10^{-3}$ | $b_{20} = 0.$ | $c_{20} = 0.$ |
| $a_{31} = 0.$ | $b_{21} = -0.87953050099 \cdot 10^{-2}$ | $c_{21} = 0.$ |
| $a_{32} = 0.$ | $b_{22} = -0.299281890713 \cdot 10^{-3}$ | $c_{22} = 0.$ |
| $a_{33} = 0.$ | $b_{23} = 0.$ | $c_{23} = 0.$ |
| $a_{40} = -0.281995859116 \cdot 10^{-6}$ | $b_{30} = -0.112082284453 \cdot 10^{-4}$ | $c_{30} = 0.$ |
| $a_{41} = -0.161183213861 \cdot 10^{-7}$ | $b_{31} = 0.142014188321 \cdot 10^{-4}$ | $c_{31} = 0.$ |
| $a_{42} = -0.481248915786 \cdot 10^{-8}$ | $b_{32} = 0.$ | $c_{32} = 0.$ |
| $a_{43} = 0.$ | $b_{33} = 0.115748877103 \cdot 10^{-5}$ | $c_{33} = -0.516250841572 \cdot 10^{-6}$ |

Table 3. Apparent Molar Volumes $V_\phi/(\text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water.

| $\frac{T}{K}$ | $\frac{p}{\text{MPa}}$ | $\frac{m}{\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}}$ | | | | | | | |
|---------------|------------------------|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 0.04918 | 0.09367 | 0.23797 | 0.36365 | 0.85923 | 1.06930 | 1.35223 | 1.81668 |
| 273.16 | 0.101 | 48.705 | 55.462 | 62.296 | 65.154 | 70.572 | 71.834 | 73.418 | 76.334 |
| 273.16 | 5.000 | 49.863 | 56.422 | 62.996 | 65.758 | 70.955 | 72.185 | 73.734 | 76.578 |
| 273.16 | 10.000 | 51.009 | 57.268 | 63.690 | 66.355 | 71.334 | 72.532 | 74.054 | 76.819 |
| 273.16 | 20.000 | 53.462 | 59.244 | 65.094 | 67.504 | 72.091 | 73.216 | 74.676 | 77.289 |
| 273.16 | 30.000 | 55.861 | 61.072 | 66.385 | 68.600 | 72.809 | 73.866 | 75.263 | 77.732 |
| 273.16 | 40.000 | 58.208 | 62.861 | 67.609 | 69.620 | 73.489 | 74.494 | 75.832 | 78.150 |
| 273.16 | 50.000 | 60.508 | 64.512 | 68.767 | 70.593 | 74.134 | 75.083 | 76.382 | 78.556 |
| 273.16 | 60.000 | 62.378 | 66.028 | 69.782 | 71.468 | 74.732 | 75.643 | 76.902 | 78.927 |
| 273.16 | 70.000 | 64.212 | 67.315 | 70.777 | 72.274 | 75.308 | 76.183 | 77.397 | 79.287 |
| 273.16 | 80.000 | 65.633 | 68.478 | 71.597 | 72.988 | 75.840 | 76.687 | 77.871 | 79.625 |
| 273.16 | 90.000 | 66.465 | 69.225 | 72.324 | 73.612 | 76.320 | 77.156 | 78.315 | 79.936 |
| 273.16 | 100.000 | 66.909 | 69.859 | 72.921 | 74.199 | 76.780 | 77.600 | 78.739 | 80.238 |
| 277.15 | 0.101 | 52.865 | 58.176 | 63.822 | 66.370 | 71.432 | 72.656 | 74.210 | 77.041 |
| 277.15 | 5.000 | 53.608 | 58.810 | 64.391 | 66.887 | 71.766 | 72.967 | 74.494 | 77.256 |
| 277.15 | 10.000 | 54.395 | 59.465 | 64.966 | 67.379 | 72.111 | 73.277 | 74.777 | 77.475 |
| 277.15 | 20.000 | 56.125 | 61.056 | 66.132 | 68.397 | 72.776 | 73.887 | 75.332 | 77.888 |
| 277.15 | 30.000 | 58.112 | 62.561 | 67.293 | 69.353 | 73.410 | 74.469 | 75.866 | 78.291 |
| 277.15 | 40.000 | 60.019 | 64.013 | 68.381 | 70.257 | 74.029 | 75.038 | 76.387 | 78.674 |
| 277.15 | 50.000 | 61.710 | 65.444 | 69.370 | 71.118 | 74.614 | 75.579 | 76.885 | 79.035 |
| 277.15 | 60.000 | 63.438 | 66.682 | 70.314 | 71.920 | 75.158 | 76.094 | 77.369 | 79.380 |
| 277.15 | 70.000 | 64.873 | 67.859 | 71.186 | 72.645 | 75.676 | 76.579 | 77.821 | 79.707 |
| 277.15 | 80.000 | 66.075 | 68.805 | 71.920 | 73.302 | 76.174 | 77.046 | 78.258 | 80.017 |
| 277.15 | 90.000 | 66.723 | 69.653 | 72.569 | 73.901 | 76.621 | 77.480 | 78.675 | 80.307 |
| 277.15 | 100.000 | 67.254 | 70.136 | 73.146 | 74.398 | 77.043 | 77.894 | 79.074 | 80.580 |
| 283.15 | 0.101 | 57.017 | 60.776 | 65.466 | 67.770 | 72.499 | 73.692 | 75.219 | 77.964 |
| 283.15 | 5.000 | 57.320 | 61.282 | 65.940 | 68.170 | 72.782 | 73.961 | 75.462 | 78.143 |
| 283.15 | 10.000 | 57.621 | 61.679 | 66.410 | 68.592 | 73.073 | 74.219 | 75.710 | 78.330 |
| 283.15 | 20.000 | 58.807 | 62.875 | 67.375 | 69.450 | 73.645 | 74.743 | 76.190 | 78.687 |
| 283.15 | 30.000 | 60.163 | 64.045 | 68.319 | 70.235 | 74.182 | 75.247 | 76.653 | 79.032 |
| 283.15 | 40.000 | 61.491 | 65.189 | 69.242 | 71.030 | 74.719 | 75.741 | 77.115 | 79.365 |
| 283.15 | 50.000 | 62.790 | 66.310 | 70.066 | 71.756 | 75.223 | 76.216 | 77.553 | 79.680 |
| 283.15 | 60.000 | 64.257 | 67.408 | 70.914 | 72.468 | 75.716 | 76.673 | 77.976 | 79.985 |
| 283.15 | 70.000 | 65.504 | 68.384 | 71.666 | 73.114 | 76.168 | 77.104 | 78.392 | 80.274 |
| 283.15 | 80.000 | 66.348 | 69.243 | 72.325 | 73.671 | 76.600 | 77.518 | 78.780 | 80.543 |
| 283.15 | 90.000 | 66.988 | 69.887 | 72.894 | 74.192 | 77.003 | 77.908 | 79.155 | 80.801 |
| 283.15 | 100.000 | 67.428 | 70.421 | 73.413 | 74.677 | 77.388 | 78.282 | 79.516 | 81.046 |
| 293.15 | 0.101 | 60.414 | 63.392 | 67.357 | 69.413 | 73.905 | 75.079 | 76.593 | 79.240 |
| 293.15 | 5.000 | 60.294 | 63.567 | 67.697 | 69.750 | 74.124 | 75.279 | 76.788 | 79.383 |
| 293.15 | 10.000 | 60.578 | 63.952 | 68.077 | 70.085 | 74.353 | 75.495 | 76.981 | 79.528 |
| 293.15 | 20.000 | 61.136 | 64.708 | 68.822 | 70.743 | 74.804 | 75.911 | 77.375 | 79.809 |
| 293.15 | 30.000 | 61.678 | 65.446 | 69.509 | 71.359 | 75.232 | 76.309 | 77.746 | 80.080 |
| 293.15 | 40.000 | 62.798 | 66.374 | 70.264 | 72.015 | 75.664 | 76.717 | 78.125 | 80.345 |
| 293.15 | 50.000 | 63.698 | 67.181 | 70.962 | 72.605 | 76.063 | 77.099 | 78.482 | 80.594 |

