

**CONTALI LEVHA TİPİ LEVHALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN
TASARIMI İÇİN MUHTELİF ÇALIŞMA ŞARTLARINA UYGUN BİR
BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLİP DENEYLERLE
DOĞRULANMASI**

GİZEM GÜLBEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2011

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı

Gizem GÜLBEN tarafından hazırlanan CONTALI LEVHA TİPİ LEVHALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN TASARIMI İÇİN MUHTELİF ÇALIŞMA ŞARTLARINA UYGUN BİR BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLİP DENEYLERLE DOĞRULANMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ
Tez Danışmanı

Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Yrd. Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ,
TOBB ETÜ

Üye : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ,
TOBB ETÜ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ,
TOBB ETÜ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER-UZOL,
TOBB ETÜ

Üye : Dr. Ekin BİNGÖL,
ATILIM ÜNİVERSİTESİ

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Gizem GÜLBEN

Üniversite : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanları : Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ, Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Eylül 2011

Gizem GÜLBEN

**CONTALI LEVHA TİPİ LEVHALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN
TASARIMI İÇİN MUHTELİF ÇALIŞMA ŞARTLARINA
UYGUN BİR BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLİP
DENEYLERLE DOĞRULANMASI**

ÖZET

Çalışmanın amacı, farklı çalışma şartlarında ve kısıtlamalarda performans gösterecek Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeci (CLTID) tasarımında kullanılacak bir bilgisayar programının hazırlanmasıdır. Dört farklı Chevron tipi levhalar ile levha sayıları, akışkanların kütleli debileri, ısı değiştirgecine giriş ve çıkış sıcaklık parametreleri değişken tutularak, tasarımı ve kurulumu yapılan deney düzeneğinde akışkan olarak suyun kullanıldığı deneyler tamamlanmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda levha tasarım geometrisine (Chevron açısına, levha geometrik özelliklerine vb.) özgü olarak geliştirilmiş ısı transferi ve basınç düşümü korelasyonları geliştirilen programa eklenmiştir. Korelasyonlar, genel ısı transferi ve basınç düşümü denklemleri ve Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Metodu (LOSFM) ile birlikte kullanılarak dört farklı Chevron tipi ile hesaplamalar yapılmaktadır. Visual Basic programlama dili ile hazırlanan bilgisayar programının deneysel veriler ile doğrulanması yapılmıştır. Girilen ısı yük, akışkana ait giriş ve çıkış sıcaklıkları ve izin verilen basınç düşümü üst limiti gibi parametreler ile ısı ve hidrolik analiz yapılarak incelenen 4 farklı levha tipi için kullanıcıya çalışma koşullarına uygun CLTID sonuçları sunulur. Ayrıca literatürde kısıtlı sayılarda bulunan benzer içerikteki araştırmalar sonucunda elde edilmiş ısı transferi ve basınç düşümü korelasyonları, bu çalışmada geliştirilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Chevron tipi levha, Contalı levha tipi ısı değiştirgeci, Isı transferi ve basınç düşümü korelasyonu

University : TOBB Economics and Technology University
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisor : Asst. Prof. Dr. Selin ARADAĞ,
Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Degree Awarded and Date : M.Sc. – September 2011

Gizem GÜLBEN

**DEVELOPMENT OF A COMPUTER PROGRAM FOR DESIGNING
GASKETED PLATE HEAT EXCHANGERS FOR VARIOUS WORKING
CONDITIONS AND VERIFICATION OF THE COMPUTER PROGRAM
WITH EXPERIMENTAL DATA**

ABSTRACT

The main aim of this study is to develop a computer program that selects the most applicable plate heat exchanger under various working conditions and constraints and to implement the developed correlations, which are unique to each chevron type plate's design geometry (Chevron angles, parameters of plate corrugations etc.), based on experimental results. An experimental setup was designed and built and a series of experiments were completed with wide ranges of plate numbers, flow rates, inlet and outlet temperatures, and using water as the working fluid on both flow sides. The newly developed correlations of different Chevron plates are implemented to the computer program. Using these correlations with the general heat transfer and pressure drop equations and LMTD method, the heat transfer and pressure drop analysis for each plate type is made. The computer program, which is developed using Visual Basic, has been verified by the experimental findings. For given heat transfer load, inlet and outlet temperature, and maximum allowed pressure drop, the most applicable plate heat exchangers are presented to the selection of the user, based on the correlations obtained from the experimental findings. Limited amount of correlations, which are found as the results of similar studies in the literature, are compared to the correlations of heat transfer and pressure drop of this study.

Keywords: Chevron plate, Gasketed plate heat exchangers, Correlations of heat transfer and pressure drop.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Prof. Dr. Sadık KAKAÇ, Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ ve Yrd. Doç Dr. Nilay SEZER-UZOL'a teşekkür ederim.

STZ 0347.2009-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında yapılan çalışmayı finansal olarak destekleyen T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, TEKTES Teknolojik Tesisat Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ő. ve TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesine teşekkür ederim.

Birlikte çalışma fırsatı bulduğum proje arkadaşlarım Fatih AKTÜRK, Çağın GÜLENOğLU ve Berkay ÖZSÜER'e teşekkür ederim. Kıymetli tecrübelerinden ve yardımlarından yararlandığım arkadaşlarım Mehmet KAYAALP, Akın PAKSOY ve Deniz BEKAR'a ayrıca teşekkür ederim.

Tez jürisi üyelerinden, Yrd. Doç. Dr. Murat K. AKTAŞ ve Yrd. Doç. Dr. Ekin BİNGÖL'e kıymetli zamanlarını ayırarak çalışmayı değerlendirdikleri için teşekkür ederim.

Sınırsız destek ve sevgilerini her zaman hissettiren, annem Hatice GÜLBEN, babam Ziya Selçuk GÜLBEN ve sevgilim Ahmet Burak KAHRAMAN'a çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	viii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Değiştirgeçleri	1
1.2. Levhalı Isı Değiştirgeçleri	1
1.2.1.Tanımları	1
1.2.2.Tarihçe	1
1.2.3.Chevron Tipi Levhalar	4
1.2.4.Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçleri	7
1.2.5.Levhalı Isı Değiştirgeçlerinde Kirlenme	13
1.3. Çalışmanın Amacı	14
2. LİTERATÜR TARAMASI	16
2.1. Giriş	16
2.2. Literatür Özeti	16
2.2.1.Sayısal Çalışmalar	16
2.2.2.Nümerik ve Deneysel Yapılan Çalışmalar	18

2.3. Nusselt ve Fanning Sürtünme Katsayısı	32
3. CHEVRON TİPİ LEVHALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİN TASARIM YÖNTEMİ	44
3.1. Isıl ve Hidrolik Tasarım Yöntemi	45
3.1.1.Boyutlandırma (Tasarım) Yaklaşımı	45
3.1.2.Değerlendirme (Performans Ölçümü) Yaklaşımı	46
3.1.3.Tasarım Yöntemi	46
3.2. Basınç Düşümü Hesabı	50
3.3. Akışkanların Termo-Fiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Değişimi	52
3.4. Proje Kapsamında İncelenen Levhalar	54
3.5. Isı Transfer ve Basınç Düşümü Korelasyonları	56
3.5.1.Deney Sonucunda Elde Edilen Isı Transferi ve Basınç Düşümü Korelasyonları	56
4. TASARIM PROGRAMI	59
4.1. Bilgisayar Programı	59
4.1.1.Sekme 1: Tasarım Parametreleri	60
4.1.2.Sekme 2: Sonuçlar	64
4.1.3.Sekme 3: Yazdırma	66
4.2. Bilgisayar Programının Çalışma Prensipleri ve Akış Şeması	68
4.2.1.Bilgisayar Programını Oluşturan Modüller	68
4.2.2.Bilgisayar Programı Akış Şeması	70
4.3. Korelasyon Karşılaştırılması İçin Hazırlanan Ek Bilgisayar Programı	73
4.3.1.Korelasyon Karşılaştırma Programı Çalışma Prensipleri	75
5. ANALİZLER VE SONUÇLAR	77

5.1. Örnek Çalışma Şartları için Bilgisayar Programı ile bir CLTID Tasarımı	77
5.2. Proje Kapsamında Elde Edilen Nu ve f Korelasyonlarının Literatürdeki Korelasyonlar ile Karşılaştırma	83
5.2.1. Levha 1 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonların Karşılaştırılması	84
5.2.2. Levha 2 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonların Karşılaştırılması	89
5.2.3. Levha 3 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonların Karşılaştırılması	94
5.2.4. Levha 4 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonların Karşılaştırılması	99
5.3. Farklı Levhalar ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ve Tasarım Programı Sonuç Karşılaştırmaları	104
5.3.1. Levha 1 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması	105
5.3.2. Levha 2 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması	109
5.3.3. Levha 3 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması	114
5.3.4. Levha 4 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması	119
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	125
6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi	125
6.2. Tavsiyeler ve Gelecekte Planlanan İşler	126
KAYNAKLAR	128
ÖZGEÇMİŞ	135

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Sık Karşılaşılan Özellikleri	9
Çizelge 1.2. Endüstriyel Uygulamalarda Sıkça Kullanılan Conta Malzemesi Çeşitleri, Çalışma Koşulları ve Uygulama Alanları	11
Çizelge 1.3. Endüstriyel Uygulamalarda Sık Karşılaşılan Levha Malzemeleri ve Isıl İletim Katsayıları	12
Çizelge 1.4. Sık Karşılaşılan Akışkanların Kirlenme Katsayıları	13
Çizelge 2.1. Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları	33
Çizelge 3.1. Suyun Termofiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Değişim Denklemleri	53
Çizelge 3.2. Çalışma Kapsamında İncelenen Levhalara Ait Tasarım Parametreleri	55
Çizelge 4.1. Programda Sunulan Birim Seçenekleri	69
Çizelge 4.2. Korelasyon Karşılaştırmasında Kullanılan Çalışmalar	74
Çizelge 5.1. Örnek Çalışma Şartları İçin Elde Edilen Akışkan Özellikleri	77
Çizelge 5.2. Örnek Problem Çözümünde Elde Edilen Farklı Levha Tiplerine Göre Tasarım Sonuçları	81

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Farklı Üretici Firmalar Tarafından Geliştirilmiş Levha Yüzey Tasarım Örnekleri	3
Şekil 1.2. Montajı Tamamlanmış Bir Levha Tipi Isı Değiştirgeci	3
Şekil 1.3. Chevron Tipi Levha	4
Şekil 1.4. Chevron Tipi Levhanın Karakteristik Özellikleri	6
Şekil 1.5. Levhalı Isı Değiştirgeci	8
Şekil 1.6. Contaların Levha Boyunca Yerleşimi	10
Şekil 1.7. CLTID Üzerinde Contanın Levha Üzerinde Yerleşimi	10
Şekil 2.1. García-Cascales vd. Tarafından Literatürdeki Isı Transferi Korelasyonlarının Karşılaştırılması	17
Şekil 2.2. Prabhakara vd. Tarafından Deneylerde Kullanılan Levha Karakteristik Özellikleri	19
Şekil 2.3. Prabhakara vd. Tarafından Yapılan Çalışmada 60° Chevron Açısına Sahip Levhalardaki Akışın Sürtünme Katsayısına Karşılık Reynolds Değerleri	20
Şekil 2.4. Durmuş vd. Tarafından Deneylerde Kullanılan Farklı Yüzey Karakteristiklerine Sahip Levha Geometrileri	22
Şekil 2.5. Galeazzo vd. Tarafından Yapılan (a) Seri (b) Paralel Düzenleme için Isıl Yüklerin Deneysel ve Simülasyon Sonuçları	23
Şekil 2.6. İslamoğlu ve Parmaksızoğlu Tarafından Yapılan Araştırmalarda Tam Gelişmiş, Deneysel Ortalama Nusselt Sayısının (Nu) Kanal Yüksekliğine (H) Göre Değişimi	24
Şekil 2.7. İslamoğlu ve Parmaksızoğlu Tarafından Gerçekleştirilen Çalışmalarda Elde Edilen Kanal Yüksekliğinin, Isı Transfer Artımına ve Performansa Olan Etkisi	24
Şekil 2.8. Miura vd.'nin Yaptıkları Çalışmalardaki (a) Düzeltilmiş Modellerden Biri İçin Basınç Düşümü Uyumluluğunun Gösterimi (b) Düzenlenmiş Modeller ve Sürtünme Katsayısının (f) Reynolds Sayısına (Re) Göre Değişimi	26

Şekil 2.9. Farklı Chevron Tipi Levhalar ve Levha Kıvrımlarının Geometrik Özellikleri	27
Şekil 2.10 Rao vd. Tarafından Deneylerde Kullanılan Levha Geometrisi	28
Şekil 2.11. Tsai vd. Tarafından Gerçekleşen Deney Sonucuna Göre Sürtünme Katsayısı (f) ve Kanal İçinde Reynolds Sayısının (Re) Karşılaştırılması	29
Şekil 2.12 Warnakulasuriya ve Worek Tarafından Yapılan Çalışmada, Reynolds Sayısının Fanning Sürtünme Katsayısıyla Değişiminin Deneysel Olarak Karşılaştırılması	32
Şekil 3.1. Proje Kapsamında İncelenen a) 1. Levha Tipi b) 2. Levha Tipi ile Birleştirilmiş CLTID Görüntüleri	54
Şekil 3.2. 10 adet Levha Kullanılarak Yapılan Deneylerde Levha, Sıcak ve Soğuk Akışkanların LTID İçerisindeki Diziliminin Şematik Gösterimi (U-Profil)	55
Şekil 3.3. Yapılan Deneyler Sonucu Levha Tipleri için Reynolds Sayısına (Re) Göre Nusselt Sayısının (Nu) Değişimi	57
Şekil 3.4. Yapılan Deneyler Sonucu Levha Tipleri için Reynolds Sayısına (Re) Göre Sürtünme Katsayısının (f) Değişimi	58
Şekil 4.1. Program Ara Yüzünde Bulunan Tasarım Parametreleri Sekmesi	63
Şekil 4.2. Program Ara Yüzünde Toplam Isıl Kapasite İçin Verilen Birim Seçenekleri	64
Şekil 4.3. Program Ara Yüzünde Bulunan Sonuçlar Sekmesi	65
Şekil 4.4. Program Ara Yüzünde Bulunan Yazdırma Sekmesi	67
Şekil 4.5. Örnek Sıcaklık Değerleri için Çizdirilen Akışkan Sıcaklık Değişim Grafiği	71
Şekil 5.1 Program Ara Yüzü Üzerinde Örnek Problem Girdileri	78
Şekil 5.2. Örnek Problem için Yapılan Tasarım Sonuçlarının Program Ara Yüzünde Gösterimi	80
Şekil 5.3. Örnek Problem için Yazdırma Sekmesi Bilgilerinin Program Ara Yüzünde Gösterimi	83

Şekil 5.4. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları	85
Şekil 5.5. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları	86
Şekil 5.6. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerleri ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	87
Şekil 5.7. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	88
Şekil 5.8. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2'ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)	90
Şekil 5.9. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2'ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)	91
Şekil 5.10. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2'ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerli ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	92
Şekil 5.11. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2'ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	93
Şekil 5.12. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)	95
Şekil 5.13. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)	96
Şekil 5.14. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerli ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	97

Şekil 5.15. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	98
Şekil 5.16. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)	100
Şekil 5.17. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)	101
Şekil 5.18. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerli ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	102
Şekil 5.19. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	103
Şekil 5.20. Levha 1 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi	105
Şekil 5.21. Levha 1 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısı (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	106
Şekil 5.22. Levha 1 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	107
Şekil 5.23. Levha 1 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	108
Şekil 5.24. Levha 1 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	109
Şekil 5.25. Levha 2 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi	110
Şekil 5.26. Levha 2 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	111

Şekil 5.27. Levha 2 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	112
Şekil 5.28. Levha 2 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	113
Şekil 5.29. Levha 2 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	114
Şekil 5.30. Levha 3 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi	115
Şekil 5.31. Levha 3 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	116
Şekil 5.32. Levha 3 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	117
Şekil 5.33. Levha 3 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	118
Şekil 5.34. Levha 3 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	119
Şekil 5.35. Levha 4 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi	120
Şekil 5.36. Levha 4 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	121
Şekil 5.37. Levha 4 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	122
Şekil 5.38. Levha 4 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	123
Şekil 5.39. Levha 4 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi	124

KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
AISI	American Iron and Steel Institute
CLTID	Contalı levha tipi ısı değiştirgeci
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
HVAC	Isıtma, soğutma ve iklimlendirme (Heating, vantilating, air conditioning)
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı metodu (Logarithmic mean temperature difference method)
LTID	Levha tipi ısı değiştirgeci
NIST	Ulusal standart ve teknoloji enstitüsü (National Institute of Standart and Technology)
NTU	Transfer birimi metodu (Number of transfer units method)
OS	Fazla yüzeylendirme (Over surfacing)
SI	Uluslar arası ölçüm sistemi
TOBB	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği
TOBB ETÜ	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a	Korelasyon katsayısı
A	Etken ısı transfer alanı
A_l	Tek levhaya ait etken kıvrımlı ısı transfer alanı
A_{lP}	Tek levhaya ait yansıtılmış yüzey alanı
b	Ortalama kanal boşluğu, korelasyon katsayısı
c	Korelasyon katsayısı
C_p	Isıl Kapasite
D_e	Eş değer çap
D_h	Hidrolik çap
D_p	Geçit çapı
f	Fanning sürtünme katsayısı
F	Logaritmik ortalama sıcaklık düzeltici faktörü
g	Yer çekimi ivmesi
G_c	Kütlesel hız
h	Taşımla olan ısı transfer katsayısı, entalpi
H	Kanal yüksekliği
k	İletimle olan ısı transfer katsayısı, ısı iletim katsayısı
L	Uzunluk
L_h	Geçit merkezleri arası levha genişliği
L_p	Geçitler arası levha uzunluğu
L_v	Geçit merkezleri arasındaki levha uzunluğu
L_w	Contalar arası levha genişliği
m	Korelasyon katsayısı
\dot{m}	Kütlesel debi
\dot{m}_c	Kanal içi kütlesel debi
N_{cp}	Kanal sayısı
N_e	Etken levha sayısı
N_p	Geçiş sayısı
N_t	Levha sayısı
Nu	Nusselt sayısı
p	Levha adımı, korelasyon katsayısı
P_a	Akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç kaybını
p_c	Ondülasyon adımı
P_c	Kanal içi basınç düşümü
P_f	Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü
P_g	Yerçekimine bağlı basınç düşümü
P_p	Isı değiştirgeci girişi ve çıkışındaki akış dağılımından, geçitler ve

	manifoldlardan kaynaklanan basınç düşümü
P_t	Toplam basınç düşümü
Pr	Prandtl sayısı
R_f	Kirlenme katsayısı
Re	Reynolds sayısı
t	Levha kalınlığı
T	Sıcaklık
T_m	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
Q	Isıl yük
U	Toplam ısı transfer katsayısı
W_p	Pompa gücü
z	Değişken
β	Chevron açısı
Δ	Değişim
θ	Levha kıvrımlılık açısı
η_p	Pompa verimi
μ	Dinamik viskozite
θ	Levha kıvrımlılık açısı
ρ	Yoğunluk
τ	Tortuozite katsayısı
ϕ	Genişleme katsayısı

İndisler	Açıklama
b	Ortalama değer
c	Soğuk akışkan, temiz yüzey
f	Kirlenmiş yüzey
h	Sıcak akışkan
eff	Etken
in	Isı değiştirgeci içerisine
out	Isı değiştirgeci dışına
w	Levha

1. GİRİŞ

1.1. Isı Değiştirgeçleri

Isı değiştirgeçleri, farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla akışkanın, aralarındaki ısı enerjisi transferinin katı bir ortam aracılığı ile yapıldığı cihazlardır. [1,2]

Isı değiştirgeçleri, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme (HVAC), güç üretimi, atık ısı geri kazanımı, biyoteknoloji, biyoyakıtlar, deniz ve uzay araçları, kimya ve gıda endüstrisi gibi çok geniş bir kullanım alanına sahiptirler. Uygulamalar, genel olarak, seçilen akışkan buharının ısıtılması veya soğutulması ve buharlaştırılması veya yoğuşturulmasını içerir. Başka uygulamalarda ise amaç, ısının geri çevrimini veya geri kazanımını sağlamak veya kullanılan akışkanı; mikroplardan arındırmak, pastörize etmek, damıtmak, deşiştirmek, kristalizasyon yapmak veya işlemektir. [1-3]

Çoğu ısı değiştirgeçinde akışkanlar, bir ısı transfer yüzeyi aracılığıyla birbirlerinden ayrılırlar. Bu ayrıcı yüzey aracılığıyla bir akışkandan diğerine iletimle ısı geçişi olurken, aynı zamanda buhar fazındaki akışkanlar için yoğuşmanın gerçekteşeceği ortam da sağlanmış olur. Diğer ısı transferi elemanları, başlık, manifold, depo, giriş ve çıkış lüleleri, levhalar, contalar, borular ve destek üniteleri gibi durağan olan parçalarıdır.

1.2. Levhalı Isı Değiştirgeçleri

1.2.1. Tanımı

Levhalı, diğer bir adıyla levha tipi, ısı değiştirgeçleri (LTID) düz veya kıvrımlı ince metal levhaların bir araya gelmesiyle oluşur. Levhalar arasında oluşan kanallardan sıcak ve soğuk akışkan birbirlerine karışmadan geçerken levha aracılığıyla ısı transferi gerçekteşir. LTID'ler sıvı, gaz veya iki fazlı akışlarda ısı transferi için kullanılırlar. [2]

1.2.2. Tarihçe

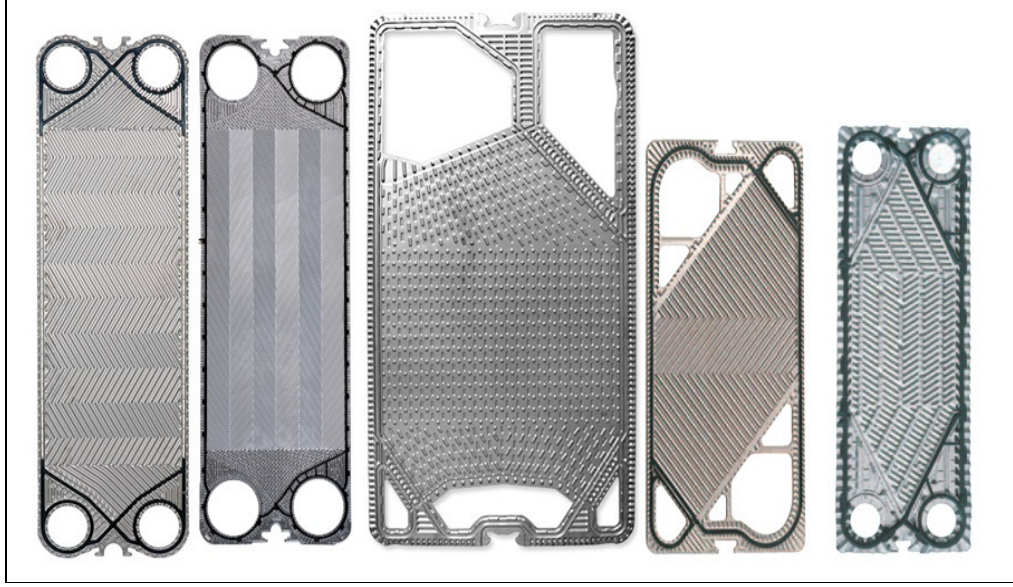
LTID'ler, 19. yüzyıl sonlarında gıda ve ilaç endüstrisindeki gereksinimlere çözüm olarak geliştirilmiştir. Salgın hastalıkların özellikle işlenmemiş süt ve gündelik

ürünler ile hızla yayıldığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, pastörizasyon işlemi için sütün tadını bozmadan verimli ve hassas ani ısıtma ve soğutma işlemi yapan kolay temizlenen bir cihaz ihtiyacı doğmuştur. [3,4]

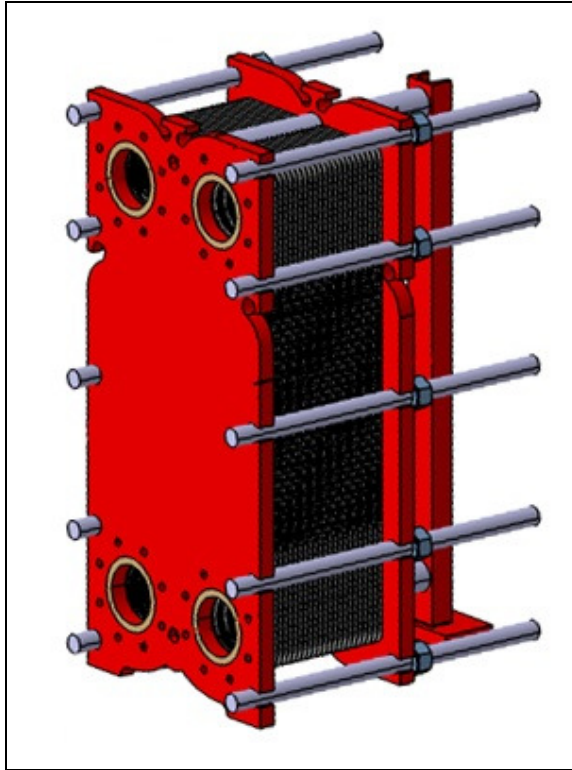
İlk olarak 1878'de Almanya'da Albrecht Drache tarafından patenti alınan LTID'ler, 1890'larda Langen ve Hundhausen isimli iki Alman tarafından, düz ve kare biçimli levhalar arasında farklı sıcaklıkta iki sıvı akışkan arasındaki ısı transferini gerçekleştiren cihazlar olarak geliştirilmişlerdir. 1923 yılında İngiltere'de Dr. Richard Seligman "levha pastörizörü" olarak adlandırılan kullanıma hazır ilk levhalı ısı değiştirgecini geliştirmiştir. Daha sonra 1930'lu yıllardan itibaren İsveçli AB Separator (bugünkü ismiyle Alfa Laval) firmasının benzer ürün geliştirerek çalışma sıcaklıkları ve basınç aralıklarını genişletmesi ile levhalı ısı değiştirgeçleri yalnızca gıda sektörüne değil, ısı transferine gereksinim duyan birçok farklı endüstriyel alana hitap etmeye başlamıştır. [1, 4]

1970'lerde ortaya çıkan enerji kriziyle birlikte, ısı değiştirgeçlerinin ısı verimliliğinin artırılması araştırmaları, firmalar arasındaki rekabetle birlikte hız kazanmıştır. Bu ihtiyaca en iyi şekilde cevap veren ısı değiştirgeçlerinin başında LTID'ler gelmektedir. Bu amaçla, ısıtma ve soğutma işlemlerini verimli ve hızlı bir şekilde yapan, kolay üretilebilir levhalar geliştirilmiştir. Isı transfer yüzey alanını arttırmak adına levhalara kıvrımlı yüzey şekilleri verilmiştir. Kıvrımlı kanallara sahip olan levhalara "Chevron tipi levhalar" adı verilmiştir. Geçen yüzyılda dünya çapında, 60'ın üzerinde levha tasarımı yapılmıştır ve son yıllarda en verimli levha açıları 22-65° arasında değişen Chevron tipi levhalar olduğu görülmüştür. [1-4]

Şekil 1.1'de farklı üretici firmalar tarafından üretilmiş levha çeşitleri verilmiştir. [3] Şekil 1.2'de ise tamamlanmış bir levha tipi ısı değiştirgeci görülmektedir.