Table 3 - continuing

| $\frac{T}{K}$ | $\frac{p}{\text{MPa}}$ | $\frac{m}{\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}}$ | | | | | | | |
|---------------|------------------------|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 0.04918 | 0.09367 | 0.23797 | 0.36365 | 0.85923 | 1.06930 | 1.35223 | 1.81668 |
| 293.15 | 60.000 | 64.774 | 68.072 | 71.606 | 73.183 | 76.467 | 77.474 | 78.840 | 80.844 |
| 293.15 | 70.000 | 65.830 | 68.947 | 72.278 | 73.724 | 76.851 | 77.842 | 79.191 | 81.079 |
| 293.15 | 80.000 | 66.483 | 69.604 | 72.779 | 74.177 | 77.195 | 78.176 | 79.516 | 81.294 |
| 293.15 | 90.000 | 67.125 | 70.250 | 73.309 | 74.647 | 77.544 | 78.514 | 79.842 | 81.511 |
| 293.15 | 100.000 | 67.565 | 70.685 | 73.752 | 75.032 | 77.865 | 78.828 | 80.149 | 81.710 |
| 298.15 | 0.101 | 61.187 | 64.106 | 68.004 | 70.053 | 74.481 | 75.659 | 77.178 | 79.791 |
| 298.15 | 5.000 | 61.266 | 64.384 | 68.342 | 70.361 | 74.676 | 75.839 | 77.349 | 79.921 |
| 298.15 | 10.000 | 61.343 | 64.659 | 68.678 | 70.666 | 74.881 | 76.035 | 77.526 | 80.049 |
| 298.15 | 20.000 | 61.693 | 65.305 | 69.337 | 71.240 | 75.283 | 76.403 | 77.874 | 80.301 |
| 298.15 | 30.000 | 62.231 | 65.935 | 69.981 | 71.827 | 75.676 | 76.763 | 78.215 | 80.543 |
| 298.15 | 40.000 | 63.150 | 66.757 | 70.652 | 72.401 | 76.060 | 77.133 | 78.556 | 80.780 |
| 298.15 | 50.000 | 64.246 | 67.665 | 71.349 | 72.964 | 76.437 | 77.487 | 78.898 | 81.006 |
| 298.15 | 60.000 | 65.126 | 68.454 | 71.952 | 73.515 | 76.806 | 77.834 | 79.227 | 81.229 |
| 298.15 | 70.000 | 65.795 | 69.125 | 72.504 | 73.978 | 77.146 | 78.157 | 79.536 | 81.438 |
| 298.15 | 80.000 | 66.643 | 69.884 | 73.045 | 74.431 | 77.480 | 78.483 | 79.846 | 81.637 |
| 298.15 | 90.000 | 67.285 | 70.430 | 73.537 | 74.850 | 77.785 | 78.786 | 80.145 | 81.828 |
| 298.15 | 100.000 | 67.726 | 70.866 | 73.941 | 75.211 | 78.074 | 79.074 | 80.425 | 82.011 |
| 313.15 | 0.101 | 63.073 | 65.906 | 69.643 | 71.613 | 75.943 | 77.114 | 78.641 | 81.227 |
| 313.15 | 5.000 | 63.143 | 66.071 | 69.936 | 71.863 | 76.089 | 77.254 | 78.773 | 81.321 |
| 313.15 | 10.000 | 63.212 | 66.342 | 70.184 | 72.111 | 76.245 | 77.392 | 78.910 | 81.413 |
| 313.15 | 20.000 | 63.549 | 66.873 | 70.754 | 72.597 | 76.550 | 77.672 | 79.174 | 81.595 |
| 313.15 | 30.000 | 64.076 | 67.496 | 71.312 | 73.073 | 76.837 | 77.946 | 79.439 | 81.768 |
| 313.15 | 40.000 | 64.789 | 68.106 | 71.857 | 73.538 | 77.128 | 78.223 | 79.698 | 81.937 |
| 313.15 | 50.000 | 65.487 | 68.806 | 72.391 | 73.967 | 77.414 | 78.494 | 79.953 | 82.103 |
| 313.15 | 60.000 | 66.563 | 69.595 | 72.954 | 74.413 | 77.704 | 78.760 | 80.217 | 82.266 |
| 313.15 | 70.000 | 67.425 | 70.266 | 73.426 | 74.824 | 77.967 | 79.021 | 80.469 | 82.414 |
| 313.15 | 80.000 | 68.077 | 70.824 | 73.849 | 75.174 | 78.213 | 79.268 | 80.703 | 82.555 |
| 313.15 | 90.000 | 68.716 | 71.471 | 74.264 | 75.518 | 78.465 | 79.510 | 80.939 | 82.699 |
| 313.15 | 100.000 | 69.535 | 72.007 | 74.670 | 75.855 | 78.702 | 79.748 | 81.179 | 82.830 |
| 333.15 | 0.101 | 66.124 | 68.187 | 71.502 | 73.350 | 77.442 | 78.570 | 80.061 | 82.665 |
| 333.15 | 5.000 | 65.975 | 68.347 | 71.709 | 73.516 | 77.540 | 78.661 | 80.154 | 82.730 |
| 333.15 | 10.000 | 66.244 | 68.616 | 71.957 | 73.736 | 77.635 | 78.751 | 80.246 | 82.793 |
| 333.15 | 20.000 | 66.565 | 69.142 | 72.443 | 74.112 | 77.846 | 78.946 | 80.441 | 82.917 |
| 333.15 | 30.000 | 67.081 | 69.655 | 72.875 | 74.479 | 78.040 | 79.126 | 80.625 | 83.032 |
| 333.15 | 40.000 | 67.787 | 70.263 | 73.339 | 74.864 | 78.252 | 79.320 | 80.811 | 83.145 |
| 333.15 | 50.000 | 68.680 | 70.963 | 73.793 | 75.214 | 78.447 | 79.510 | 81.001 | 83.255 |
| 333.15 | 60.000 | 69.355 | 71.544 | 74.196 | 75.529 | 78.626 | 79.686 | 81.180 | 83.351 |
| 333.15 | 70.000 | 70.017 | 72.114 | 74.590 | 75.836 | 78.812 | 79.867 | 81.362 | 83.452 |
| 333.15 | 80.000 | 70.863 | 72.672 | 74.976 | 76.138 | 78.982 | 80.045 | 81.541 | 83.539 |
| 333.15 | 90.000 | 71.498 | 73.220 | 75.314 | 76.406 | 79.149 | 80.210 | 81.716 | 83.624 |
| 333.15 | 100.000 | 71.928 | 73.554 | 75.605 | 76.643 | 79.312 | 80.371 | 81.882 | 83.697 |
| 353.15 | 0.101 | 67.285 | 69.249 | 72.454 | 74.246 | 78.099 | 79.124 | 80.513 | 83.154 |
| 353.15 | 5.000 | 67.133 | 69.301 | 72.622 | 74.387 | 78.163 | 79.179 | 80.579 | 83.209 |

Table 3 - continuing

| $\frac{T}{K}$ | $\frac{p}{\text{MPa}}$ | $\frac{m}{\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}}$ | | | | | | | |
|---------------|------------------------|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 0.04918 | 0.09367 | 0.23797 | 0.36365 | 0.85923 | 1.06930 | 1.35223 | 1.81668 |
| 353.15 | 10.000 | 67.195 | 69.464 | 72.788 | 74.527 | 78.214 | 79.233 | 80.651 | 83.275 |
| 353.15 | 20.000 | 67.101 | 69.783 | 73.112 | 74.799 | 78.335 | 79.347 | 80.792 | 83.386 |
| 353.15 | 30.000 | 67.423 | 70.201 | 73.470 | 75.091 | 78.464 | 79.476 | 80.936 | 83.489 |
| 353.15 | 40.000 | 67.735 | 70.607 | 73.819 | 75.348 | 78.576 | 79.592 | 81.077 | 83.583 |
| 353.15 | 50.000 | 68.037 | 70.895 | 74.116 | 75.569 | 78.685 | 79.713 | 81.214 | 83.669 |
| 353.15 | 60.000 | 68.331 | 71.282 | 74.405 | 75.784 | 78.789 | 79.822 | 81.347 | 83.741 |
| 353.15 | 70.000 | 68.819 | 71.660 | 74.645 | 75.965 | 78.891 | 79.936 | 81.478 | 83.806 |
| 353.15 | 80.000 | 69.094 | 72.029 | 74.921 | 76.169 | 79.000 | 80.057 | 81.613 | 83.875 |
| 353.15 | 90.000 | 69.362 | 72.284 | 75.107 | 76.314 | 79.095 | 80.156 | 81.745 | 83.926 |
| 353.15 | 100.000 | 69.425 | 72.429 | 75.247 | 76.428 | 79.165 | 80.253 | 81.859 | 83.964 |

Table 4. Apparent molar volumes at infinite dilution $V_{\phi}^0/(\text{cm}^3\cdot\text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water.

| T/K | 273.16 | 277.15 | 283.15 | 293.15 | 298.15 | 313.15 | 333.15 | 353.15 |
|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.101 | 40.229 | 45.963 | 51.789 | 54.858 | 56.737 | 58.521 | 61.380 | 62.525 |
| 5 | 41.612 | 46.833 | 51.874 | 55.518 | 56.607 | 58.503 | 61.624 | 62.588 |
| 10 | 43.095 | 47.771 | 52.075 | 55.699 | 56.476 | 58.365 | 61.919 | 62.577 |
| 20 | 46.086 | 49.667 | 53.264 | 56.056 | 56.519 | 58.518 | 62.062 | 62.099 |
| 30 | 49.127 | 52.198 | 54.838 | 56.397 | 56.974 | 58.967 | 62.626 | 62.382 |
| 40 | 52.102 | 54.619 | 56.381 | 57.745 | 58.018 | 59.821 | 63.482 | 62.652 |
| 50 | 55.129 | 56.608 | 57.888 | 58.763 | 59.339 | 60.541 | 64.627 | 63.026 |
| 60 | 57.401 | 58.888 | 59.774 | 60.058 | 60.336 | 61.958 | 65.443 | 63.270 |
| 70 | 59.849 | 60.618 | 61.332 | 61.327 | 61.018 | 63.053 | 66.240 | 63.929 |
| 80 | 61.565 | 62.113 | 62.170 | 61.989 | 61.979 | 63.830 | 67.436 | 64.146 |
| 90 | 62.500 | 62.550 | 62.816 | 62.640 | 62.742 | 64.479 | 68.197 | 64.471 |
| 100 | 62.744 | 63.144 | 63.162 | 63.097 | 63.202 | 65.632 | 68.762 | 64.484 |

Table 5. Apparent molar volume concentration dependence constants $B_v/(\text{cm}^3\cdot\text{kg}\cdot\text{mol}^{-2})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water.

| T/K | 273.16 | 277.15 | 283.15 | 293.15 | 298.15 | 313.15 | 333.15 | 353.15 |
|--------------|----------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 0.101 | 137.0451 | 104.1870 | 68.6835 | 61.4388 | 47.5898 | 42.7518 | 28.0683 | 16.1675 |
| 5 | 132.6794 | 101.8267 | 73.3467 | 56.5026 | 52.2222 | 45.1311 | 27.8416 | 17.0701 |
| 10 | 126.0210 | 98.9334 | 75.5932 | 58.9067 | 56.8291 | 49.9098 | 28.2226 | 19.9141 |
| 20 | 115.4637 | 95.9972 | 76.0178 | 63.6131 | 63.7798 | 54.7222 | 33.5480 | 30.2721 |
| 30 | 102.7879 | 85.3287 | 72.0192 | 68.2598 | 66.1271 | 57.2992 | 34.1431 | 33.4164 |
| 40 | 90.3993 | 75.2613 | 68.0577 | 64.1735 | 64.2107 | 55.3759 | 32.5548 | 36.4379 |
| 50 | 75.9623 | 69.5737 | 64.2262 | 62.3017 | 60.2361 | 55.7892 | 28.7887 | 36.9629 |
| 60 | 68.1523 | 58.7116 | 56.0964 | 58.3521 | 58.4288 | 49.6848 | 27.2094 | 39.8319 |
| 70 | 56.0022 | 53.0622 | 50.1657 | 54.4857 | 58.7023 | 45.7195 | 25.6405 | 38.0841 |
| 80 | 50.3448 | 47.4538 | 50.6604 | 54.7706 | 56.9203 | 43.9168 | 19.6359 | 40.8731 |
| 90 | 48.5741 | 52.0900 | 50.9087 | 55.0534 | 54.9713 | 44.3615 | 18.1203 | 41.2042 |
| 100 | 52.9825 | 51.1558 | 53.1684 | 55.1191 | 55.0656 | 38.3125 | 16.3811 | 43.6498 |

FIGURE 1. Plot of pressure p of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq) against density ρ at $m=1.35223 \text{ mol}\cdot\text{kg}^{-1}$: \blacklozenge , $T=273.16 \text{ K}$; \blacksquare , $T=277.15 \text{ K}$; \blacktriangle , $T=283.15 \text{ K}$; \blacktriangledown , $T=293.15 \text{ K}$; \star , $T=298.15 \text{ K}$; \diamond , $T=313.15 \text{ K}$; \square , $T=333.15 \text{ K}$; \triangle , $T=353.15 \text{ K}$.

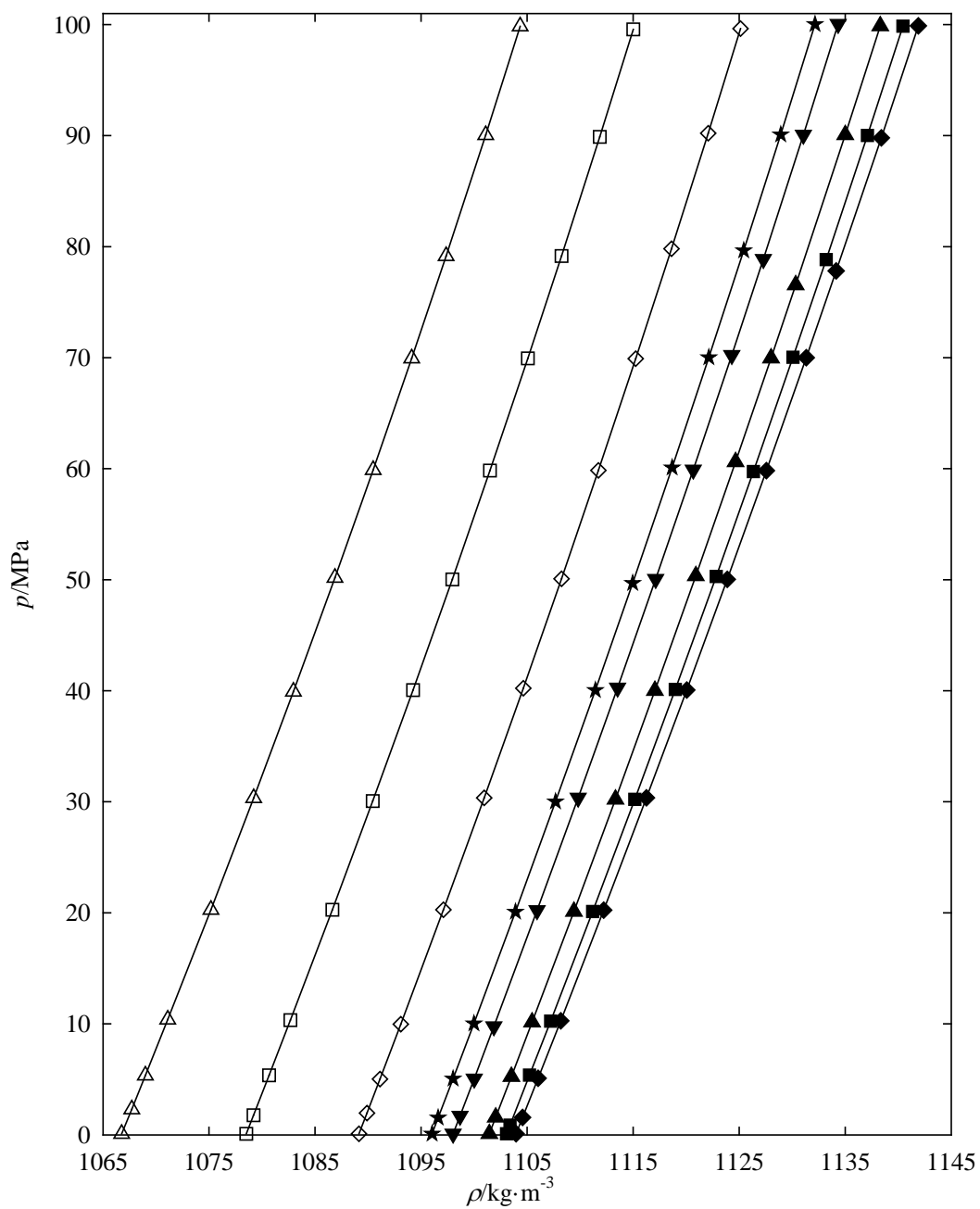


FIGURE 2. Plot of density ρ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ (aq) against pressure p at $T=298.15$ K (*, $m=0$; \blacklozenge , $m=0.04918$ mol·kg $^{-1}$; \blacksquare , $m=0.09367$ mol·kg $^{-1}$; \blacktriangle , $m=0.23797$ mol·kg $^{-1}$; \bullet , $m=0.36365$ mol·kg $^{-1}$; \diamond , $m=0.85923$ mol·kg $^{-1}$; \square , $m=1.06930$ mol·kg $^{-1}$; \triangle , $m=1.35223$ mol·kg $^{-1}$; \circ , $m=1.81668$ mol·kg $^{-1}$).

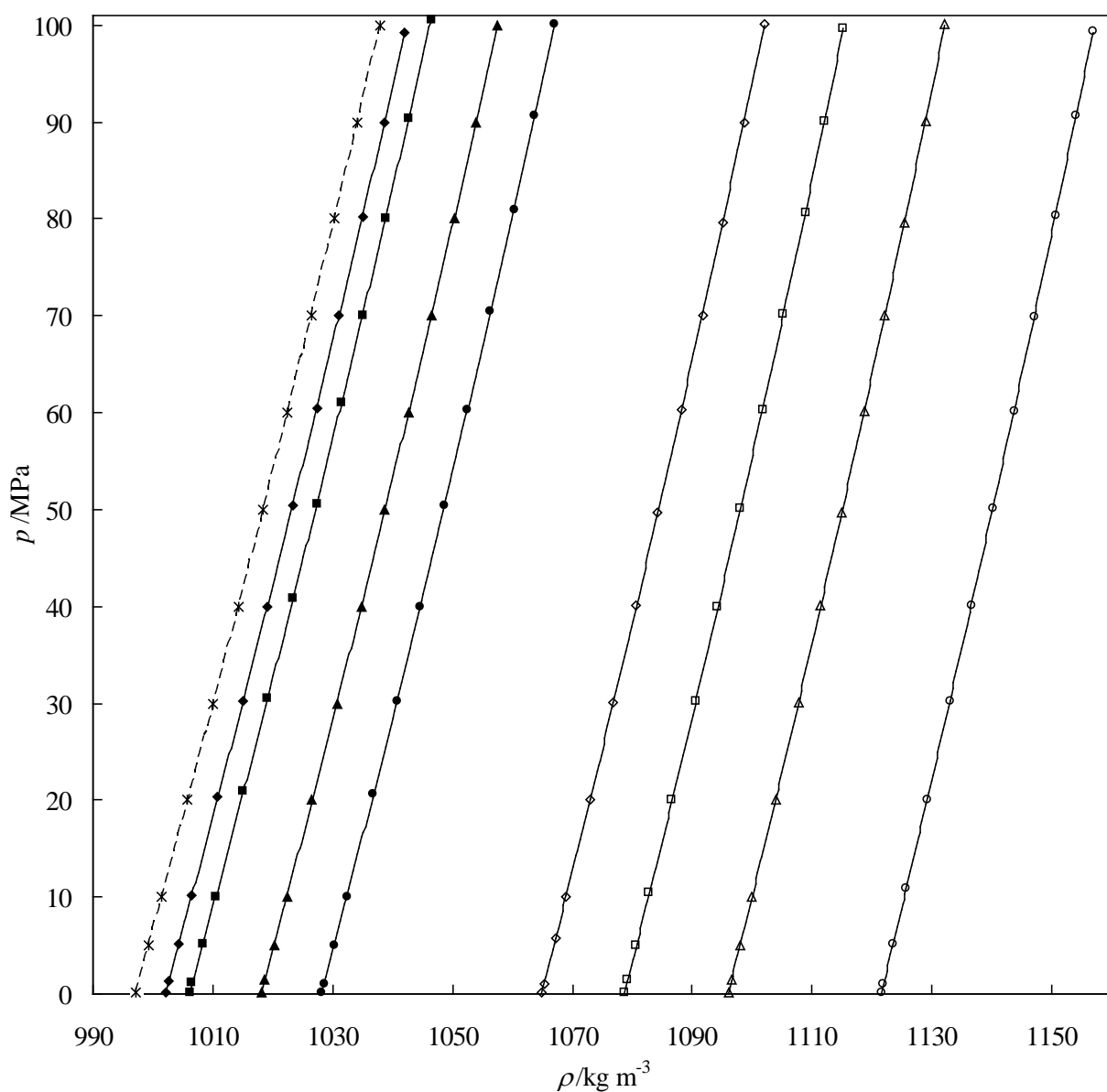


Figure 3. Plot of deviations of experimental density ρ_{exp} of the investigated samples from the calculated density ρ_{eq} obtained from eqns. (2-5) against pressure p at $T = (273.15 \text{ to } 353.15) \text{ K}$.

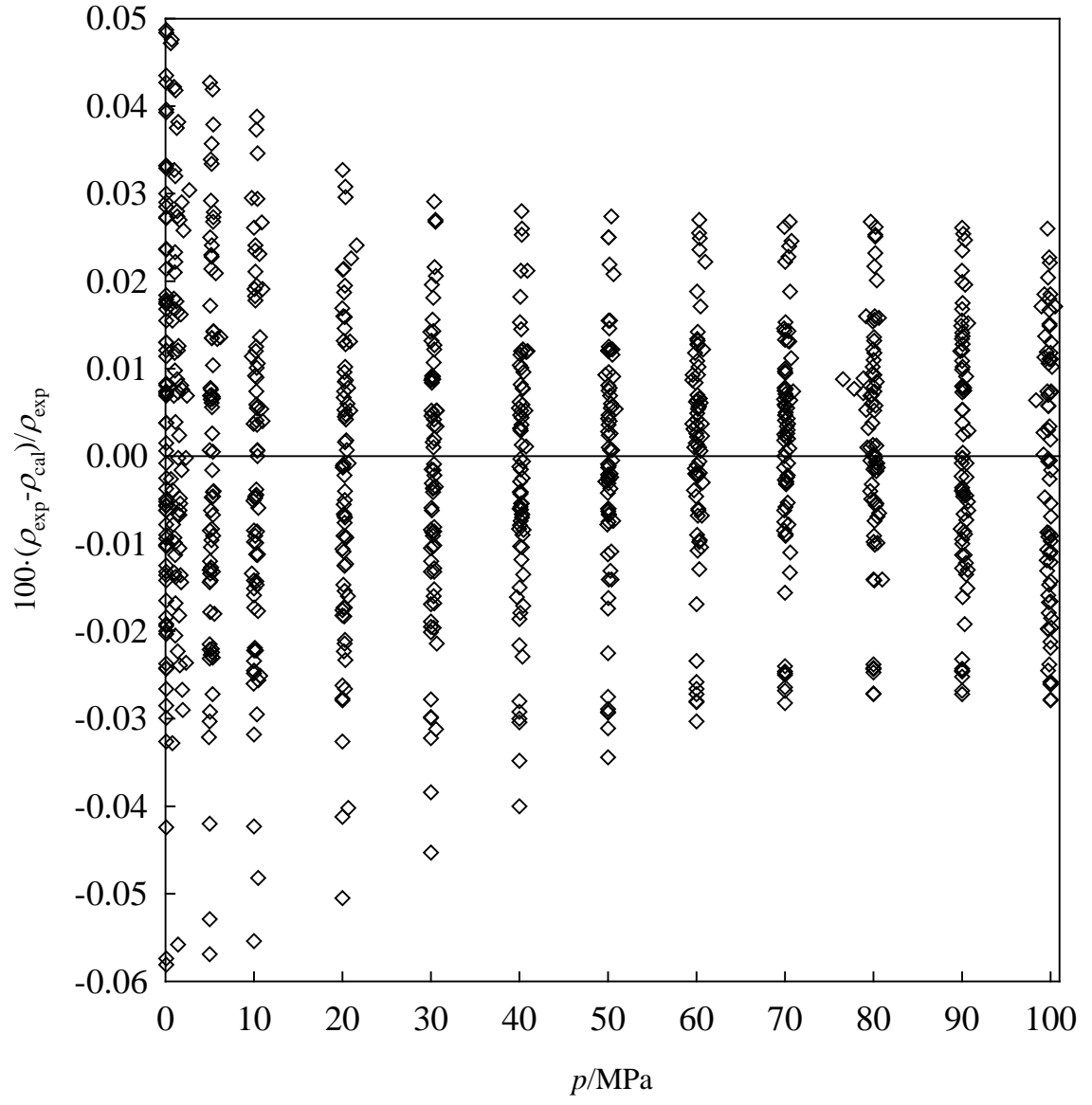


Figure 4. Plots of apparent molar volumes $V_{\phi}^0/(\text{cm}^3 \cdot \text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water against mo-

lality $m/\text{mol} \cdot \text{kg}^{-1}$ at $T=283.15 \text{ K}$: \blacklozenge , $p=0.101 \text{ MPa}$; \blacksquare , $p=5 \text{ MPa}$; \blacktriangle , $p=10 \text{ MPa}$; \bullet , $p=20 \text{ MPa}$; \diamond , $p=30 \text{ MPa}$; \square , $p=40 \text{ MPa}$; \triangle , $p=50 \text{ MPa}$; \circ , $p=60 \text{ MPa}$; $+$, $p=70 \text{ MPa}$; $*$, $p=80 \text{ MPa}$; \times , $p=90 \text{ MPa}$; $-$, $p=100 \text{ MPa}$.