Şekil 1.1. Farklı Üretici Firmalar Tarafından Geliştirilmiş
Levha Yüzey Tasarım Örnekleri [3]

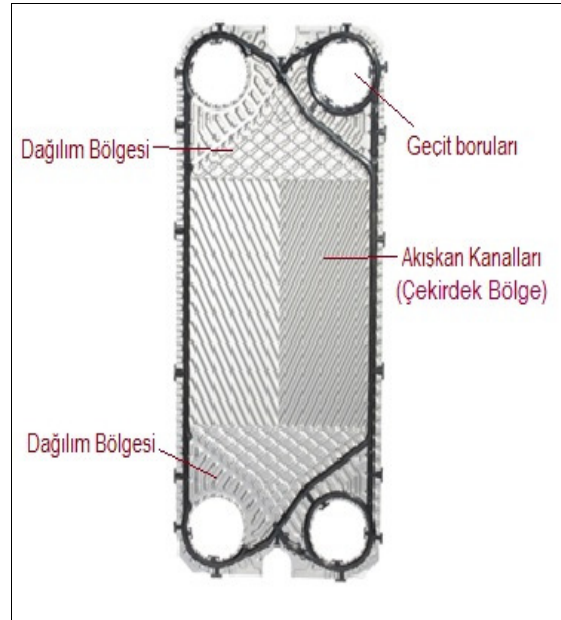


Şekil 1.2. Montajı Tamamlanmış Bir Levha Tipi Isı Değiştirgeci [5]

1.2.3. Chevron Tipi Levhalar

Son çeyrek asırda yapılan çalışmalara bakılacak olursa, Chevron tipi levhalarla yapılan uygulamalarda büyük bir artış olduğu görülmektedir. Bu levhalar, birçok üretici tarafından sunulan en verimli levha tasarımı olarak kabul edilmektedir. Levha üzerindeki kıvrımlı yapı, levhalar yan yana dizildiğinde akışkanların geçebileceği dar kanallar yaratmaktadır. Akış kanalları ısı değiştirgecinin ısı transferini gerçekleştirdiği etken yüzey alanını artırırken, iki levhanın birbirine dokunduğu temas noktaları sayesinde ısı değiştirgecinin mekanik dayanıklılığını da arttırmaktadır. Ayrıca kıvrımlı kanallarda hareket eden akışkanlar girdap hareketi ile dönerek aktıkları için levha tipi ısı değiştirgecinin ısıl-hidrolik performansının da artmasını sağlamaktadır. Yüksek kinetik enerjiye sahip akışkanlarda kirlenme miktarı azalırken ısı değiştirgecinde gerçekleşen basınç düşümü artar. [1-4]

Chevron tipi levhalarda bulunan dağılım bölgeleri, akışkanın giriş kanalından çekirdeğe kadar dengeli bir biçimde dağılmasını sağlamak amacıyla Şekil 1.3’de gösterildiği gibi tasarlanmıştır. Böylece levhanın her yerinde eşit, ısı ve hidrolik açıdan verimli ısı transferi elde etmek mümkün olur. [3]



Şekil 1.3. Chevron Tipi Levha [7]

Chevron tipi levhaların art arda dizilimi sonucunda levha yüzeylerinde içinden akışkanların geçeceği kanallar oluşur. Maksimum türbülansı ve en iyi karışımı sağlamak için tasarlanmış bu kıvrımlı kanallar içerisinde hareket eden akışkanları arasında, sıcaklık farkı nedeni ile ısı transferi gerçekleşir. Chevron tipi levhalı ısı değiştirgeçlerde ısı transferi için gereken ortam metal levhalar tarafından sağlanır. Oluşan dar, dolambaçlı ve kesikli kanallar sayesinde, ısı transferinin gerçekleşeceği yüzey alanı ve dolayısıyla ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı artar. Dar kanalda sabit debiyle hareket eden akışkanların kanal içindeki hızı arttığı için kirlenmeden dolayı ek direnç oluşma ihtimali de azalmış olur. [2]

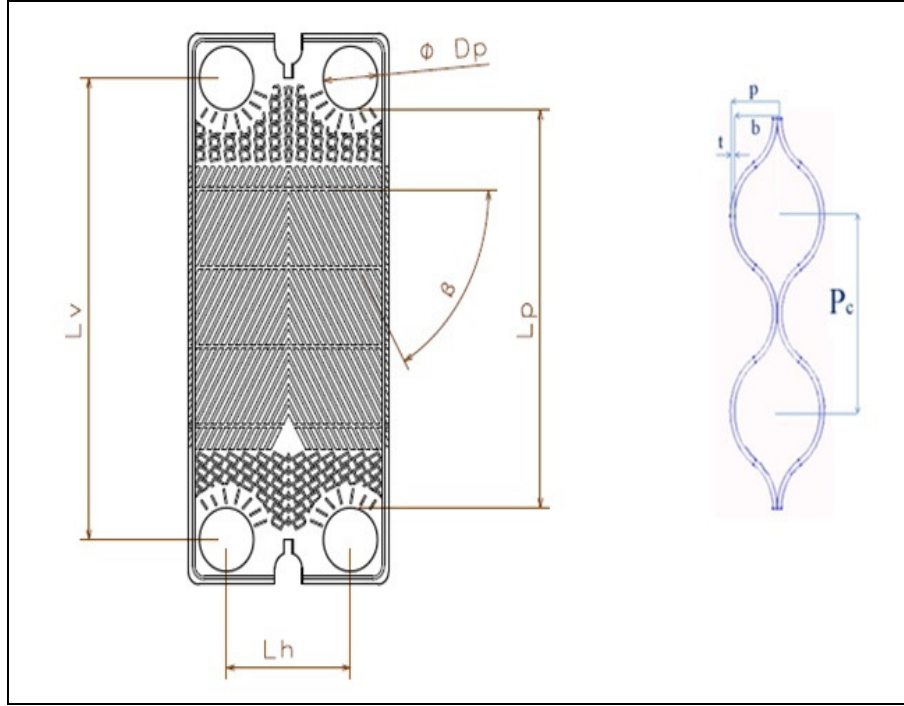
Bir ısı değiştirgecinin ısı ve hidrolik performansı levha üzerindeki kanal geometrisine bağlıdır. Örneğin yapılan literatür taramalarında, Chevron tipi levha ile kanal içindeki türbülansı arttırmak için akış yönü ve kanalların dizilimi arasındaki açının artırılabilmesi veya kanal içindeki akışkan hızını arttırdığı için geçiş başına düşen kanal sayısının azaltılabileceği görülmüştür. [8] Buradan da görüleceği gibi Chevron tipi levhaların geometrik özellikleri önem kazanmaktadır.

Şekil 1.4'de Chevron tipi levhanın tasarım geometrisi özellikleri gösterilmiştir. Chevron açısı, β , contalar arası levha genişliği, L_w , geçit merkezleri arası levha uzunluğu, L_v , geçitler arası levha uzunluğu, L_p , geçit merkezleri arası levha genişliği, L_h , geçit çapı, D_p , genişleme katsayısı, Φ , ondülasyon adımı, p_c , levha adımı, p , levha kalınlığı, t , ve ortalama kanal boşluğu, b , en önemli geometrik özelliklerdir. [1]

Ortalama kanal boşluğu, ondülasyon adımı ve levha kalınlığı arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:

$$b = p - t \quad (1.1)$$

Levhalarındaki kıvrımlı yapı, akışın ısı-hidrolik özelliklerini dolayısıyla ısı transfer miktarını belirlediğinden, kıvrımlı yüzey alanının düz levha alanına oranı genişleme katsayısıyla ifade edilir.



Şekil 1.4. Chevron Tipi Levhannın Karakteristik Özellikleri [5]

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (1.2)$$

Burada, A_1 kıvrımlı bir levhannın yüzey alanını temsil ederken, A_{1p} düz levhannın yüzey alanı ve aşağıdaki gibi gösterilir [1]:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \quad (1.3)$$

$$L_p \approx L_v - D_p \quad (1.4)$$

$$L_w \approx L_h + D_p \quad (1.5)$$

LTID'nin hidrolik çapı, D_h , Denklem (1.6)'da gösterilmiştir:

$$D_h = \frac{4bL_w}{2(b + L_w\phi)} \cong \frac{2b}{\phi} \quad (1.6)$$

Hesaplamalarda kullanılan levhanın eşdeğer çapı, Denklem (1.7)'de ifade edilmiştir.

$$D_e = 2b \quad (1.7)$$

Yapılan literatür taramasında, akışkanların Reynolds ve Nusselt sayıları ile sürtünme katsayıları hesaplamalarında karakteristik uzunluk olarak eşdeğer çap, D_e veya hidrolik çap, D_h kullanıldığı görülmüştür. Araştırmaların birçoğunda eş değer çapın tercih edildiği görülmüştür. Bu nedenle bu çalışmada yapılan hesaplamalarda, akışın karakteristik uzunluğu için D_e temel alınmıştır.

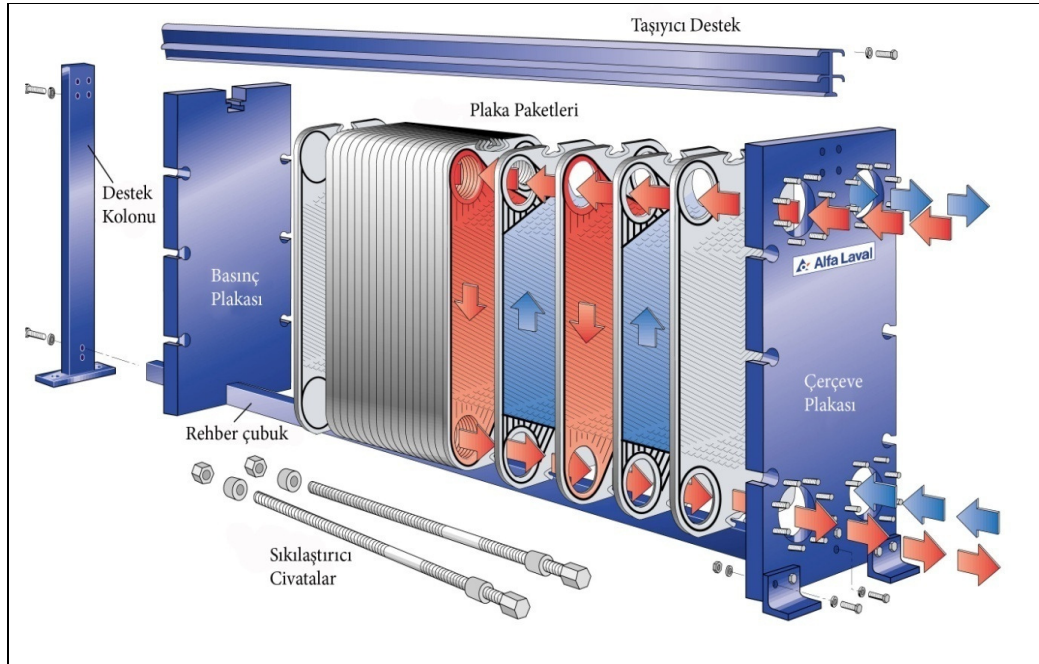
1.2.4. Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçleri

LTID'ler sızdırmazlık gereksinimine ve çalışma sıcaklıklarına göre; contalı, kaynaklı ve sert lehimli olarak sınıflandırılabilirler. Bu bölümde çalışma kapsamında kullanılan “contalı levha tipi ısı değiştirgeçleri” (CLTID) anlatılacaktır.

CLTID'ler temelde; çevresi sızdırmaz contayla çevrili, ince metal dikdörtgen levhaların destek ve taşıma üniteleri ve çerçeve yardımıyla bir paket halinde sıkıştırılmasından oluşmaktadır. Bu tip ısı değiştirgeçleri kalınlığının % 25'i oranında sıkıştırıldığında, akışkanların sızdırmazlığını levhalara zarar vermeden gerçekleştirecek şekilde tasarlanmışlardır [2].

Şekil 1.5'de gösterildiği gibi, levhaların köşelerinde her akışkanın levhaya girdiği ve çıktığı ikişer adet geçit deliği bulunmaktadır. Levhalar yan yana sıralandığında, geçitler akışkanların geçeceği şekilde hizalanırlar. Giriş lülesinden ısı değiştirgeçine giren akışkanlar bu geçitler aracılığıyla bir levhadan diğerine aktarılır ve ısı transferi tamamlandığında, çıkış lülesinden değiştirgeç dışına aktarılır. Genelde akışkanlardan biri ısı değiştirgecinin alt kısmındaki giriş lülesinden girip, üst kısmındaki çıkış lülesinden çıkar. Diğer akışkan, bu akışkana zıt olarak üst giriş lülesinden girerek alt çıkış lülesinden ısı değiştirgecini terk eder. Buna “karşıt-akış prensibi” denir. [2,3]

LTID'lerin çok çeşitli avantajları bulunmaktadır. LTID'leri oluşturan her bir eleman, temizlik, inceleme ve bakım için ayrı ayrı sökülebilir. Esnekler; değişen ısı transferi ihtiyaçlarına göre levha sayısında değişiklik yapılması söz konusu



Şekil 1.5. Levhalı Isı Değiştirgeci [7]

olduğunda, yerleştirildiği taşıma civatası levhaların toplam kalınlığından daha uzun yapılmaktadır. Kolay temizlenebilirler. Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerine oranla kirlenme seviyeleri % 25 oranında azaltılmıştır. Oluk dizilimlerindeki karmaşık yapı, türbülans oluşmasını sağlar. Kanal hidrolik çaplarının küçük olması sayesinde levhanın toplam ısı transferi katsayısı artar. Levha malzemesi deforme olmadığı sürece, akışkanlar arasında sızıntı olmaz. Contalar, levhalar arasını doldurduğundan, olası bir sızıntı ısı değiştirgecinin dışına doğru gerçekleşir. CLTID'nin ağırlığı, eşdeğer performansı gösteren bir gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin toplam ağırlığının 1/6'sına denk gelir. [1- 4]

CLTID'lerin limitleri genelde levha ve contalardan kaynaklanmaktadır. Isı transferini miktarını arttırmak üzere türbülans artırıldığı için ısı değiştirgeci boyunca gerçekleşen basınç düşümü de artmaktadır. Bu durum akışkanın ısı değiştirgeci içerisinde ilerleyebilmesi için ısı değiştirgeci ile birlikte kullanılan pompa gücünü etkiler. Endüstrideki bazı uygulamalarda, yüksek basınçlı pompalar kullanılmaktadır. CLTID'ler maksimum 30 bar'a kadar olan basınçlara karşı dayanıklıdırlar; fakat genelde güvenli kullanım amaçlı 10 bar'ın altında çalıştırılırlar. Yüksek paslanmanın

olduğu ortamlarda, conta malzemeleri CLTID kullanımını sınırlamaktadır. Buna ek olarak, bazı conta malzemelerinde 260 °C'ye kadar yapısal deformasyon oluşmaz. Yine de uygulamalarda genelde yüksek maliyete sahip conta tercih edilmediğinden bu limit 150 °C'nin altına inmektedir. Contalar, uygulamalarda diğer LTID parçalarına oranla daha çabuk deforme olduklarından sıkça değiştirilmeleri gerekir. CLTID'lerin dezavantajlarından bir diğeri de contalarda oluşan ufak deformasyonların saptanmasındaki güçlüklerdir. [1-4]

Çizelge 1.1'de CTLID'lerde akış özellikleri, ısı özellikler ve levha geometri değerleri için uygulamalarda sık karşılaşılan aralıklar özetlenmiştir.

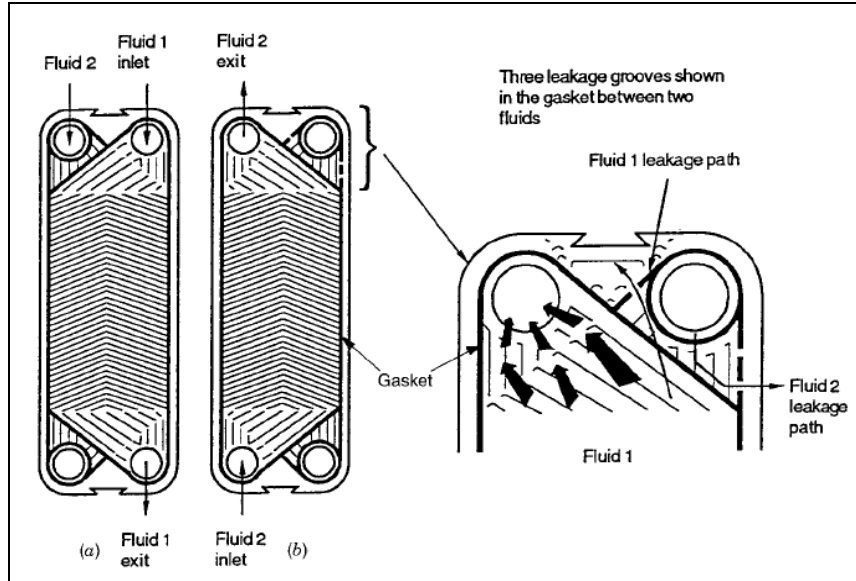
Çizelge 1.1. Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Sık Karşılaşılan Özellikleri [1, 3, 4]

CLTID Özelliği	Değer	Birim
Maksimum hacimsel debi	3600	m ³ /h
Kanal içi debi	0.05-12.5	m ³ /h
Isı transfer katsayısı (<i>su-su uygulamalarında</i>)	1000-9000	W/m ² .K
Maksimum yüzey alanı	2200	m ²
Maksimum ısı geri kazanımı	93%	
Ulaşılabilecek minimum sıcaklık farkı	1	°C
Levha Sayısı	3-700	
Maksimum çalışma sıcaklığı	160 -200	°C
Maksimum çalışma basıncı	25	bar
<i>Tipik Levha Geometrik Özellikleri</i>		
Kalınlık	0.4 - 1.2	mm
Levhalar arası boşluk	1.5 - 5.4	mm
Genişlik	70 - 1200	mm
Yükseklik	0.4 - 5	m
Maksimum geçit çapı	435	mm
Hidrolik çap	2-10	mm
Levha başına yüzey alanı	0.2 - 5	m ²

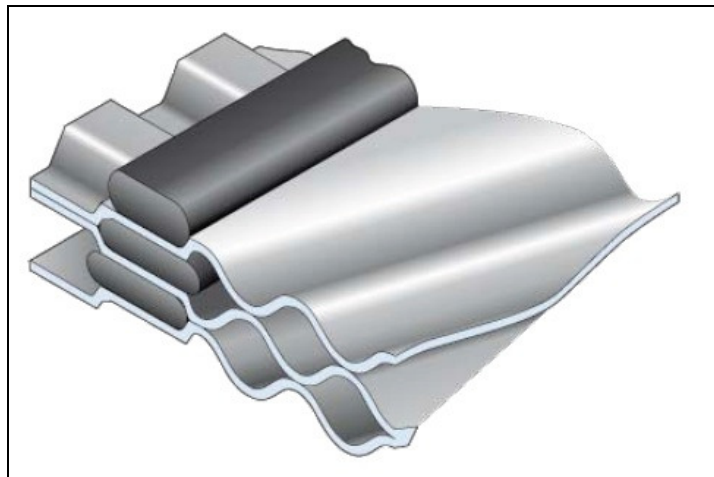
1.2.4.1. Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerde Conta Kullanımı

CLTID'lerinde contalar, akışkanlara yön verirken, iki tarafında bulunan sıcak ve soğuk akışkanın birbirlerine karışmasını engelleyecek şekilde tasarlanmışlardır.

Zarar görmesi halinde contalar, akışkanı ısı değiştirgeci dışına yönlendirir, böylece hasarın kolayca tespit edilmesini sağlar. Contalar kullanım ihtiyacına göre, levhalara yapıştırılabilir veya takılabilir. Deformasyon durumunda, takılabilir contalar kolayca değiştirilebildiği için bazı uygulamalarda daha fazla tercih edilmektedir.



Şekil 1.6. Contaların Levha Boyunca Yerleşimi [2]



Şekil 1.7. CLTID Üzerinde Contanın Levha Üzerinde Yerleşimi [7]

CLTID'lerinin çalışacağı farklı sıcaklık ve basınç ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla contalar değişik malzemelerden üretilmiştir. Çizelge 1.2'de sık kullanılan conta malzemeleri ve bunların çalışma koşulları verilmiştir.

Çizelge 1.2. Endüstriyel Uygulamalarda Sıkça Kullanılan Conta Malzemesi Çeşitleri, Çalışma Koşulları ve Uygulama Alanları [2]

Malzeme	Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	Uygulama Alanları
Kauçuk	70	Oksijenli çözeltiler, asitler, alkoller
Sentetik Kauçuk (Neopren)	70	Alkoller, alkalınler, asitler, Hidrokarbon çözeltileri
Stiren Butadiyen (SBR)	85	Sulu karışımlar, alkalınler, Asitler, oksijenli çözeltiler
Nitril	135	Günlük ürünler, içecekler
EPDM (Ethylene Propylene Diene Monomer)	155	Alkoller, kimyasal uygulamalar
FKM (Fluoroelastomer)	100-180	Asit, sulu karışımlar ve buhar
NBR (Nitrile Butadiene Rubber)	110-160	Sulu ve yağlı karışımlar, mineral ve bitkisel yağlar

Tercih edilen akışkan tipi, CLTID'deki maksimum çalışma sıcaklığı ve basınç değerleri, CLTID'nin çalışma ortamı özellikleri vb. sınırlamalar, bazı uygulamalarda kaynaklı ve sert lehimli LTID'ni, CLTID'ne göre daha fazla tercih edilmesine neden olmaktadır.

1.2.4.2. Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerinde Levha Kullanımı

CLTID'lerde kullanılacak levha malzemeleri seçiminde dikkat edilmesi gereken en önemli unsur, malzemenin ısı değiştirgeci içerisinde birlikte kullanılacağı akışkanlarla olan uyumdur.

Göz önünde bulundurulması gerekli diğer bir unsur ise malzemeye özgü bir değişken olan ısı iletim katsayısıdır. Bu değer, farklı sıcaklıklara maruz kaldığında levhanın iletilebileceği ısı miktarını belirleyici bir özelliktir. Isıl iletim katsayısı azaldıkça, ısı değiştirgecinin ısı yükünü karşılamak için gerekli olan etken ısı transfer alanı artar. Etken alanın artması LTID hacminin artmasına sebep olur. LTID'nin kullanılacağı alan bu duruma müsait değilse, ısı iletim katsayısı yüksek bir levha seçmek daha uygun olur.

Levha kalınlıkları 0.4 - 1.2 mm arasında değişim göstermektedir. En kalın levha bile ince olarak değerlendirilebileceğinden, paslanmayı ve aşınımı en aza indirmek için levhalar, yüksek alaşım malzemelerden üretilir. Farklı ısı değiştirgeci firmaları, tasarım ihtiyaçlarına, uygulama alanlarına ve fiyat tercihlerine göre farklı malzemelerden levha üretmektedir.

Çizelge 1.3'de farklı levha malzemeleri ile birlikte kullanıma uygun akışkan tipleri ve bu levhalara ait ısı iletim katsayıları verilmiştir.

Çizelge 1.3. Endüstriyel Uygulamalarda Sık Karşılaşılan Levha Malzemeleri ve Isıl İletim Katsayıları [1,3]

Malzeme	Isıl iletim katsayısı (W/m.K)	Birlikte Çalışabileceği Akışkan Tipleri
AISI 304 Paslanmaz Çelik	14.9	Su, soğutma kulesi suyu, seyreltik klorür çözeltileri, ilaçsal ürünleri, bakır sülfat karışımları, yemek ürünleri, mayalama işlemleri
AISI 316 Paslanmaz Çelik	16.3	
254 SMO Alaşımı Paslanmaz Çelik	13.0	Yüksek klorür oranlı asitler, deniz suyuyla kullanılmamalı
Nikel	90.0	Hidroksit çözeltileri (%50-70)
C-276 Nikel Alaşımı	10.6	Düşük pH seviyesindeki klorür iyonlu çözeltiler, sülfürik, hidroklorik ve fosforik asitler
Titanyum	21.9	Deniz suyu ve tuzlu su, seyreltilmiş asitler (<70°C), klorür çözeltileri

Malzeme özellikleri, ısı performans kadar, ısı değiştirgecinin mekanik dayanımını ve ağırlığını etkiler. Bu nedenle, levha malzemesinin seçimi, ısı değiştirgecinin ısı yük gereksinimi, ağırlık ve hacim kısıtlamaları ile çalışma basıncı ve sıcaklık değerleri dikkate alınarak yapılmalıdır.

1.2.5. Levhalı Isı Değiştirgeçlerinde Kirlenme

Isı değiştirgeçlerinde ısı performansı olumsuz yönde etkileyen en büyük faktörlerden biri olan kirlenme, ısı transfer yüzeyindeki istenmeyen maddelerin birikmesi ve büyümesi olarak tanımlanabilir.

Kirlenmeyle oluşan ek katı katman, ısı geçişi sırasında ek ısı dirence, sıvı akışı sırasında ise hidrolik dirence sebep olur. Biriken maddeler, akış alanını daraltarak akışkanın kanal içerisindeki hızının artmasına neden olur. Isı performansın azalması sonucunda, gerekli etken ısı transfer yüzey alanının artırılması gerekir. Hidrolik performanstaki artış nedeniyle, oluşan basınç düşümü dolayısıyla aynı akış hızını yakalamak için gereken pompa gücü artar. Kanal içindeki hız artışı akışkanların taşınımıyla olan ısı transfer katsayılarını biraz olsun arttırsa da, ısı değiştirgecinin genel performansının azalmasına neden olmaktadır. Bütün bu ısı ve hidrolik performanstaki değişimlerin engellenebilmesi için ısı değiştirgeci tasarımı sırasında kirlenme faktörü dikkate alınarak hesaplamalara katılmalıdır. Aksi halde, ısı değiştirgeci belirli bir süre sonunda ısı yükünü karşılayamaz duruma gelir. [1-4]

Çizelge 1.4'te endüstriyel uygulamalarda sık karşılaşılan akışkanlara ait kirlenme katsayıları verilmiştir.

Çizelge 1.4. Sık Karşılaşılan Akışkanların Kirlenme Katsayıları [3]

Akışkan	$R_f (m^2.K/W)$
Su	
Damıtılmış	0.000009
Deniz Suyu	0.000043
Okyanus Suyu	0.000026
Soğutma Kulesi (işlenmiş)	0.000034
şebeke Suyu (yumuşak)	0.000017

Şebeke Suyu (sert)	0.000043
Nehir Suyu	0.000043
Tuzlu Su	0.000352
Buhar	0.000009
Bitkisel Yağ	0.000017-0.00052
Organik Çözeltiler	0.000009-0.000026

1.3. Çalışmanın Amacı

Contalı levha tipi ısı değıştirgeçleri, verimli olmaları, kolay temizlenebilmeleri, kullanımındaki esneklikler vb. avantajlar sayesinde günümüzde, dünyada olduğu kadar ülkemizdeki endüstriyel uygulamalarda da en çok tercih edilen ısı değıştirgeci tiplerinden biri olmuştur. Yurt içindeki uygulamalarda kullanılan Chevron tipi levhalar yurt dışından ithal edilmektedir. Uygulama için belirlenen çalışma koşullarına uygun CLTID seçimi yaparken yine yurt dışından satın alınan tasarım programları kullanılmaktadır. Ayrıca, bu programların kullanım dili İngilizce veya diğer yabancı diller olduğundan iç piyasada kullanımında kısıtlamalar olmaktadır.