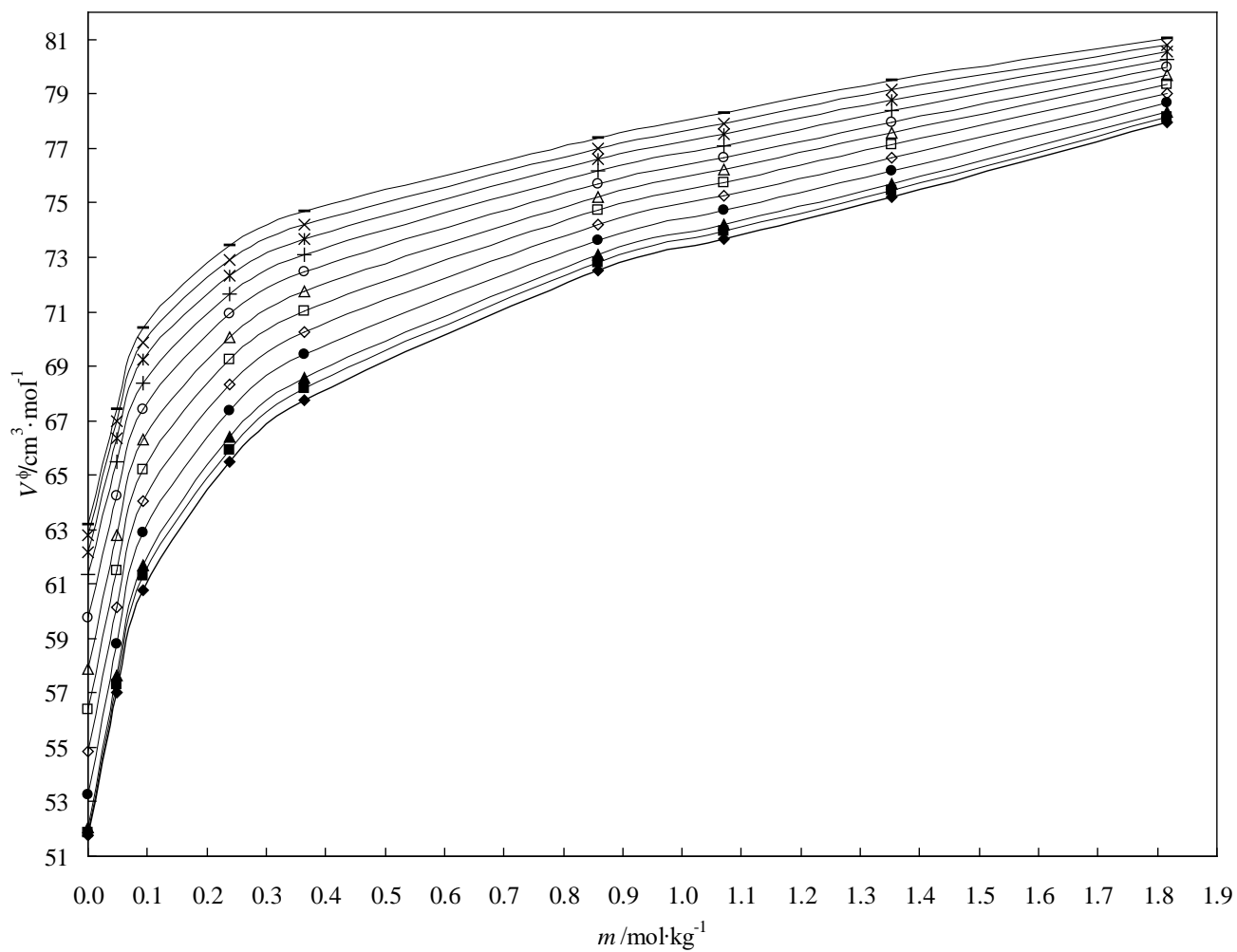


Figure 5. Plots of apparent molar volumes $V_\phi^0/(\text{cm}^3\cdot\text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water against pressure p at $m=1.81668\text{ mol}\cdot\text{kg}^{-1}$: \blacklozenge , $T=273.16\text{ K}$; \blacksquare , $T=277.15\text{ K}$; \blacktriangle , $T=283.15\text{ K}$; \bullet , $T=293.15\text{ K}$; \diamond , $T=298.15\text{ K}$; \square , $T=313.15\text{ K}$; \triangle , $T=333.15\text{ K}$; \circ , $T=353.15\text{ K}$.

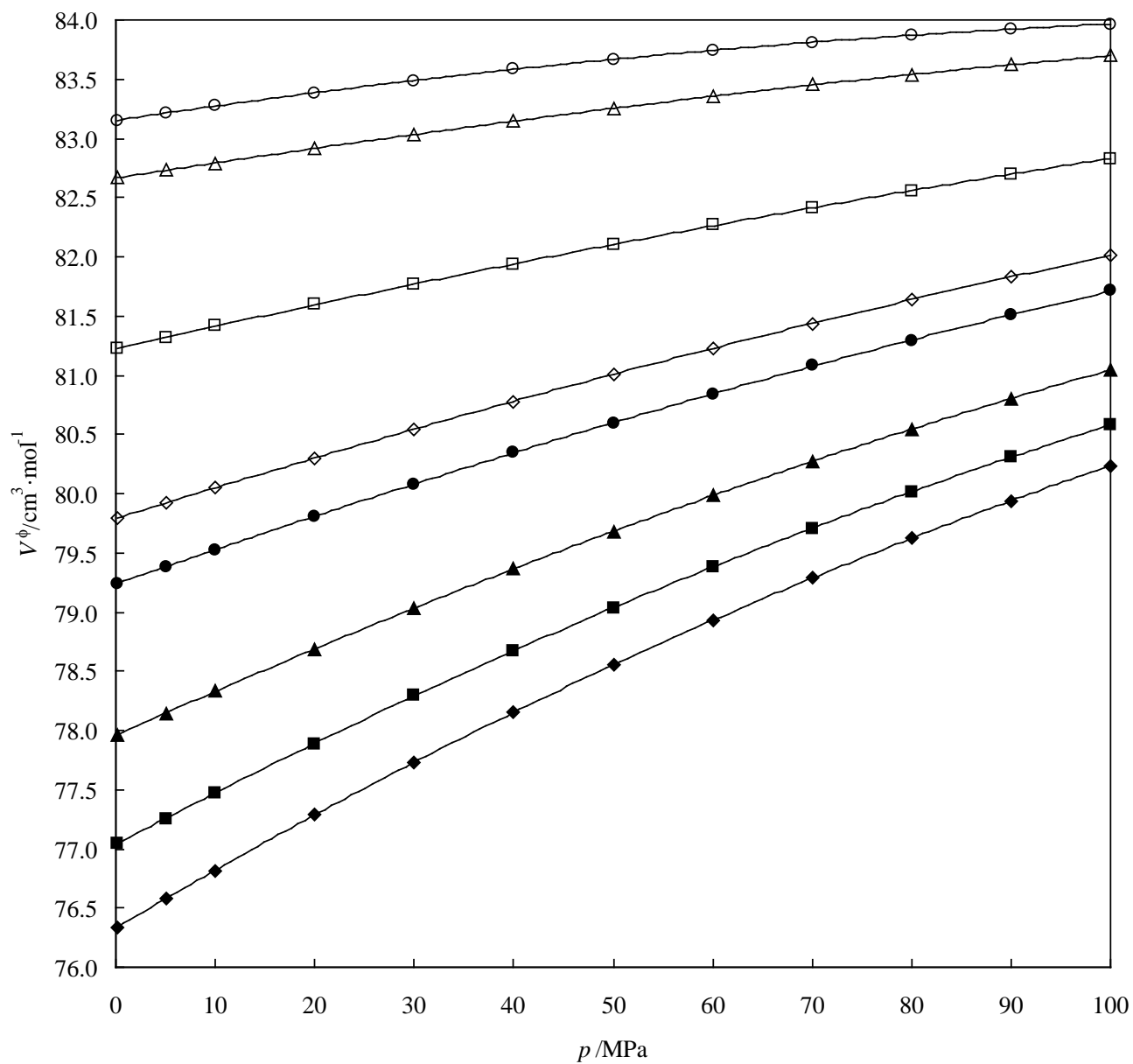
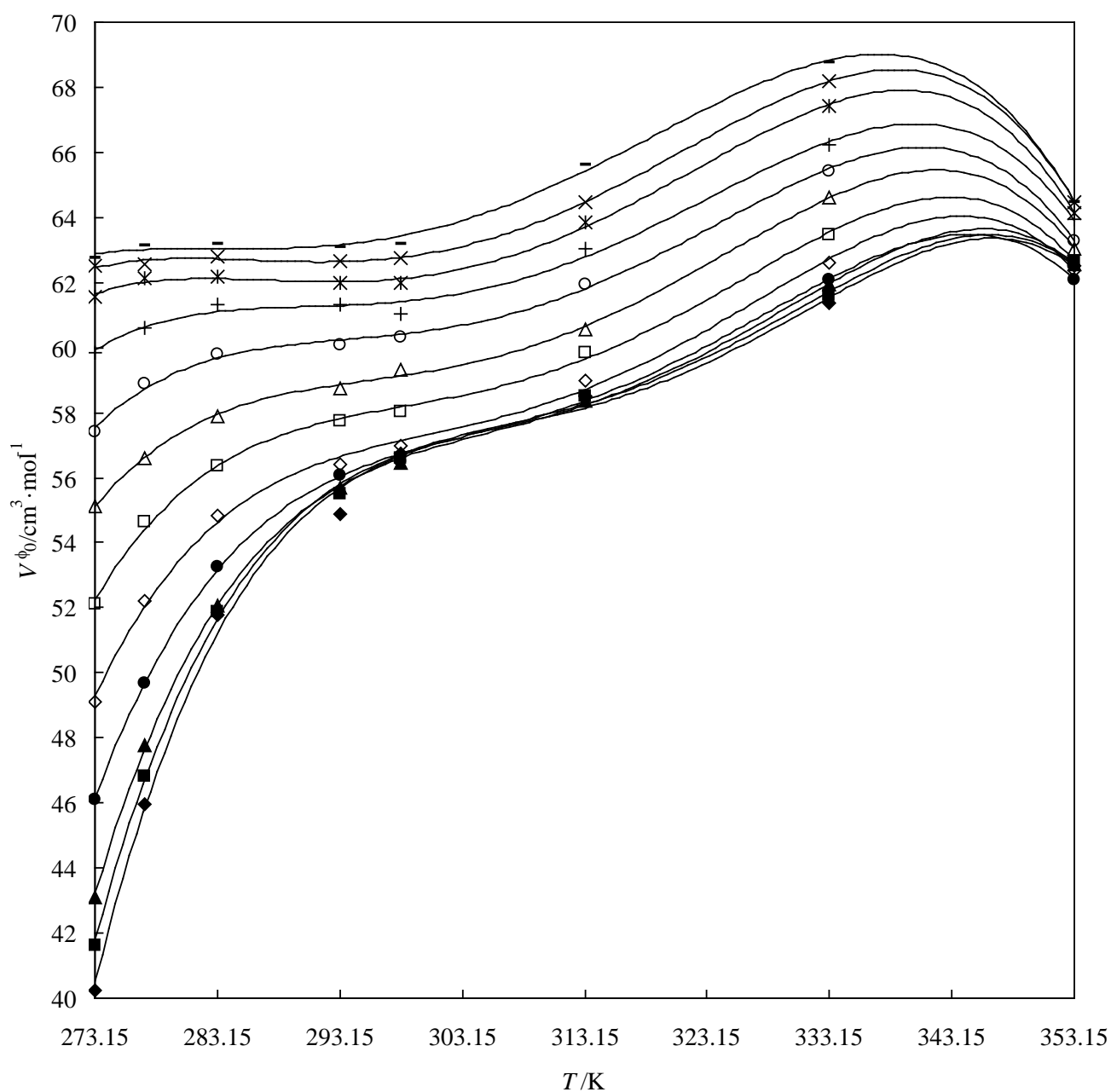


Figure 6. Plots of apparent molar volumes at infinite dilution $V_{\phi}^0/(\text{cm}^3\cdot\text{mol}^{-1})$ of $\text{Ca}(\text{CH}_3\text{COO})_2$ in water against temperature T : \blacklozenge , $p=0.101$ MPa; \blacksquare , $p=5$ MPa; \blacktriangle , $p=10$ MPa; \bullet , $p=20$ MPa; \diamond , $p=30$ MPa; \square , $p=40$ MPa; \triangle , $p=50$ MPa; \circ , $p=60$ MPa; $+$, $p=70$ MPa; $*$, $p=80$ MPa; \times , $p=90$ MPa; $-$, $p=100$ MPa.



1. Ebru Arınan

Alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesi ile ilgili çalışmalar günümüzde oldukça fazla ilgi çekmektedir. Alternatif bir enerji kaynağının çevreye az zararlı, yenilenebilir ve düşük maliyetli olması istenmektedir. Bu anlamda güneş, rüzgar, hidrolik, hidrojen, biokütle ve jeotermal gibi alternatif enerjilere yönelim artmıştır. Hidrojen elde etmede büyük önem kazanan bor bileşiklerinin en önemli özelliği hidrojeni serbest halde değil de sodyum borhidrür (NaBH_4) şeklinde kimyasal bileşikte depo etmeleridir. NaBH_4 katı halde ağırlıkça %10,6 hidrojen içermektedir. NaBH_4 hidrojen depolamanın en önemli üstünlüğü depolanan hidrojenin oda sıcaklığında geri alınabilmesidir. Çözelti halindeki sodyum borhidrür hidrojeni vermekte ve sodyum metaborata dönüşmektedir. Reaksiyon sonucu açığa çıkan hidrojen, hidrür şeklinde bağlı olan hidrojenin iki katıdır. NaBH_4 'lü sıvı sistemlerinde asidik ortamda reaksiyonun katalizörsüz olarak az da olsa gerçekleşmektedir. Bazı solüsyonlarda gaz çıkışı için katalizör kullanımının gerekliliği bilinmektedir. Planlanan çalışmanın amacı sodyum borhidrür çözeltisinden kontrollü hidrojen gazı üretilmesinde uzun ömürlü, ucuz ve reaksiyon için aktivitesi yüksek katalizörlerin hazırlanmasıdır. Literatür çalışmaları incelendiğinde Pt ve Ru gibi soy metallerin NaBH_4 'ün hidrolizinde yüksek aktivite gösterdikleri görülmüştür. Bu metaller ile hazırlanan katalizör maliyetlerinin oldukça yüksek olması araştırmacıları farklı katalizörlerin geliştirilmesi çalışmalarına yöneltmiştir. Yürütülecek çalışmada geçiş metal (Co, Ni vb.) temelli destekli katalizörlerin sentezlenmesi planlanmaktadır. Soy metaller kullanmak yerine geçiş metallerinin katalizör hazırlama çalışmalarında kullanılması katalizör hazırlama maliyetleri önemli ölçüde düşürecektir. Hazırlanan katalizörlerle soy metalli katalizörlerde elde edilen aktivitenin sağlanmasının konu ile ilgili literatüre önemli katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

2. Hilal Seda Demirel

Önerilen tezin başlıca amacı son zamanlarda oldukça düşen Nikel fiyatları göz önünde bulundurularak, ülkemizin mevcut kaynak ve kurulu tesisinin ekonomisinin düzeltilmesine katkıda bulunabilmek adına hem Nikel-Kobalt hem de cevherde bunlarla beraber bulunan diğer değerli metallere farklı kazanım yöntemleri geliştirmek ve tesisin atıklarıyla kaybedilenleri sisteme geri kazandırarak verim artışı sağlayabilmektir. Sanayi odaklı yürütülmesi planlanan tez çalışması sonucunda hem ülke ekonomisine katkı sağlanması hem de teknoloji geliştirme ile literatüre katkı sağlanması açısından önem arz etmektedir.

3. Janset Sine Şekerci

Türkiye'de bir ilk olan Lateritik nikel-kobalt cevherlerinin işlendiği HPAL tesislerinin çalışma prensibinin tanınması, ekonomik olarak önemli değere sahip olan Kobalt metalinin pazarının araştırılması ve uygun bir bileşiğinin üretime geçirilmesi ile ilgili yöntem geliştirilmesidir. Mevcut çalışmalara bakıldığında; farklı bölgelerden alınan lateritik cevherlerin liçlenmesiyle ilgili çalışmalar bulunmasına rağmen liç sonrası elde edilen üründen farklı uç ürünleri eldesi amacıyla daha önce bir çalışma yürütülmemiştir. Ülkemizde bu tür değerli metallerin kazanımı ve pazarda yerini alabilmesi adına mevcut çalışmaların yok denecek kadar az olmasından ötürü önem arz eden bir çalışmadır.

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MM598 SEMİNER DERSİ

Seminer Konusu: Tavandan soğutmanın karakteristiğinin nümerik olarak incelenmesi

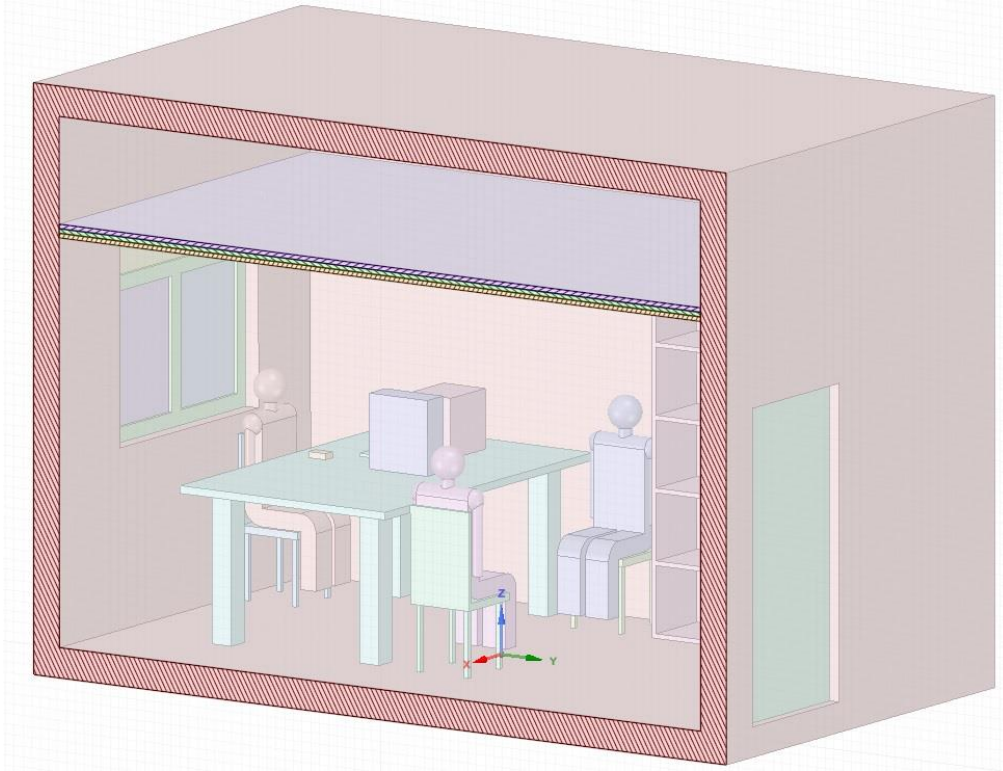
Tez Danışmanı: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Tez Öğrencisi: İbrahim Yasin TERZİOĞLU

ÖZET

Dünyanın birincil enerji tüketimi 2013 yılı değerlerine göre 12.5 milyar ton fosil yakıt eşdeğerindedir. Bu da demek oluyor ki küresel enerji tüketimi yılda %0.9 bile artsa toplam yakıt tüketiminde %2.3 artış söz konusudur [1]. Binalardaki termal konfor için enerji tüketimi Avrupa’da %60’tan daha fazladır [2]. Isıl konfor şartlarını sağlamak uğruna harcadığımız enerjinin azaltılması günümüz dünyasında büyük önem kazanmakta olup bunun sağlanması için arayışlara girmekteyiz. Tavandan soğutma sistemleri de bu arayışlardan birisidir. Binalardaki tavandan soğutma sistemlerinde, ısı odadan radyasyon ve konveksiyonla ısı transferi ile alınmaktadır. Isı, direkt olarak insan vücudundan, radyasyonla ısı transferi ile alındığından daha konforlu hissetmektedirler [3].

Gazi Üniversitesi öğretim görevlilerinin odalarının boyutlarından yola çıkarak bir hacim seçilerek bu hacmin tavandan soğutulmasının karakteristiği incelenecektir. Örnek odanın kesit görüntüsü aşağıdaki gibidir:



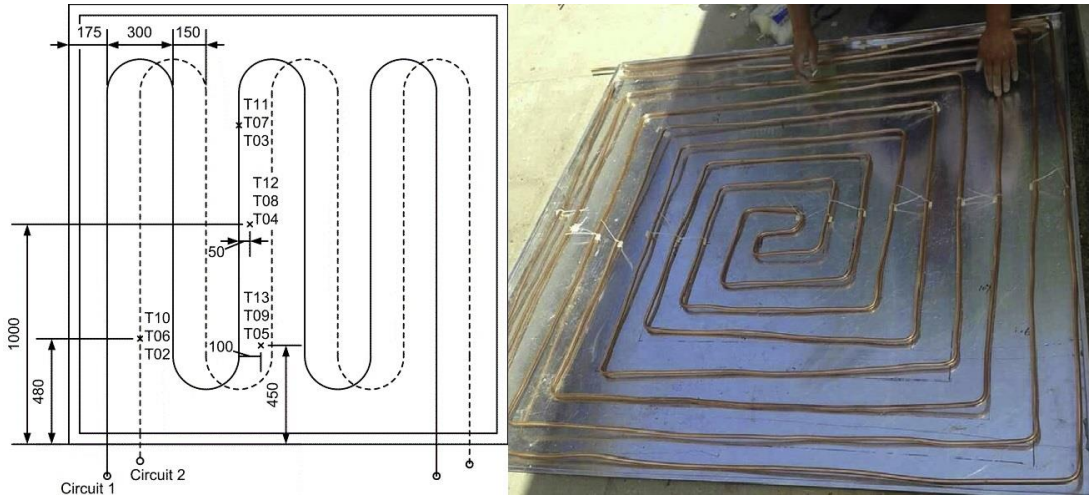
Şekil 1: Örnek Oda Kesit Görüntüsü

Tavandan soğutma sistemlerinin konforlu ve tasarruflu olmasından dolayı sistemin popülerliği ve uygulanabilirliğinin limitasyonu yoğunlaşmıştır. Yoğuşma, yüzey sıcaklığının yoğuşma sıcaklığının altına düştüğü zamanda gerçekleşmektedir. Nem miktarındaki ani yükselmeler ve besleme suyunun miktarındaki düşme yoğuşma ihtimalini kuvvetlendirmektedir. Yoğuşmadan kaçınmak için soğutma kapasitesini sınırlayan tavandan soğutmanın sıcaklığının yoğuşma sıcaklığından yukarısında tutmalıdır [4].