Bu çalışma, TOBB ETÜ, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve TEKTES Teknolojik Tesisat Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'nin desteklediği Eylül 2009 - Eylül 2011 döneminde devam eden 0347.2009-1 no'lu SANTEZ Projesi kapsamında yapılmıştır. Çalışmanın asıl amacı, iç piyasada sık tercih edilen CLTID tasarımı için kullanım dili Türkçe olan, kullanıcı dostu, esnek bir bilgisayar programı geliştirmektir. Kullanmakta olduğu seçim programlarının içeriğine ulaşamayan firma, kapalı kutu şeklinde bilgisayar programları kullanmak yerine, içeriği ve doğruluğu, kendi kullandığı levhalara uyumu bilinen bilgisayar programları kullanmak istemektedir. Proje kapsamında, TEKTES firması tarafından belirlenen tasarım geometrileri farklı 4 Chevron tipi levhanın ısı ve hidrolik performansı incelenmesi amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinden 4 tip levha için basınç düşümü, debi, sıcaklık verileri alınarak levhalara özel Nusselt sayısı ve basınç düşümü korelasyonları oluşturulmuştur. Firmanın kullandığı levhalara özel bu korelasyonlar bu tez kapsamında oluşturulan ısı değıştirgeci seçim programında kullanılmaktadır. Tez çalışmasının ana hedefi, kendi levhalarına ait

korelasyonları içeren, kullanımı kolay ve kullanım dili Türkçe olan CLTID seçim programını hem firmaya hem de yurtdışından seçim programlarını satın almak zorunda kalan Türkiye sanayisine kazandırmaktır. SANTEZ projesinin deneysel kısmı ayrı bir tez olarak Fatih Aktürk [5] tarafından yürütölmektedir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1. Giriş

Literatür taraması kapsamında, konuyla ilgili daha önce yapılan benzer çalışmalara ait çeşitli makaleler incelenmiştir. Bu makaleler sayısal ve hem deneysel hem sayısal olmak üzere sınıflandırılarak aşağıda özetlenmiştir. Bölüm sonunda literatürde karşılaşılan Nusselt ve Fanning sürtünme katsayıları için elde edilmiş korelasyonlar verilmiştir.

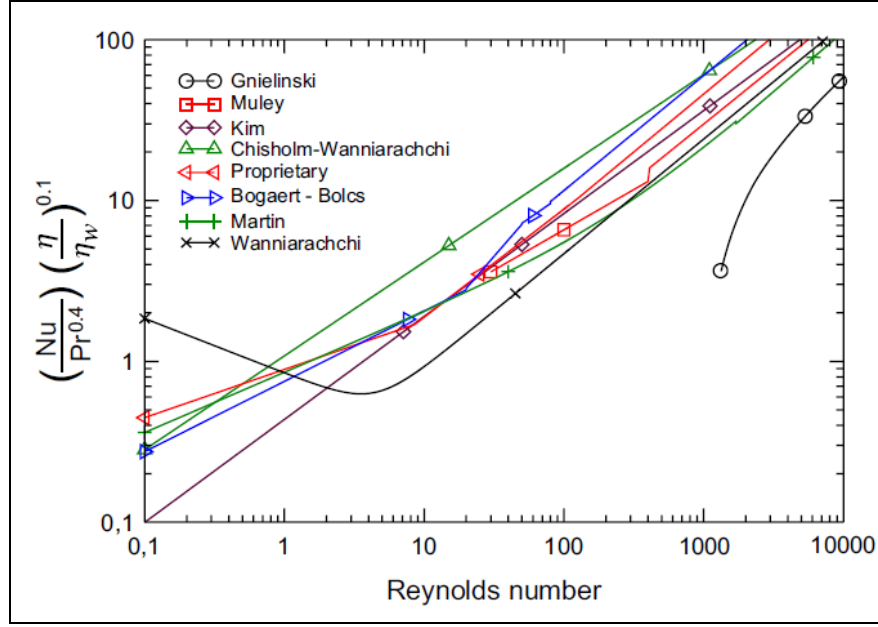
2.2. Literatür Özeti

2.2.1. Sayısal Çalışmalar

Zahid [12] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, tek fazlı ve çift fazlı akışların kullanıldığı levhalı ısı değiştirgeçlerin ısı transferi ve akış karakterlerini veren detaylı bir literatür taraması özetlenmiştir. Araştırmada levhalı ısı değiştirgeçlerin tarihi ve çeşitleri hakkında kısa bilgiler verilmiştir. 1960'lı yıllardan başlayarak 1999'a kadar levhalı ısı değiştirgeçlerin Fanning sürtünme katsayısı ve akışkanların taşınımıyla olan ısı transferi katsayıları korelasyonlarının verildiği çalışmalardan 30 adedinin kullanılabilir olduğundan bahsedilmiştir. Bu denklemlerin neredeyse hepsinin "power-law curve fitting" ile son zamanlarda yapılan bazı çalışmaların ise "Leading coefficient and exponent as a function of Chevron angle" yöntemiyle elde edildiği söylenmektedir. Zahid [11] tarafından sunulan literatür taramasında bu çalışma kapsamında kullanılan taşınımıyla olan ısı transferi katsayısı ve sürtünme korelasyonları, bölüm sonunda bulunan Çizelge 2.1'de sunulmuştur.

García-Cascales vd., [6] LTID'ni soğutma çevrimlerinde çift fazlı akışlarda buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı olarak kullanılması üzerine çalışma yapmışlardır. Literatürdeki LTID'nde tek fazlı ve çift fazlı akışlarda taşınımıyla olan ısı transferi korelasyonları incelenmiştir. Korelasyonlar Çizelge 2.1'de sunulmuştur. ART kodu kullanılarak bu korelasyonların karşılaştırmaları yapılmıştır.

Fernandes vd. [13] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, Newtonyen akışkanların CLTID'nde, çapraz kıvrımlı kanal içinde oluşan laminar akış nümerik olarak HAD



Şekil 2.1. García-Cascales vd. Tarafından Literatürdeki Isı Transferi Korelasyonlarının Karşılaştırılması [6]

programı kullanılarak incelenmektedir. Levhaların genişleme katsayısı 1.17 olarak seçilmiştir ve Chevron açısı 30°-60°, akış endeksi davranışı, n , ise 0.25-1.0 değerleri arasında değişmektedir. Akışkan olarak seçilen sıvı yiyecekler levhalı ısı değiştirgeçlerinde işlenen ve genellikle Newtonyen olmayan özellikler sergilemektedirler. HAD ile yapılan hesaplamalarda laminar, sıkıştırılmaz akışkanlar için geçerli olan kütle ve momentum denklemleri kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda seçilen her Chevron açısı, β , için, akış endeksi davranışı azaldığı zaman tortuozite katsayısının, τ , azaldığı gözlemlenmiştir.

Lyytikäinen vd. [14] gerçekleştirdikleri çalışmada, 3-boyutlu akış hesaplamalarında kullanılan akış ve enerji denklemleri, üst ve alt levha arasındaki boşluk uzunluğu boyunca integral alarak, 2-boyutlu hale getirmiştir. Bu sayede HAD hesaplamaları için geçen süre, saatlerden dakikalara indirgenmiştir. 2-boyutlu denklemler, 3-boyutlularda olduğu gibi, levha yüzeyi boyunca olan sürtünmeleri ve ısı transferini dikkate almaktadır. Türetilen “derinlik ortalamalı denklemler” kullanılarak, 5 farklı oluk açısı ve oluk uzunluğu için 2 boyutta yapılan HAD simülasyonlarından, basınç düşümünün ve sıcaklık değişimlerinin, oluk açısı ve uzunluğunun bir fonksiyonu

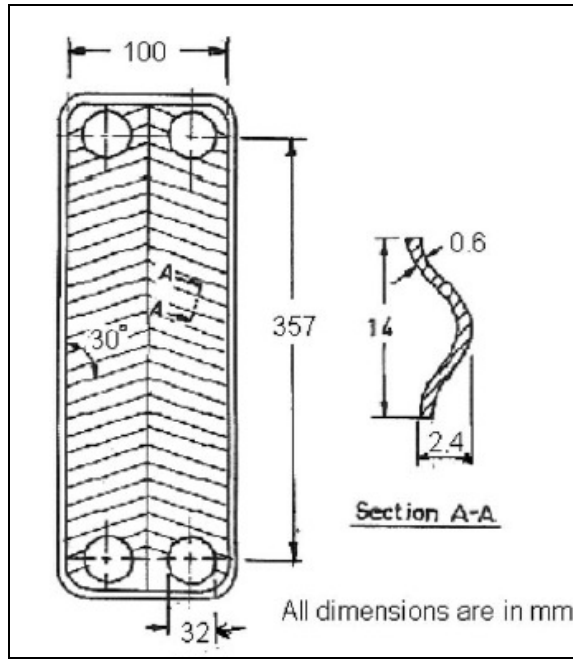
olduğu 3-boyutla uyumlu bir profil elde edilmiştir. Değişik geometrilerin ısı değiştirgeci verimi üzerindeki etkisini görebilmek için, 2-boyutlu modellemeyle 30 farklı geometrinin simülasyonu yapılmıştır. Sonuçta, basınç düşümünün, geometri değişikliklerine sıcaklık değişimi kadar duyarlı olmadığı anlaşılmıştır.

2.2.2. Nümerik ve Deneysel Yapılan Çalışmalar

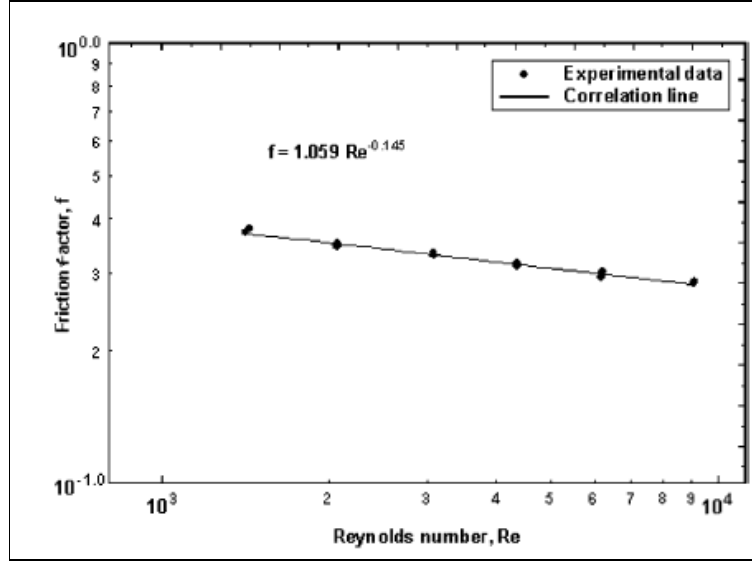
Afonso vd. [15] tarafından yapılan çalışma, bir levhalı ısı değiştirgeci içinde soğutulan karıştırılmış yoğurt için taşınım ile olan ısı transfer katsayısı için bir korelasyon bulunması konusunda reolojik özellikleri dikkate alınarak yapılmış nümerik bir araştırmadır. Yoğurt yüksek viskoziteye sahip, Newtonyen olmayan bir akışkan olup, sıcaklığa, kesme miktarına ve elastik özelliklere göre değişim gösteren karmaşık bir akış yolu izlemektedir. Bu da ısı değiştirgeci verimini oldukça düşürmektedir. Bu karmaşıklıkları basitleştirmek amacıyla, oluklu bir levhada yüksek viskoziteye sahip olan akışkan akışı, laminar bir akışkanın düz bir levha içindeki akışına benzetilmiştir. Yapılan deneylerde Chevron açısı 30° olan, 0.265 m uzunluğa, 0.102 m genişliğe, 0.0005 m kalınlığa sahip genişleme katsayısı 1.105 ve ondülasyon adımı 0.0026 m olan AISI 316 paslanmaz çelikten yapılmış RS22 tip levhalar kullanılmıştır. Buna göre düz levhalar için oluşturulan korelasyonlar, oluklu levhalara ait geometrik parametrelerle birleştirilerek, taşınım ile olan ısı transferi katsayısı bulunmuştur. Elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyduğu gözlemlenmiştir. Sabit duvar sıcaklığı ve duvardan sabit ısı akışı sınır şartındaki yoğurt için nümerik sonuçlarla elde edilen korelasyonlar Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Prabhakara vd. [16] tarafından yapılan çalışmada, bir levhalı ısı değiştirgecinde, 1000-17000 arasında değişen Reynolds sayılarını için, geçitten kanala kadar akış ve basınç farklılıklarının bulunması deneysel olarak araştırılmıştır. Şekil 2.2’de deneylerde kullanılan levha geometrik özelliklerine örnek görülmektedir. Yapılan deneylerde, 20° ve 80° gibi düşük oluk açılı levhalar farklı kanal sayıları için kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk taraf için de kullanılan akışkan sudur. Basınç propları kanalların giriş ve çıkış geçitlerine yerleştirilmiştir. Isı değiştirgeci içinde her bir levhada ilk, orta ve sonuncu kanaldaki basınç düşümü kaydedilmiştir. Ayrıca farklı

akış hızları için toplam basınç düşümleri ölçülmüştür. Toplam basınç düşümü akış hızı, kanalın kesit alanının geçide oranının ve akışa düşen kanal sayısının bir fonksiyonudur. Yapılan deneyler sonucunda, levhalı ısı değiştirgeci boyunca toplam basınç değişimi arttıkça, levhadaki dağılım bozuklukları da artmaktadır. Şekil 2.3’de gösterilen deneyler sonucunda $\beta = 60^\circ$ ve $900 < Re < 10000$ arasında akış özelliği gösteren levhalar için, Fanning sürtünme katsayısı korelasyonu Çizelge 2.1’de sunulmuştur.



Şekil 2.2. Prabhakara vd. Tarafından Deneylerde Kullanılan Levha Karakteristik Özellikleri [16]



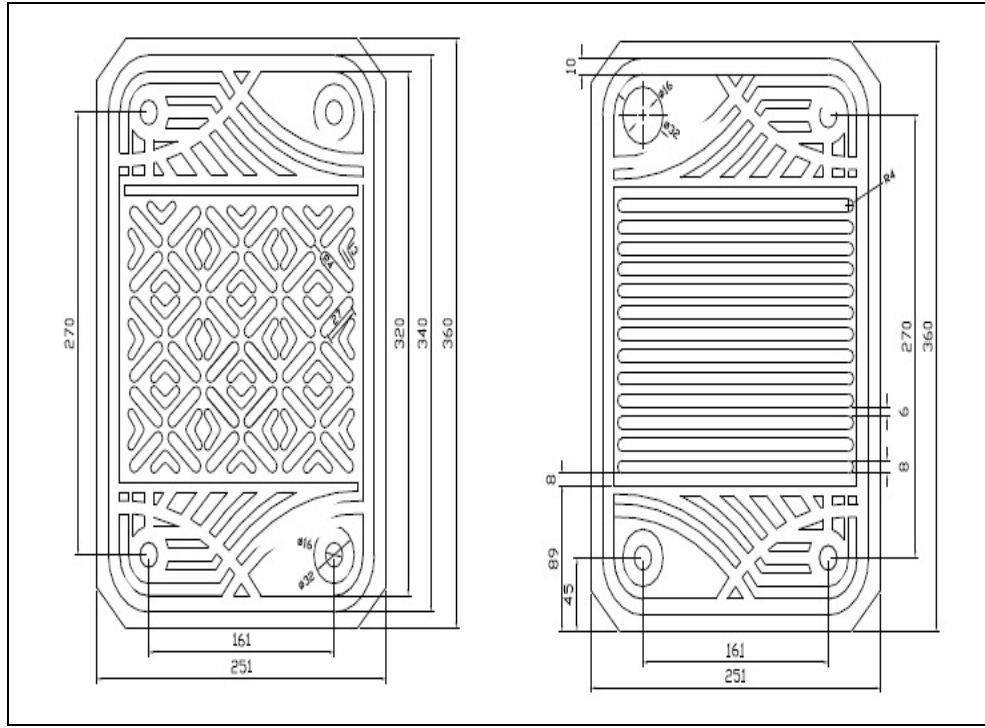
Şekil 2.3. Prabhakara vd. Tarafından Yapılan Çalışmada 60° Chevron Açısına Sahip Levhalardaki Akışın Sürtünme Katsayısına Karşılık Reynolds Değerleri[16]

Cerezo vd. [17] tarafından yapılan çalışmada, levhalı ısı değiştirgeçlerinde, akışkan olarak amonyak ve su kullanarak düşük sıcaklık kaynaklı tipik soğutucular için emme incelenmiştir. Bu çalışma enerji ile çevrenin etkileşimi sonucunda ortaya çıkan kaynakların iyi yönetilmesi için soğutucuların geliştirilmesi adına yapılmıştır. Solar enerji ve atık ısının kullanımı ile enerji tüketiminde düşüş olacağından bu çalışma ile düşük sıcaklığa sahip ısı kaynaklarından nasıl yararlanılabileceği gösterilmektedir. Bu amaçla soğutucunun ana bileşeni olan ve soğutma işleminin gerçekleştirildiği kısım olarak levhalı ısı değiştirgeçleri kullanılmıştır. Böylece bu makinelerin kapladığı alan ve kullanılan amonyak azaltılabilir, bununla beraber ısı transferi ve kütle transferinde gelişmeler olacaktır. Bu çalışmalar için farklı koşullarda çalışabilecek; NH₃ – H₂O karışımı, soğutma suyu karışımı, ısıtma suyu karışımı olmak üzere üç çevrimden oluşan deney düzeneği kurulmuştur. Yapılan deneyler sırasında levhalı ısı değiştirgecinin giriş geçitlerinde sıcaklık, basınç ve debi değerlerini ölçmüşlerdir. Benzer şekilde çıkış geçitlerinde de basınç ve sıcaklık değerlerini ölçmüşlerdir. Levhalı ısı değiştirgecinin haricinde biri soğutma çevriminde biri de ısıtma çevriminde olmak üzere iki adet daha ısı değiştirgeci kullanılmıştır. Böylece sistem girişlerinde istenen sıcaklık değerlerinde akışkanlar elde edilmiştir. Yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlara göre artan Reynolds sayısı

ile Nusselt sayılarının arttığı görülmüştür. Bunun yanında soğutma suyunun debisindeki artışın kütleli emme akısını arttırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca karışım üzerinden olan ısı transferinin de artan basınçla birlikte arttığı görülmüştür. Ancak karışım konsantrasyonunun ve soğutma suyunun ve karışım sıcaklığının artması ile tam tersi bir etki gözlemlenmiştir. Her iki akışkan tarafında da su kullanılarak yapılan deneylerde geçiş bölgesi ve türbülanslı akış için elde edilen denklemler Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Durmuş vd. [18] tarafından yapılan çalışmada, düz levhalı, oluklu levhalı ve Asteriks levhalı ısı değiştirgeçleri geometrilerinin ısı transferine, sürtünme faktörüne ve ekserji kayıplarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde, paralel ve karışık akışlı, tek geçişli ısı değiştirgeçleri kullanılmıştır. $50 \leq Re \leq 1000$ ve $3 \leq Pr \leq 7$ arasında değişen Reynolds ve Prandtl sayıları kullanılarak laminar akış şartlarında deneyler yapılmıştır ve sürtünme faktörü ve ekserji kayıpları için korelasyonlar elde edilmiştir.

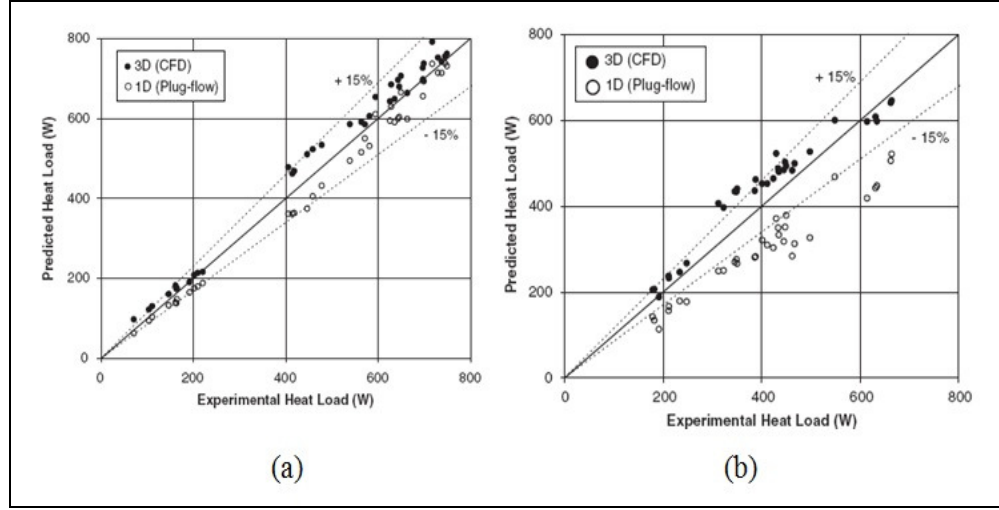
Şekil 2.4’de gösterildiği gibi farklı levha çeşitlerine sahip ısı değiştirgeçleri için tekrarlanan deneylerde oluklu levhaya sahip ısı değiştirgecinden diğerlerine oranla daha fazla ısı elde edildiği fakat aynı zamanda basınç düşümünün de arttığı görülmüştür. Basınç düşümündeki artış yatırım maliyetini etkilediği için, ısı transferi miktarı ve basınç düşümü arasında termodinamik optimizasyon yapılması gerektiği söylenmektedir.



Şekil 2.4. Durmuş vd. Tarafından Deneysel Olarak Kullanılan Farklı Yüzey Karakteristiklerine Sahip Levha Geometrileri [18]

Galeazzo vd. yaptıkları çalışmada [20], HAD kullanarak, dört kanallı düz levhalı ısı değiştirgecinin görsel prototipini hazırlamışlardır. Paralel ve seri olmak üzere farklı geçiş düzenlemeleri yapılan bir deney düzeneği kurulmuş, deneysel olarak ölçülen ısı yükleri, HAD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Şekil 2.5 ile örnek verilen deneyler sonucunda beklendiği gibi, HAD çevreye verilen ısıyı hesaba katmaması nedeniyle, nümerik sonuçlar deneysel sonuçlara göre yüksek çıkmıştır. İkinci bir sonuç olarak, seri düzenlemede ısı yükü tahmininde ortalama hata % 8 iken, paralel düzenlemede bu değer % 25 bulunmuştur. Bunun nedeni paralel düzenlemenin aksine, seri düzenlemede kanallar arasında kötü-dağılım problemi görülmemesi, böylece teoriyle daha tutarlı bir deney düzeneği elde edilebilmesi olarak gösterilmiştir. Çalışmada HAD kullanarak detaylı sıcaklık ve hız dağılımları elde edilebildiği fakat hesaplamalar için gerekli zamanın uzun olduğu belirtilmektedir.

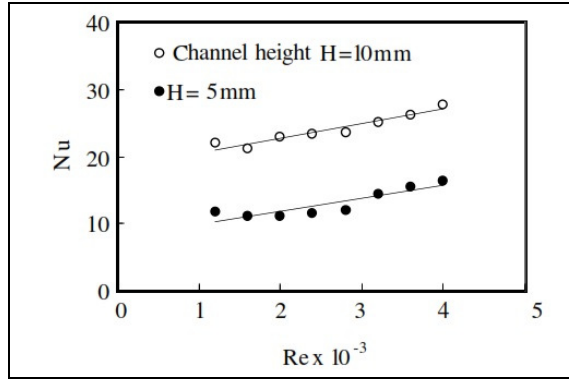


Şekil 2.5. Galeazzo vd. Tarafından Yapılan (a) Seri (b) Paralel Düzenleme için Isıl Yüklerin Deneysel ve Simülasyon Sonuçları [20]

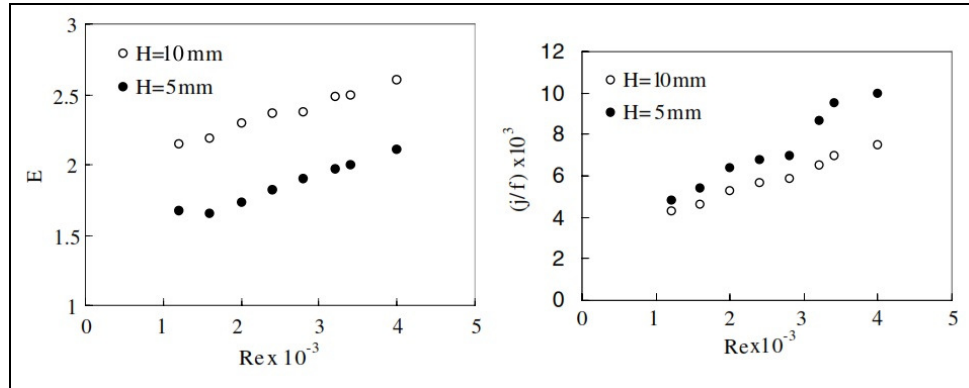
Gut vd. [21] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, Shah ve Focke (1988) tarafından geliştirilmiş olan tasarım yöntemi yalnızca tek geçişli, karşıt akışlı levhalı ısı değiştirgeçleri için geçerlidir. Yapılan çalışmada, farklı düzenlemelerden elde edilen deneysel veriler, birden fazla geçişli ısı değiştirgeçleri için parametre tahmini prosedüründe kullanılmıştır. Yöntem düz levhaya sahip geçiş merkezleri arası 90 mm, Contalar arası uzunluğu 60 mm, kalınlığı 1 mm, hidrolik çapı 3 mm, geçit çapı 6.5 mm ve levha başına ısı transfer alanı 0.005 m^2 olan Armfield FT-43 ısı değiştirgecinde test edilmiş ve sonuçlar tek geçiş düzenlemesinden elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Veriler 2 farklı yaklaşımla incelenmiştir. Birinci yaklaşımda ısı değiştirgecinin içindeki akış tamamen karşıt akış olarak ele alınmıştır. Bu durumda akışın logaritmik ortalama sıcaklık düzeltici faktörü 1'e eşitlenmektedir. İkincisinde ise, bu faktör hesaplanarak elde edilmiştir. Sunulan 2 farklı yaklaşım sonucunda Çizelge 2.1'de verilen iki farklı taşınım ile olan ısı transferi korelasyonu elde edilmiştir.

İslamoğlu ve Parmaksızoğlu [22] levhalı ısı değiştirgeçlerinde, dalgalı kanallarda, hava için zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi katsayısını ve sürtünme katsayısını hesaplamak için deneyler yapmışlardır. Bu amaçla kanallardaki tam gelişmiş Nusselt Sayısını belirlemişlerdir. İki farklı kanal yüksekliği, farklı Reynolds sayıları ve tek

dalga açısı için deneyleri tekrarlamıştır. Elde ettiği bazı sonuçlar incelendiğinde; Şekil 2.6'da görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarında periyodik tam gelişmiş Nusselt sayısı da yüksektir ve düşük Reynolds sayılarında ise karşılık gelen değerlerden daha düşük sonuçlar alınmıştır. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi uzun kanalın ısı transferi artırma oranı kısa olandan daha iyidir; ancak Şekil 2.7'de gösterildiği gibi uzun kanal boyu olanın elde edilen performans değeri kısa olana göre daha düşüktür. Sonuç olarak, İslamoğlu ve Parmaksızoğlu [22] yaptıkları deneyler ile kanal yüksekliğindeki artışın; hem tam gelişmiş Nusselt sayısını hem de sürtünme katsayısını artırdığını ancak akış alanı ve iyileştirme faktörüne dayalı performansın düştüğünü gözlemlemişlerdir.