Radyasyonla ısı transferi denklemi: $q_r = \varepsilon_p \sigma T_p^4 - \sum_{i=1}^{n-1} X_{i,p} \varepsilon_i \sigma T_i^4$ (1)

Konveksiyonla ısı transferi denklemi: $q_c = h_c (t_p - t_a)$ (2)

Bu çalışmada tavandan soğutma, asma tavanın üzerinde konumlanacak olan pe-xb borularla gerçekleştirilecektir. Yoğuşmadan kaçınmanın yanı sıra ısıl konfor şartlarını da göz önünde bulundurarak efektif soğutma yapılacaktır. Dış hava sıcaklığı, Ankara şartlarında ağustos ayına ait ortalama sıcaklık kabul edilecektir. İç hava sıcaklığı 22 °C olacak şekilde şartlandırılacaktır.



Şekil 2 Dizilim Tipleri

Tavanda gezen boruların diziliminin eliptik sarmal, kare sarmal veya s şeklinde olması durumlarında nelerin değişeceği incelenecektir.

KAYNAKLAR

- [1] BP. BP Statistical Review of World Energy 2015. Retrieved September 10, 2015 from: <http://www.bp.com/en/global/corporate/aboutbp/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>
- [2] Carutasiu MB. Contributions to the development of gray-box mathematical model used for analyzing high energy efficiency buildings (in Romanian), PhD. Thesis, University Politehnica of Bucharest; 2015
- [3] L. Su, N. Li, X. Zhang, Experimental Study on Cooling Characteristics of Concrete Ceiling Radian Cooling Panel, Procedia Engineering (2015) 2168-2169.
- [4]. J. Wufeng, J. Lizha., W. Qian, Y. Zhihao, Study on condensation features of radiant cooling ceiling, Procedia Engineering (2015) 1682-1688.

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MM 698 DOKTORA SEMİNER DERSİ

Seminer Konusu : Karayolu Tünellerindeki Boyuna Havalandırma Sisteminde Jet Fan Yerleşimi Optimizasyonunun Nümerik ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Tez Öğrencisi : Umut Barış YILMAZ

ÖZET

Karayolu tünelleri şehiriçi ve şehirlerarası ulaşım zamanını kısaltmak amacıyla yapılmaktadır. Tünellerin barındırdıkları risk nedeniyle, güvenli bir şekilde kullanılabilmesi için bazı yangın güvenlik sistemleri ile donatılır ve bunun başında cebri havalandırma sistemi gelir. Havalandırma sisteminin amacı, tünelde oluşacak kirli havayı tahliye etmek, yangın durumunda dumanın insanlardan uzaklaştırılmasını ve insanlara temiz hava verilmesini sağlamaktır. Yol tünelleri havalandırma sistemi tasarlanırken 3 farklı temel tasarım koşulunun dikkate alınması gerekmektedir. Bunlar kısaca;

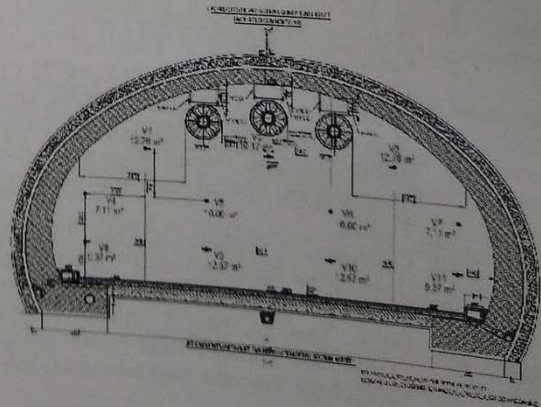
- 1- Tünelde trafik tıkanıklığı esnasında oluşacak egzoz gazlarının zarar verici düzeylerin altında tutulması,
- 2- Tünelde görüş mesafesinin olması gereken limitlerin altında tutulması,
- 3- Olası bir araç yangını durumunda, yangın sonucu ortaya çıkan duman ve ısının trafik yönünde uzaklaştırılması

olarak özetlenebilir. Boyuna, enine ve yarı-enine gibi havalandırma sistem seçimine ve ekipman kapasitelerine karar verebilmek için, Avrupa'da Directive 2004/54/EC [4], PIARC [14] [15], Amerika'da NFPA [2] başlıca olmak üzere literatürde farklı kaynaklar bulunmaktadır. Ayrıca, inşaatı sonrası kullanıma kapatılarak tam ölçekli yangın testleri yapılan Amerika'daki Memorial Tüneli [12] çalışmaları da literatürde mevcuttur. Yapılan literatür taraması sonucunda, tünellerde uygulanan boyuna havalandırma sisteminde jet fan yerleşimi optimizasyonu üzerine detaylı çalışma olmadığı görülmüştür.

Tezin iki bölümden oluşması planlanmaktadır:

1- İstanbul Riva Tüneli için:

- NFPA, PIARC vb. kaynaklara göre havalandırma hesaplarının yapılması, jetfanların seçilmesi
- Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ANSYS Fluent paket programı nümerik analiz yapılarak amprik hesabın kontrolü.
- Riva Tüneli'nde yerinde hız ölçümlerinin alınarak ilk iki hesabın kontrolünün sağlanması. Türbülans modeli, mesh tipi vb. parametrelere karar verilmesi.



2- Karar verilen parametreler ve HAD ile:

- Farklı özelliklerdeki tünellere göre optimum jetfan yerleşiminin yapılması,
- Otomobil, tanker vb. farklı araç yangınları için jetfan yerleşimi ve optimizasyonu,
- Jetfan yerleşiminin itki kuvvetine etkisinin değerlendirilmesi. Gruplandırılması, fan-pano arasındaki kablonun kısaltılması vb.
- Değişkenlere bağlı bir hız denklemi çıkartılarak soğuk duman testi hız ölçümleri için bir karşılaştırma verisi elde edilmesi,
- Risk analizi ile alternatif havalandırma sistemlerinin geliştirilmesi ile literatüre katkı sağlanması amaçlanmaktadır.

Çalışmanın sayısal bölümünde, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapabilen ANSYS FLUENT paket programı kullanılarak gerçekleştirilecektir. CO₂, N₂, H₂O vb. yanma gazlarının, çok türlü akış ve mol fraksiyonu olarak probleme sınır koşulu ile tanımlanması planlanmaktadır. Çözülecek temel denklemler süreklilik, momentum, enerji ve tür denklemleri olup bu denklemler şu şekildedir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

Süreklilik

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) + \nabla p = \rho \mathbf{g} + \mathbf{f} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}$$

Momentum

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot \rho h \mathbf{u} - \frac{Dp}{Dt} = \dot{q}''' - \nabla \cdot \mathbf{q}_r - \nabla \cdot k \nabla T + \nabla \cdot \sum_i h_i (\rho D)_i \nabla Y_i$$

Enerji

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot \rho Y_i \mathbf{u} = \nabla \cdot (\rho D)_i \nabla Y_i + \dot{W}_i'''$$

Türler

KAYNAKLAR

- 1- Kohl B., Forster C, ILF Consulting Engineers, Linz "Risk Analysis As Decisionmaking Tool For Tunnel Design And Operation" 6 th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation' 2012, Graz
- 2- National Fire Protection Association (NFPA) 502 - Standard for Road Tunnels, Bridges, and Other Limited Access Highways 2014 Edition
- 3- Ünal E., Karabulut R., 2017. Türk Tesisat Mühendisliği Derneği, Teknik Yayın No: 36 Otopark ve Tünellerde Jet Fan Havalandırma ve Duman Kontrolü: "Tünel Duman Tahliye Hesabı Yangın Yükü, Tünel Uzunluğu ve Eğimin Etkisi" pp. 109-122.
- 4- Directive 2004/54/EC of The European Parliament and of The Council of 29 April 2004 On Minimum Safety Requirements for Tunnels in The Trans-European Road Network.
- 5- Karaaslan S., Hepkaya E., Yücel N., "CFD Simulation Of Longitudinal Ventilation Systems In A Scaled Short Tunnel". Isi Bilimi ve Tekniği Dergisi / Journal of Thermal Science & Technology . 2013, Vol. 33 Issue 1, p63-77. 15p.
- 6- L. Yunlong, C. Sean, "A Modified Critical Velocity For Road Tunnel Fire Smoke Management With Dedicated Smoke Extraction Configuration", Case Studies in Fire Safety (2), 16-27 (2014)
- 7- Kashef A., Benichou N., Loughheed G. and Debs A., "Application Of CFD Techniques For Modelling Fire Tests In Road Tunnels", NRCC-46772 CFD 2004, 12 th Annual Conference of the Computational Fluid Dynamics Society of Canada, Ottawa, Ontario, pp. 288-289, May 9-11 (2004).
- 8- Australian Standard AS 4391-1999, "Smoke Management Systems – Hot Smoke Test".
- 9- British Standard, Design Manual For Roads and Bridges, Volume 2 Highway Structures Design (Sub-Structures and Special Structures) Materials, Section 2 Special Structures, Part 9 BD 78/99, Design of Road Tunnels.
- 10- C. Forster, M. Drakulic, B. Kohl, ILF Consulting Engineers, Linz, "Numerical And Statistical Methods In Quantitative Risk Analysis Of Road Tunnels", Proceedings of The Eleventh International Conference on Computational Structures Technology, Paper 298 (2012).
- 11- Du T., Yang D., Peng S., Xiao Y., Zhang F., "Longitudinal Ventilation For Smoke Control Of Urban Traffic Link Tunnel Hybrid Field-Network Simulation", International Symposium on Safety Science and Technology, Procedia Engineering 84, 586-594 (2014).

Öğrenci Ad Soyadı :İbrahim YILMAZ

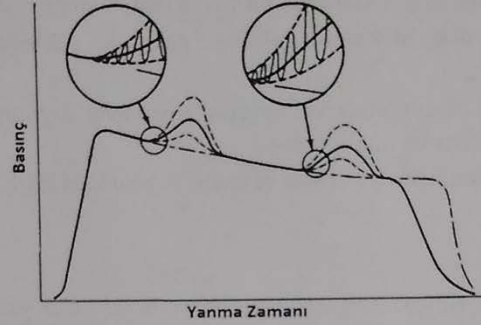
Öğrenci No: 168310504

Danışman: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Tez Konusu: Katı Yakıtlı Roket Motorlarında Büyük Burgaç Benzetimi ve Euler-Euler Yaklaşımı ile İki Fazlı Akış Modellemesi

1. GİRİŞ

Katı yakıtlı roket motorlarında ortaya çıkan önemli problemlerden biri yanma kararsızlıklarıdır[1]. Yanma kararsızlıkları, motor yanma süreci içerisinde gelişen herhangi bir zaman oluşabilir. Yanma kararsızlıkları roket motorlarında, basınç verisinde ortaya çıkan salınımlar ile kendini gösterirler.



Şekil 1. Basınç-Zaman grafiği

Yanma kararsızlıkları temel olarak üçe ayrılmaktadır [2].