Şekil 2.6. İslamoğlu ve Parmaksızoğlu Tarafından Yapılan Araştırmalarda Tam Gelişmiş, Deneysel Ortalama Nusselt Sayısının (Nu) Kanal Yüksekliğine (H) Göre Değişimi [22]



Şekil 2.7. İslamoğlu ve Parmaksızoğlu Tarafından Gerçekleştirilen Çalışmalarda Elde Edilen Kanal Yüksekliğinin, Isı Transfer Artımına ve Performansa Olan Etkisi [22]

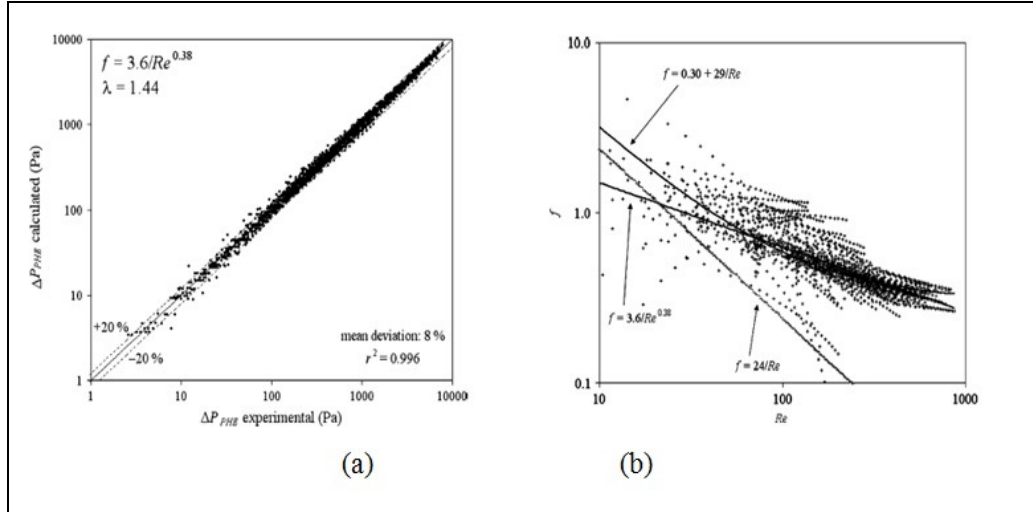
Kho ve Müller-Steinhagen [23] piyasadaki farklı ısı değiştirgeçlerinin değişik oranlarda kirlenmesinden dolayı farklı tipteki levhalar için kirlenmeyi deneysel ve nümerik olarak hesaplamışlardır. Kirlenmenin dağılımına akışın etkisi düz levhalarda akış dağıtıcılarla ve akış dağıtıcılar olmaksızın incelenmiştir. Farklı dalgalı modellerdeki levhalar farklı oranlarda kirletilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar sırasında kalsiyum sülfat (CaSO_4) kullanılarak kristalleşmeden kaynaklanan kirlenme yaratılmıştır. Deneysel çalışmalarına ek olarak Kho ve Müller-Steinhagen [22] HAD kullanarak basınç düşümü, ısı transferi ve kirlenmeyi yine farklı levhalar için hesaplamışlardır. Yapılan deneyler düz çapraz akışlı levhalarda ve düz polikarbon levhalarda düşük akış hızlarında ve yüksek sıcaklıkta (CaSO_4) için iki faktörün önemli kriterler olduğunu doğrulamıştır. Kirlenmeyi önlemek için akış dağıtıcıların akışı düşük hızdaki alanlar olan levha köşelerine yönlendirmesi gerektiği gözlemlenmiştir. Ayrıca HAD yaklaşımları ile deneysel sonuçları kabul edilebilir oranda örtüşmüştür. Ancak yaptıkları nümerik yaklaşımların üç boyutlu ve kullanılan levhalarla aynı geometrilerde olması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Miura vd. [24] tarafından yapılan çalışmada, akış düzenlemesinin basınç düşümüne olan etkisi incelenmektedir. 32 farklı dizilim, düz levhalara sahip laboratuvar ölçekli (12x8 cm), silikon contalı bir levhalı ısı değiştirgeci kullanılarak deneysel olarak test edilmiştir. Deney sonucu elde edilen veriler, geçiş sayısının ve her geçişteki kanal sayısının basınç düşümüne olan etkisinin tespitinde, sürtünme katsayısı modelinin doğrulanmasında ve HAD ile yapılan simülasyondan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmasında kullanılmıştır. Laboratuvar ortamında kullanılmak üzere küçük ölçekli levhalı ısı değiştirgeci kullanıldığından, basınç düşümleri beklenenden küçük çıkmıştır. Ayrıca basınç düşümünün ısı değiştirgeci içerisindeki hava kabarcıklarına, levha takımına uygulanan basınca ve conta ve levha dizilimlerine oldukça duyarlı olduğu ortaya çıkmıştır. Sonuç olarak, akışkan hızı, geçiş sayısı ve geçiş başına akış kanalı arasında bir korelasyon yazılabilmektedir. Geçiş sayısı ve basınç düşümü arasında doğrusal bağımlılık tespit edilmiştir, fakat kötü-dağılımdan dolayı geçiş başına akış kanalı ve basınç düşümü değerleri arasında bir ilişkinin açık olmadığı

söylenmektedir. Deneyler sonucunda $10 \leq Re \leq 870$ arasındaki akışlarda Fanning sürtünme katsayısı için korelasyonlar Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Miura vd. [24] tarafından akışkanın ısı değıştirgeci içerisindeki basınç düşümü miktarını belirleyen sürtünme katsayısı için çalışmalarında kullandığı empirik denklemin genel şekli Denklem (2.1)’de ifade edilmiştir:

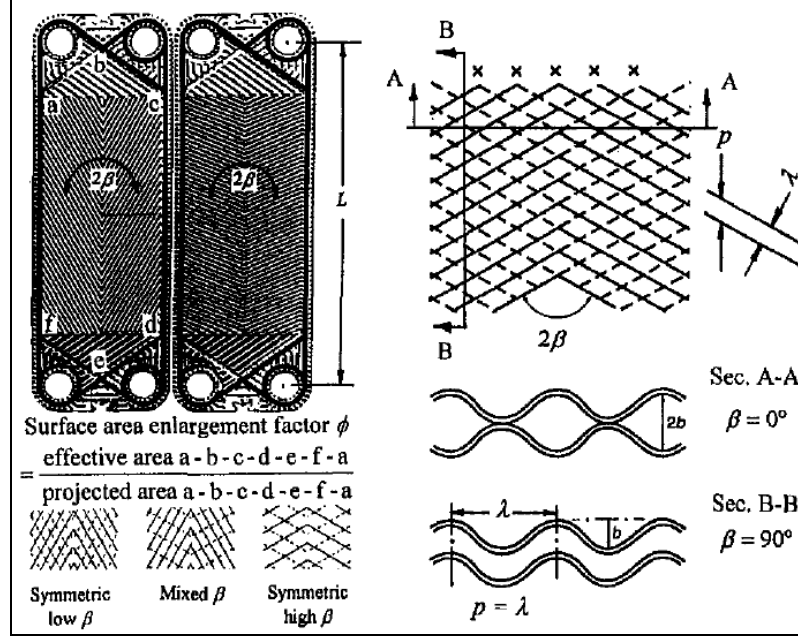
$$f = \frac{a}{Re^b} + c \quad (2.1)$$



Şekil 2.8. Miura vd.’nin Yaptıkları Çalışmalardaki (a) Düzeltilmiş Modellerden Biri İçin Basınç Düşümü Uyumluluğunun Gösterimi (b) Düzenlenmiş Modeller ve f Katsayısının Re Sayısına Göre Değişimi [24]

Muley ve Manglik [25] akışkan olarak su kullanılan, tek geçişli, U tipi karşıt akışlı Chevron tipi levhalı ısı değıştirgeçlerinde ısı transferini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. İki simetrik olmak üzere Şekil 2.9’da verilen 3 adet birbirinden farklı Chevron açısı düzenine ($30^\circ/30^\circ$, $60^\circ/60^\circ$ ve $30^\circ/60^\circ$) sahip levhalarda akışkan olarak, Pr sayısı 2-6 ve Re sayısı 600-1000 arasında karakteristik gösteren su için, Nu sayısı ve Fanning sürtünme katsayıları için deneyler yapılmıştır ve deneysel sonuçlar literatürde bulunan korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Akış özelliği $Re \geq 10^3$ olan ve $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ ve $1 \leq \phi \leq 1.5$ sahip sinüsel şekilli Chevron

plaklarında, Nu sayısını ve Fanning sürtünme katsayısını veren ifadeler Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

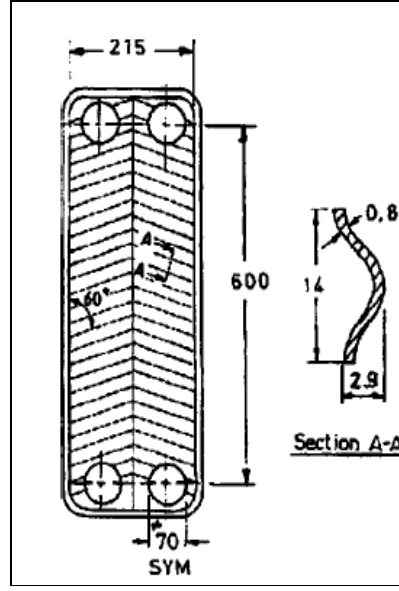


Şekil 2.9. Farklı Chevron Tipi Levhalar ve Levha Kıvrımlarının Geometrik Özellikleri [25]

Rao vd. [26] tek geçişli veya birden fazla geçişli LTID'nin geçidinden geçişe akışın kanal içerisinde düzgün dağılmamasının etkilerini araştırmışlardır. Deneyle de doğrulandığı gibi, akış debisi, kanal sayısı ve geçit boyutlarından kaynaklanan düzensizlik genellikle, ısı değiştirgeçlerinin ısı performansını düşürürken basınç düşümünü de arttırmaktadır. Yapılan deneylerde Şekil 2.10'da geometrik özellikleri gösterilmiş olan levhalar kullanılmıştır. İdeal koşullarda, levhaların Z tipi düzenlenmesinin U tipi düzenlemeye oranla daha ciddi düzensizlik yarattığı gözlemlenirken, yüksek sıcaklıklarda, ısı değiştirgeçini çok geçişli yapmanın kanal içerisindeki akış dağılımındaki düzensizliği belirgin düzeyde azalttığı görülmüştür. Rao vd. tarafından yapılan literatür araştırmasında zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi katsayısı Denklem (2.2)'de verilen genel ifade ile elde edildiği görülmüştür:

$$Nu = c Re^a Pr^b \quad (2.2)$$

Burada; a, b ve c levha yüzeyine ve geometrik yapısına bağlı değişkenlerdir. Rao vd. [26] literatürdeki araştırmalarda Pr sayısının Nu sayısına etkisinin 1/3 mertebesinde olduğunu görmüştür. Çalışma kapsamında yapılan deneyler sonucundaki verilerden iteratif yolla Denklem (2.1)'deki $a=0.651$, $c=0.218$ olarak elde edilmiştir. Buna göre yüksek geçiş bölgesinde veya türbülanslı zorlanmış akışın ısı iletim katsayısını veren korelasyon Çizelge 2.1'de verilmiştir.

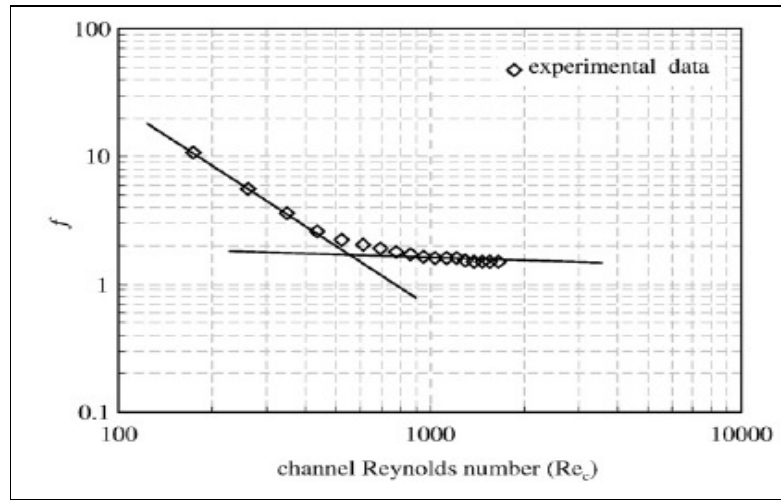


Şekil 2.10 Rao vd. Tarafından Deneylerde Kullanılan Levha Geometrisi [26]

Thonon vd. [27] tarafından yapılan çalışmada, amaçları endüstriye ısı değiştirgeçleri konusunda yol göstermek olan GRETh (Research Group on Heat Exchanger-Groupement pour la Recherche sur les Échangeurs Thermiques) bünyesinde çalışanlar tarafından CEP AJ isimli 3-boyutlu bir akış analizi programı geliştirilmiştir. Bu program, kullanıcılara, farklı akış rejimlerinin anlaşılmasında ve görselleştirilmesinde, basınç düşümünün optimize edilmesi için oluk tasarımı en iyileştirmesinde ve bir levha boyunca oluşan akış dağılımının gözlemlenmesinde yardımcı olur. Bu çalışma kapsamında Chevron açısının, sürtünme katsayısına ve taşınımla olan ısı transferi korelasyonlarına etkisi konularında yapılan nümerik ve deneysel analizler CEP AJ yazılımının gelişmesini sağlamıştır. Yapılan deneylerde iki adet levha kullanılmıştır. Düşük Reynolds sayısı (50-1000) için akışkan yağ, yüksek

Reynolds sayılarında (1000-15000) su veya hava olarak seçilmiştir. Bu kadar geniş bir Reynolds aralığı kullanılmasının nedeni, yazılımın bütün endüstriyel alanı kapsamasının istenmesidir. Sonuç olarak levhalı ısı değiştirgeci tasarımında kullanılmak üzere farklı Reynolds sayıları için ölçülen sürtünme katsayısı ve ısı transfer korelasyonları yazılıma yüklenmiştir. CEPAJ yazılımı için iki-fazlı akış üzerindeki araştırmalar devam etmektedir. Deneyler sonucu elde edilen korelasyonlar Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Tsai vd. [27] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, bir levhalı ısı değiştirgecinin iki çapraz kıvrımlı kanalı içindeki akışın hidrodinamik özellikleri ve dağılımı hem deneysel olarak hem de FLUENT [29] programı aracılığıyla nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan deneylerde kanal içindeki akışkana ait Reynolds sayısı 600-1700 değerleri arasında değiştirilerek, kanal içindeki basınç düşümü ölçülmüştür. Kaydedilen basınç düşümüne göre hesaplanan sürtünme katsayıları nümerik hesaplarla karşılaştırılmış ve sonuçlarda % 20’lik bir sapma görülmüştür. Bu sapmayı azaltmak için nümerik hesaplamalarda kullanılan türbülans modelleri değiştirilmiş; fakat sonuçlarda çok fazla bir değişim gözlenmemiştir. İleride yapılacak olan araştırmaların iki kanaldaki akışkandan fazla alanı kapsamıyla daha verimli sonuçların elde edileceği düşünülmektedir.