- **Ölçüsel Mod :** Hacim / Boğaz alanı oranına bağlıdır. Yanma prosesi açısından önemli değildir.
- **Akustik :** Boyuna ve enine olarak yanma sırasında ortaya çıkan akustik dalgalardır. Özellikle küçük motorlarda baskındırlar.
- **Hidrodinamik (Girdap saçınımları):** Yakıt geometrisi, akış alanındaki engeller, yüzeyler vs. bağlı olarak ortaya çıkan girdap yapıları ve etkileridir. Büyük motorlarda önemlidir.

Özellikle büyük motorlarda hidrodinamik kararsızlıklar hakimdir ve yakıt içerisinde bulunan Al parçacıkları yanma sırasında küçük motorlarda olduğunun aksine hidrodinamik kararsızlıklar ile etkileşime girerek kararsızlık modunda artışlara sebep olmaktadır [3]. Bu etkileşimlerin sayısal olarak modellenmesi ve tasarım sırasında tahmin araçlarının oluşturulması gereklidir.

2. TEZİN AMACI ve KAPSAMI

Yanma kararsızlıklarının ortaya çıkardığı basınç salınımları, bütün motoru etkileyecek şekilde titreşimlere ve itki salınımlarına neden olur. Bu salınımların artması, roket taşıyan faydalı yük veya mühimmatın zarar görmesine veya roket bütünlüğünün korunamamasına sebep olabilir. Özellikle büyük motorlarda ateşleme maliyeti çok yüksektir. Ek olarak ateşlemelerden sınırlı basınç verileri ve itki dışında veri alınamamaktadır. Bu nedenle, sayısal analizler yapılarak kararsızlık fenomeni incelenmelidir. Bu noktada, büyük ölçekli Katı Yakıtlı Roket Motorunda hidrodinamik kararsızlık tahmini için Büyük Burgaç Benzetimi ve Euler-Euler yaklaşımıyla iki fazlı akış çözücüsüne ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tezde; Büyük Burgaç Benzetiminde parçacıkların birleşmesinin ve ana fazdaki türbülansın parçacık fazı üzerindeki etkisinin modellenmesi hedeflenmektedir. Motor içerisinde oluşması beklenen çok boyutlu parçacık dağılımını modelleyen Büyük Burgaç Benzetimi için uygun bir birleşme modeli geliştirilecektir. Gaz fazındaki türbülanslı akışın parçacıkların izlediği yola olan etkisi modellenecektir. Geliştirilecek modellerin doğrulanması ise literatürde yer alan denek taşları ve sayısal çalışmalar ile yapılması düşünülmektedir. İkinci fazın Lagrange yaklaşımıyla sayısal olarak çözülebildiği küçük ölçekli motor çözümleri de Euler yaklaşımı için literatürde doğrulama yöntemi olarak da kullanılabilir.

3.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde parçacık etkileşimli çalışmalar yapılmıştır. Dupays vd [4], Doisneau [5], Fabignon vd.[6] yaptıkları çalışmaların genel sonucu, alüminyum yanmasının modellenmesinin önemli olduğu, parçacık boyutlarının, parçacık hızlarının, yanmayı etkilediğidir. Yakıt kompozisyonunda buluna parçacık boyutlarının modellemeye göz önüne alınması gerekmektedir.

Hidrodinamik kararsızlıkları ve parçacık etkileşimlerini doğru modelleyebilmek için, literatürde türbülans geçişinde düzgün bir şekilde yakalayabilmek için, Büyük Burgaç Benzetimi kullanılmıştır [7, 8]. Yapılan çalışmalarda genel olarak;

- Güvenilir bir kararlılık tahmini için parçacık etkilerinin mutlaka dahil edilmesi gerektiği
- Parçacık-gaz etkileşimlerinin çok karmaşık bir fiziğe sahip olduğu,
- Büyük motorlarda, küçük motorların aksine, parçacık yüklemesindeki artışın salınımları zayıflatmadığı,
- Girdaplı akışın parçacık dağılımında ve parçacık boyutunun dağılımında etkili olduğu, parçacık birleşme sürecinin türbülans ile ilintili olduğu,
- Al boyut dağılımının salınım seviyelerinde ve enerji dağılımında etkili olduğu.

3.YÖNTEM

İki fazlı akış modellenmesi için Büyük Burgaç Benzetimi ve Euler-Euler yaklaşımı kullanılacaktır. Akış çözümü temel alınarak, üzerine gaz ve damlacık fazları için iki Naiver-Stoker denklem seti çözülecektir. Damlacık- damlacık etkileşimlerini ve parçacıkların, türbülanslı akış ile hareketlerini incelemek için literatürde bulunana matematiksel modellerden faydalanılacaktır [9,10, 11 ve 12].

4.SONUÇ

Büyük ölçekli Katı Yakıtlı Roket Motorlarında hidrodinamik kararsızlık analizlerinin akış çözücüsüne eklene modeller ile yüksek doğrulukta yapılabilecek ve hidrodinamik yanma kararsızlığının önceden tahin edilmesini sağlayacak bir çözücü geliştirilecektir. Literatüre katkısı ise, Katı Yakıtlı Roket Motorları için Büyük Burgaç Benzetiminde damlacık birleşmesinin ve damlacık dağılımının sayısal olarak modellenmesidir.

5.KAYNAKLAR

- [1] Culick, F.E.C. (2002), Combustion instabilities in solid propellant rocket motors, RTO-EN-023, Belgium.
- [2] Sutton, P., G. and Biblarz, O., (2001), Rocket Propulsion Elements, 7th edition, John Wiley & Sons, Canada.
- [3] Fabignon Y., Dupays J., Avalon G., Vuillot F., Lupoglazoff N., Casalis G., Prevost M., Instabilities and Pressure Oscillations in Solid Rocket Motors, Aerospace Science and Technology 7, 2003.
- [4] Dupays, J., Fabignon, Y., Villedieu, P., Lavergne, G., & Estivaleres, J. (2000). Some aspects of two-phase flows in solid propellant rocket motors. Progress in Astronautics and Aeronautics in: Solid Propellant Chemistry, Combustion, and Motor Interior Ballistics, AIAA, (859-883)185.
- [5] Doisneau, F. (2013), Eulerian modeling and simulation of polydisperse moderately dense coalescing spray flows with nanometric-to-inertial droplets: application to Solid Rocket Motors, Ph. D. Thesis.
- [6] Fabignon Y., Dupays J., Avalon G., Vuillot F., Lupoglazoff N., Casalis G., Prevost M., Instabilities and Pressure Oscillations in Solid Rocket Motors, Aerospace Science and Technology 7, 2003.
- [7] Kourta, A. (1999). Computation of vortex shedding in solid rocket motors using time-dependant turbulence model. Journal of Propulsion and Power 15 (3), 390-400.
- [8] Brown, R., Dunlap, R., Young, S., & Waugh, R. (1981). Vortex shedding as a source of acoustic energy in segmented solid rockets. J. Spacecraft and Rocket, 312-319.
- [9] M. Garcia, Y. Sommerer, T. Schönfeld, T. Poinot, Evaluation of Euler-Euler and Euler-Lagrange strategies for large-eddy simulations of turbulent reacting flows, in: ECCOMAS thematic conference on computational combustion, Lisbon, Portugal, 2005.
- [10] Murrone, A. and P. Villedieu (2011). Numerical modeling of dispersed two-phase flows. Aerospace Lab 2.
- [11] Williams, F. A. (1958). Spray combustion and atomization. Phys. Fluids 1, 541-545. (p. 95, 367).
- [12] Q. Wu, S. Kim, M. Ishii, and S. G. Beus, One-group interfacial area transport in vertical bubbly flow, Int. J. Heat and Mass Transf., vol. 41, no. 8-9, pp. 1103-1112, 1998.



FEN
BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ KONUSU BELİRLEME FORMU

Tarih: 18 / 10 /2017

I- ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|--------------------------|---|
| Numarası | 178310103 |
| Adı Soyadı | AYŞENUR ERTEM |
| Anabilim Dalı | Makina Mühendisliği |
| Danışmanı | Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu |
| Programı | <input checked="" type="checkbox"/> Tezli Y.Lisans <input type="checkbox"/> Doktora <input type="checkbox"/> Bütünleşik Doktora |
| Programa Başladığı Tarih | 01/02/2017 |

II- TEZ BİLGİLERİ

| | |
|------------------------|--|
| Tezin Adı | Tozların Isıl Kapasitelerinin ve Isıl İletkenliklerinin Analitik ve Deneysel Olarak Belirlenmesi |
| Tezin İngilizce Adı | Analytical and Experimental Determination of Thermal Conductivities and Heat Capacities of Powders |
| Anabilim Dalı ve Alanı | Makina Mühendisliği / Enerji ABD |
| Anahtar Kelimeler | Tozlar, ısı kapasite, ısı iletkenlik, analitik metod, deneysel metod |
| Keywords | Powders, heat capacity, thermal capacity, analytical method, experimental method |

Ayşenur Ertem

Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu

Prof. Dr. Rahmi Ünal

Öğrenci

1. Danışman

2. Danışman (Varsa)

Anabilim Dalı Başkanı

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201.....



UYGUNDUR



UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Açıklama:

1. Enstitü anabilim/anasanat dalı başkanlığı, öğrencinin danışmanı ile beraber belirlediği tez konusunu en geç ikinci yarıyılın sonuna kadar enstitüye gönderir (M27/2, M35/2).



FEN
BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ KONUSU BELİRLEME FORMU

Tarih: 07/12/2017

I- ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|--------------------------|---|
| Numarası | 021100171 |
| Adı Soyadı | Hande GEZER |
| Anabilim Dalı | Makina Mühendisliği |
| Danışmanı | Prof.Dr.Atilla BIYIKOĞLU |
| Programı | <input checked="" type="checkbox"/> Tezli Y.Lisans <input type="checkbox"/> Doktora <input type="checkbox"/> Bütünleşik Doktora |
| Programa Başladığı Tarih | 29.01.2004 |

II- TEZ BİLGİLERİ

| | |
|------------------------|--|
| Tezin Adı | Metal tozların ısı iletkenlik katsayılarının ve özgül ısılarının belirlenmesi |
| Tezin İngilizce Adı | Determination of thermal conductivity coefficients of metal powders |
| Anabilim Dalı ve Alanı | Makina Müh. Ve Isı Transferi |
| Anahtar Kelimeler | Metalik tozlar, mikro ölçekli tozlar, ısı iletkenlik, mahfazalı sıcak plaka |
| Keywords | Metallic powders, micro scale powders, thermal conductivity, guarded hot plate |

Hande Gezer

Prof. Dr. Atilla Biyikoğlu

Prof. Dr. Rahmi Ünal

Öğrenci

1. Danışman

2. Danışman (Varsa)

Anabilim Dalı Başkanı

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201.....



UYGUNDUR



UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Açıklama:

- Enstitü anabilim/anasanat dalı başkanlığı, öğrencinin danışmanı ile beraber belirlediği tez konusunu **en geç ikinci yarıyılın sonuna kadar** enstitüye gönderir (M27/2, M35/2).
- Form 4.1, bu form ile birlikte değil, tez dönemine kaydolunduktan sonra verilecektir.



FEN
BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ KONUSU BELİRLEME FORMU

Tarih:03/11/2017

I- ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|--------------------------|---|
| Numarası | 178310110 |
| Adı Soyadı | İsrafil SÖYLER |
| Anabilim Dalı | Makine mühendisliği |
| Danışmanı | Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU |
| Programı | <input checked="" type="checkbox"/> Tezli Y.Lisans <input type="checkbox"/> Doktora <input type="checkbox"/> Bütünleşik Doktora |
| Programa Başladığı Tarih | 06/02/2017 |

II- TEZ BİLGİLERİ

| | |
|------------------------|--|
| Tezin Adı | Bir Organik Rankine Çevriminde kullanılacak Faz Değiştiren Isı Depolama Ünitesinin Tasarımı ve Optimum İşletim Parametrelerinin Tayini |
| Tezin İngilizce Adı | Design of a Phase Change Thermal Energy Storage Unit for an Organic Rankine Cycle and Determination of optimum operational parameters |
| Anabilim Dalı ve Alanı | Makina Mühendisliği – Enerji |
| Anahtar Kelimeler | Faz değiştiren malzemeler, Isıl Enerji Depolama, ORÇ, optimum işletim |
| Keywords | Phase Change Materials, Thermal Energy Storage, ORC, optimum operation |

İsrafil Söyler

Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu

Prof. Dr. Rahmi Ünal

Öğrenci

1. Danışman

2. Danışman (Varsa)

Anabilim Dalı Başkanı

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201.....



UYGUNDUR



UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Açıklama:

- Enstitü anabilim/anasanat dalı başkanlığı, öğrencinin danışmanı ile beraber belirlediği tez konusunu **en geç ikinci yarıyılın sonuna kadar** enstitüye gönderir (M27/2, M35/2).
- Form 4.1, bu form ile birlikte değil, tez dönemine kaydolunduktan sonra verilecektir.



FEN
BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEZ ÖNERİSİ FORMU (YL)



Tarih: 23/10/2017

I- ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|---------------|-------------------------------|
| Numarası | 178310215 |
| Adı Soyadı | Nusret AYDIN |
| Anabilim Dalı | Silah Sistemleri Mühendisliği |
| Danışmanı | Prof.Dr.Atilla BIYIKOĞLU |

II- TEZ BİLGİLERİ

| | |
|----------------------------------|--|
| Tezin Adı (Form 4'e göre) | Magnezyum floro silikat nano akışkanının termofiziksel özellikleri ve termal sistemlerde kullanılabilirliği |
| Yeni Tez Adı (Değişiklik varsa)* | Türkiye'deki konut tipi binalar için ısıtma ve soğutma etkisi altında U-değer Haritasının Oluşturulması |
| Yeni Tez Adı (İngilizce) | Construction of U-value map for residential buildings in Turkey under the effect of heating and cooling. |
| Anabilim Dalı ve Alanı | Silah Sistemleri Mühendisliği |
| Anahtar Kelimeler | U-değer, konut tip binalar, ısıtma, soğutma |
| Keywords | U-value, residential buildings, heating, cooling |
| Destekleyen Kurum/Kuruluşlar | Gazi Üniversitesi |
| Öğrenci Derslerini * | <input checked="" type="checkbox"/> Tamamlamıştır (Derslerini başarıyla tamamlamayan öğrenci bu formu doldurmayacaktır.) |

| | | | |
|--------------|--------------------------|---------------------|-------------------------------|
| Öğrenci | 1. Danışman | 2. Danışman (Varsa) | Anabilim Dalı Başkanı |
| Nusret AYDIN | Prof.Dr.Atilla BIYIKOĞLU | | Silah Sistemleri Mühendisliği |

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201.....

☐ UYGUNDUR

☐ UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Acıklama:

* Öğrencinin zorunlu ve seçmeli ders kontrolü, Danışman/Anabilim Dalı Başkanlığınca Madde 17/1 gereği yapılmalıdır

- Derslerini başarıyla tamamlayan öğrenci, danışmanının uygun gördüğü tez önerisini tez dönemine kaydolduğundan itibaren en geç üç ay içerisinde enstitüye verir. Tez önerisi, enstitü yönetim kurulu kararı ile kesinleşir (M27/6).
- Bu form iki sayfadan oluşmaktadır.

TEZİN AMACI, ÖNEMİ VE MEVCUTLARDAN FARKLILIĞI: Türkiye’deki konut tipi binalardaki çatı, duvar ve döşeme U-değerlerinin dört farklı derece gün bölgesi için belirlenmesi ve haritalanması. Türkiye’deki binalar için ısıtma ve soğutma etkisi altında U-değerlerinin limitlerinin güncellenme ihtiyacı. Türkiye’deki konut tipi binalar için, Isıtma ve soğutma etkilerini birlikte içeren U-değer limitlerinin hesaplanmamış olması.

TEZİN YÖNTEMİ: Literatür araştırması. U-değer hesap metodolojisinin hem ısıtma hem de soğutmayı kapsayacak şekilde geliştirilmesi, modellenmesi ve excell ortamına aktarılması. Modelin geçerlilik testinin yapılması. U-değer haritalarının oluşturulması.

CALIŞMA PLANI:

- 1 ay: Literatür araştırması
- 3 ay: U-değer hesap metodolojisinin geliştirilmesi
- 1 ay: Model geçerlilik testi
- 4 ay: U-değer haritalarının oluşturulması
- 3 ay: Sonuçların raporlanması ve tezin yazımı

KAYNAKLAR:

1. Aytaç, A. ve Aksoy U.T., “Enerji tasarrufu için dış duvarlarda optimum yalıtım kalınlığı ve ısıtma maliyet ilişkisi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21 (4): 753-758 (2006).
2. Bademlioğlu, A. H. “Duvarlarda yoğunlaşma dikkate alınarak yalıtım kalınlığının belirlenmesi,” Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, 2014, 49 sayfa.
3. Bayer G., “Binalarda uygulanan ısı yalıtım sistemleri ve örnek bir projede ısı yalıtım maliyet analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 12, 58 (2006).
4. Bayraktar, D ve Bayraktar, E.A., “Mevcut Binalarda Isı Yalıtımı Uygulamalarının Değerlendirmesi,” Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 7(1): 59-66 (2016)
5. BIB (2008). Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği ve Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği. T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, Ankara.
6. Ulaş A., “ Binalarda TS 825 Hesap Yöntemine Göre Isı Kaybı, Yakıt Tüketimi, Karbondioksit Emisyonu Hesabı Ve Maliyet Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 4-13, 116-117 (2010).
7. Yalçın, A.H., “Elazığ İlinde Kullanılan Farklı Duvar Tipleri için Optimum Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi ve Ekonomi Analizi,” Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Fırat Üniversitesi, Elazığ, 2012, 92 sayfa.
8. Yu, J., Yang, C., Tian, L., Liao, D., “ A Study on Optimum Insulation Thickness of External Walls in Hot Summer and Cold Winter Zone of China”, *Applied Energy*, 86, 2520-2529(2009).
9. Hasan, A., “ Optimizing Insulation Thickness for Buildings Using Life Cycle Cost”, *Applied Energy*, 63, 115-124 (1999).
10. Mohsen, M.S., Akash, B.A., “ Some Prospects of Energy Saving in Buildings”, *Energy Conversion & Management*, 42, 1307-1315 (2001) .
11. Çomaklı, K., Yüksel B., “ Optimum Insulation Thickness of External Walls for Energy Saving”, *Applied Thermal Engineering*, 23, 473-479(2003).



TEZ ADI DEĞİŞİKLİĞİ TALEP FORMU

I-ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|---------------|--|
| Öğrencinin: | |
| Numarası | 168310137 |
| Adı Soyadı | MÜGE EKER |
| Anabilim Dalı | Makina Mühendisliği |
| Programı | <input checked="" type="checkbox"/> Tezli Y.Lisans <input type="checkbox"/> Tezsiz Y.Lisans <input type="checkbox"/> Doktora* <input type="checkbox"/> Bütünleşik Doktora* |
| Danışmanı | Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu |

II-TEZ ADI DEĞİŞİKLİĞİNE İLİŞKİN BİLGİLER¹

| | |
|--------------------------------|---|
| Tezin Adı (Mevcut) | Katı Atıkların Yüksek Sıcaklıklarda Gazlaştırılması |
| Tezin İngilizce Adı (Mevcut) | High Temperature Steam Gasification of Solid Wastes |
| Tezin Adı (Önerilen) | Enerji Verimliliğinin Artırılmasına Yönelik Binalar İçin Isıl Geçirgenlik Limitlerinin Tayin Edilmesi |
| Tezin İngilizce Adı (Önerilen) | Determination of Thermal Transmittance Limits of Buildings for enhancement in energy efficiency |
| Tez Adı Değişiklik Gerekçesi | Deneysel imkanların kısıtlı olması nedeniyle konu değişikliğine gidilmiştir |

ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞINA

28 / 12 / 2017

Tez Adı değişikliğinin kabulü hususunun Enstitü Müdürlüğü'ne sunulmasını arz ederiz.

| | | | |
|----------------------------|---------------|---------------|--------------------------|
| Prof. Dr. Atilla Bıyıkoglu | | | |
| 1. Danışman | 1.TİK Üyesi * | 2.TİK Üyesi * | 2.Danışman (atanmış ise) |

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ MÜDÜRLÜĞÜNE

28 / 12 / 2017

Yukarıda bilgileri verilen öğrencinin Tez Adı Değişiklik talebi, Anabilim Dalımızca uygun görülmüş olup; gerekli değişikliğin kabulünü arz ederim.

Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

Anabilim Dalı Başkanı

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201...

☐ UYGUNDUR ☐ UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Açıklama:

1. Kapsamlı konu değişikliği olursa **Form 4.1** bu forma eklenmelidir.



FEN
BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ KONUSU BELİRLEME FORMU

Tarih: 24 / 02 / 2017

I- ÖĞRENCİ BİLGİLERİ

| | |
|--------------------------|---|
| Numarası | 158310254 |
| Adı Soyadı | VELİ AŞICI |
| Anabilim Dalı | MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ |
| Danışmanı | Prof. Dr. ATILLA BIYIKOĞLU |
| Programı | <input checked="" type="checkbox"/> Tezli Y.Lisans <input type="checkbox"/> Doktora <input type="checkbox"/> Bütünleşik Doktora |
| Programa Başladığı Tarih | 16 / 02 / 2015 |

II- TEZ BİLGİLERİ

| | |
|------------------------|--|
| Tezin Adı | İnsansız hava araçlarının kontrolüne yönelik olarak sentetik jet kullanımının kanat üzerindeki akış alanına etkisinin araştırılması |
| Tezin İngilizce Adı | Investigation of the effect of implementation of synthetic jet on the flow field over a wing intended for controlling of unmanned aerial vehicle |
| Anabilim Dalı ve Alanı | Makina Mühendisliği, akışkanlar mekaniği |
| Anahtar Kelimeler | Sentetik jet, insansız hava aracı, akış kontrolü, kanat üzerindeki akış alanı |
| Keywords | Synthetic jet, unmanned aerial vehicle, flow control, flow field over wing |

VELİ AŞICI
Öğrenci

Prof. Dr. ATILLA BIYIKOĞLU
1. Danışman

2. Danışman (Varsa)

Prof. Dr. RAHMİ ÜNAL
Anabilim Dalı Başkanı

ENSTİTÜ YÖNETİM KURULU KARARI

Karar No:

Tarih :/...../201.....

☐ UYGUNDUR

☐ UYGUN DEĞİLDİR

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Enstitü Müdürü

Açıklama:

- Enstitü anabilim/anasanat dalı başkanlığı, öğrencinin danışmanı ile beraber belirlediği tez konusunu en geç ikinci yarıyılın sonuna kadar enstitüye gönderir (M27/2, M35/2).
- Form 4.1, bu form ile birlikte değil, tez dönemine kaydolunduktan sonra verilecektir.