Şekil 2.11. Tsai vd. Tarafından Gerçekleşen Deneysel Sonucuna Göre Fanning Sürtünme Katsayısı ve Kanal İçinde Re Sayısının Karşılaştırılması [27]

Wang ve Sundén [8] tarafından yapılan çalışmada, LTID tasarımında kullanılan yöntemlerin (e-NTU ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemleri) basınç düşümünün kısıtlamaları konusunda zorluklar içerdiğinden bahsedilmektedir. Geleneksel yöntemler basınç düşümündeki sınırlamalar nedeniyle farklı geometriler üzerinde çok fazla test yapmayı getirmektedir. Bunlar da çok yorucu ve zaman alıcı tasarım yöntemleri olup, izin verilen basınç düşümü aralığından tamamen faydalanacağını garanti eden yöntemler değildir. Ayrıca birden çok geçişli LTID'ler düşünüldüğünde geleneksel yöntemler daha da kritik bir hal almaktadır. Bu zorlukların, kullanılabilir basınç düşümünü tasarım hedefi olarak gören bir tasarım yönteminin geliştirilerek giderilebileceği söylenmektedir. Bu yöntem izin verilen basınç düşümünün belirtilip belirtilmediği bütün durumlarda geçerlidir.

Warnakulasuriya ve Worek'in [30] araştırmalarında, levhalı ısı değiştirgeci içindeki emici tuz çözeltisinin soğutucu olarak kullanıldığı soğutma çevriminde, çözeltinin ısı transfer ve basınç düşümü karakteristiklerinin incelenmesi hedeflenmiştir. Emme sistemlerinde levhalı ısı değiştirgecinin ısıl performansının incelenmesi ve optimize edilmesi için taşınım ile olan ısı transferi ve basınç düşümü korelasyonlarını elde edilmiştir. Deneylede, 14.65 kW ısıl kapasiteye sahip ALFA-LAVAL PO1-VG tek geçişli çapraz kıvrımlı LTID kullanılmıştır. 0.61 kg/s kütleli debiyle akan sıcak çözeltinin sıcaklık farkları 55-77 °C arasında, 0.21 kg/s kütleli debiye sahip soğuk tarafındaki ise 14-20 °C arasında değişmektedir.

Shah ve London [31] ve Kays ve Persins [32] tarafından karmaşık geometrilere sahip ısı değiştirgeçleri için, sıcaklığa yüksek duyarlılığı olan akışkanlar kullanıldığı durumlarda akışkanların Nusselt sayılarını elde etmek için Denklem (2.3) önerilmiştir.

$$Nu = a Re^b Pr^c \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (2.3)$$

Burada a, b, c ve d katsayıları Marriott'un [33] yaptığı çalışmada aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

$$\begin{aligned}0.15 < a < 0.40 \\0.65 < b < 0.85 \\0.30 < c < 0.45 \\0.05 < d < 0.20\end{aligned}$$

Yüksek Reynolds sayılarına sahip, düşük viskozite değişikliği gösteren akışkanlar için Buonopane vd. [34] ve Cooper [35] tarafından Denklem (2.4)'de gösterilen ifade geliştirilmiştir.

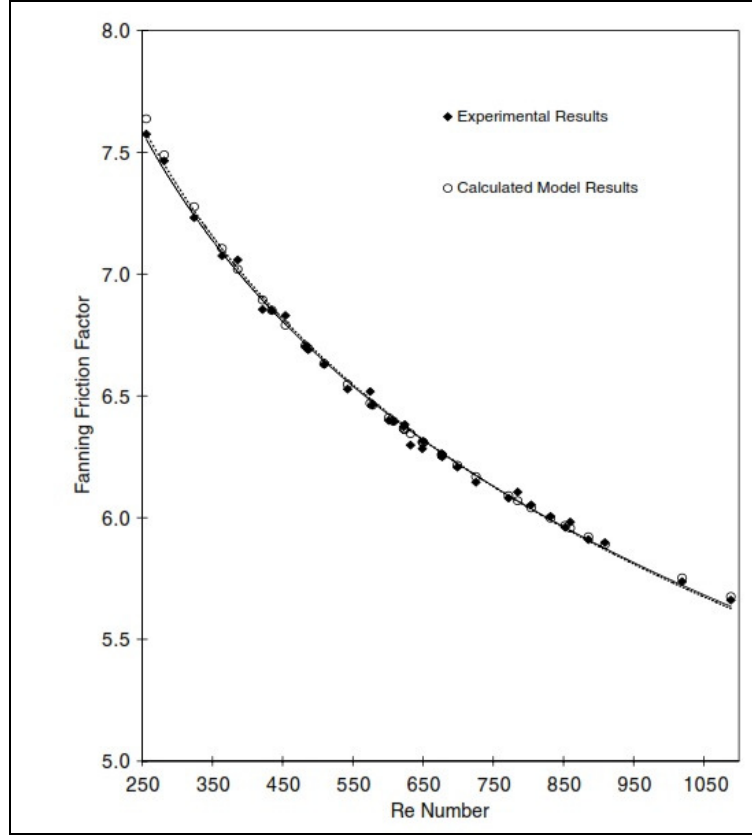
$$Nu = a Re^b Pr^c \quad (2.4)$$

Levhalı ısı değiştirgeçlerinde türbülanslı akış için Fanning sürtünme katsayısını veren genel ifade ise Denklem (2.5)'deki gibidir [36-39]:

$$f = \frac{a}{Re^b} \quad (2.5)$$

Denklem 3'te karşılaşılan a ve b katsayıları levhanın kıvrımlılık açısına, θ , Re sayısına ve Pr sayısına bağlı olmak üzere değişkenlik göstermektedir. Bu değerlere Focke vd. [39] tarafından yapılan çalışmadan ulaşılabilir.

Yapılan deneylerde alınan tüm ölçümlerin belirsizliklerinin bütün sistemin hesaplanan performansını etkilediği gözlemlenmiştir. Deney sonuçlarına, veri azaltma denkleminde eğri uydurması yapılmıştır. Sonuç olarak, Şekil 2.12'de gösterilen ve Çizelge 2.1'de sunulan ve deneysel sonuçlarla iyi uyumluluk gösteren korelasyonlar elde edilmiştir. Bu denklemler Pr sayısı 82 ve 174 arasında olan akış için kullanılan levhaya benzer geometriye sahip ısı değiştirgeçlerin taşınımıyla olan ısı transferi ve Fanning sürtünme katsayılarının elde edilmesinde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Burada Re sayısı 400'den küçük değerler için viskozite oranları ihmal edilebilir.



Şekil 2.12 Warnakulasuriya ve Worek Tarafından Yapılan Çalışmada, Reynolds Sayısının Fanning Sürtünme Katsayısıyla Değişiminin Deneysel ve Teorik Olarak Karşılaştırılması [30]

2.3. Nusselt ve Fanning Sürtünme Katsayısı

Literatür taramasındaki çeşitlilikten görüldüğü gibi tüm levha tasarım geometrilerini ve akış ve akışkan özelliklerini kapsayan taşınım ile olan ısı transferi ve sürtünme katsayısı korelasyonları yoktur. Nu ve f korelasyonları kendilerine özgü, Re ve Pr aralıkları ve levha karakteristik geometri özellikleri için kullanılmaktadır. [1-6] Bu çalışmada, taşınım ile olan ısı transferi ve sürtünme hesaplamalarında kullanılmak üzere, literatürde bulunan birçok korelasyon karşılaştırılmıştır. Mevcut çalışmaya uygun olan korelasyonlar Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Çizelge 2.1 Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

	Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
1	Jackson ve Troupe [40]	1964	$Nu = 0.742Re^{0.38}Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$	Su ve Mısır Şurubu $0.03 \leq Re \leq 500$
2	Emerson [41]	1967	$Nu = 0.76Re^{0.48}Pr^{0.33}$ $Nu = 0.52Re^{0.61}Pr^{0.33}$ $f = 10.225Re^{-0.74}$ $f = 2.625Re^{-0.33}$	Su, Chevron Tipi Levha $10 < Re < 25$ $40 < Re < 1000$ $10 < Re < 40$ $40 < Re < 1000$
3	Maslov ve Kovalenko [42]	1970	$Nu = 0.464Re^{1/2}Pr^{1/3}$ $f = (17500/Re)(D_e/L_v)$ $Nu = 0.460Re^{0.35}Pr^{1/3}$ $f = 125Re^{-0.25}(D_e/L_v)$	Chevron Tipi Levha $\beta = 30^\circ$ $Re < 100$ $Re < 100$ $Re > 300$ $Re > 300$
4	Marriot [33]	1971	$Nu = 0.374Re^{0.688}Pr^{0.333} (\mu/\mu_w)^{0.14}$	Su $4 < De < 10$ mm $10 < \mu < 100$ kg/m.s
5	Maslov ve Kovalenko [43]	1972	$Nu = 0.78Re^{0.5}Pr^{1/3}$ $f = 915Re^{-0.25}(D_e/L_v)$	Chevron Tipi Levhalar $\beta = 30^\circ$ $De/L_v = 0.0192$ $50 \leq Re \leq 20000$

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama																													
6 Okada vd. [44]	1972	$\text{Nu} = 0.1528\text{Re}^{0.66}\text{Pr}^{0.4}$ $\text{Nu} = 0.2414\text{Re}^{0.64}\text{Pr}^{0.4}$ $\text{Nu} = 0.3174\text{Re}^{0.65}\text{Pr}^{0.4}$ $\text{Nu} = 0.4632\text{Re}^{0.62}\text{Pr}^{0.4}$	$\beta = 60^\circ$ $\beta = 45^\circ$ $\beta = 30^\circ$ $\beta = 15^\circ$																													
7 Changal-Vaie [45]	1975	$\text{Nu} = C_1(\phi)^{1-m}\text{Re}^m\text{Pr}^n$ $f = [C_2\phi/\text{Re} + C_3](\phi)$ <table border="1"> <thead> <tr> <th>Levha Tipi</th> <th>Re</th> <th>C1</th> <th>C2</th> <th>C3</th> <th>ϕ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>APV J</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>42</td> <td>0.8</td> <td>1.18</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">APV HX</td> <td>$0.4 < \text{Re} < 50$</td> <td>0.406</td> <td>36</td> <td>0.2</td> <td>1.25</td> </tr> <tr> <td>$150 < \text{Re} < 3000$</td> <td>0.298</td> <td>36</td> <td>0.2</td> <td>1.25</td> </tr> <tr> <td>APL 13</td> <td>$0.03 < \text{Re} < 20$</td> <td>0.549</td> <td>36</td> <td>0.1</td> <td>1.46</td> </tr> </tbody> </table>	Levha Tipi	Re	C1	C2	C3	ϕ	APV J	-	-	42	0.8	1.18	APV HX	$0.4 < \text{Re} < 50$	0.406	36	0.2	1.25	$150 < \text{Re} < 3000$	0.298	36	0.2	1.25	APL 13	$0.03 < \text{Re} < 20$	0.549	36	0.1	1.46	Su , Chevron Tipi Levhalar
Levha Tipi	Re	C1	C2	C3	ϕ																											
APV J	-	-	42	0.8	1.18																											
APV HX	$0.4 < \text{Re} < 50$	0.406	36	0.2	1.25																											
	$150 < \text{Re} < 3000$	0.298	36	0.2	1.25																											
APL 13	$0.03 < \text{Re} < 20$	0.549	36	0.1	1.46																											
8 Rosenblad ve Kullendroff [46]	1975	$\text{Nu} = 0.289\text{Re}^{0.697}\text{Pr}^{1/\beta}$	Su , Chevron Tipi Levhalar $60 < \text{Re} < 2415$, $\beta = 30^\circ$, $\phi = 1.21$,																													

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
9 Amooite-Foomey [47]	1977	$f = [26.0(\phi) / \text{Re} + 0.16](\phi)$	Su, Chevron Tipi Levhalar, $0.8 < \text{Re} < 2200$, $\phi = 1.25$,
10 Marriot [48]	1977	$\text{Nu} = C_1 (bL/\rho)^{2/3} D_e^{1/2} \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/4} \quad f = C_2 (A_x \rho)^{1.9} D_e^{0.1} (D_e / L_x) \text{Re}^{-0.1}$	Su (Türlünlü Akış), Chevron Tipi Levhalar
		$\beta_{\text{su}} (^\circ\text{C})$	
		57.5 / 57.5	5.33
		57.5 / 25	7.475
		25 / 25	10.692
		$\beta_{\text{su}} (^\circ\text{C})$	$C_1 [(W/m^2 K)(s/kg)^{2/3}]$
		57.5	5.33
		41.75	7.475
		25	10.692
11 Tovazhnyanski vd. [49]	1980	$\text{Nu} = 0.051 e^{[0.64 \tan \psi]} \text{Re}^{0.73} \text{Pr}^{0.48} (\text{Pr}/\text{Pr}_w)^{0.25}$ $f = 0.085 \exp [1.52 \tan \psi] \text{Re}^{-0.25-0.06 \tan \psi}$	$\beta = 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ$, $\psi = \pi - 2\beta$ (β radyan cinsinden), $\phi = 1.16$, $2000 < \text{Re} < 25000$
12 Bond [50]	1981	$\text{Nu} = C_1 (\phi)^{1-m} \text{Re}^m \text{Pr}^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.17} \quad f = C_2 / (\phi \text{Re})^2$	Su, Herringbone Levhalar $\phi = 1.17$
		$\beta (^\circ)$	C_1
		Re/ϕ	m
		Re/ϕ	e
		≥ 30	0.718
		< 10	0.349
		> 100	0.663
		< 10	0.718
		$10-100$	0.4
		> 100	0.3
		< 20	0.562
		$20-400$	0.306
		> 400	0.108
		< 20	0.562
		$20-500$	0.331
		> 500	0.087
		< 10	0.349
		$15-300$	0.65
		> 300	0.21
		< 40	1
		$40-400$	0.46
		> 400	0.21
		< 50	1
		$50-500$	0.45
		> 500	0.21

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon						Açıklama
		$Nu = C_1 Re^m Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.17} \quad f = C_2 / (Re)^p$						
13 Kumar [51]	1984	β	Re	C_1	m	Re	p	Su, Herringbone Levhalar $\varphi=1.17$
		≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	1	
			> 10	0.348	0.663	10-100	0.59	
			> 100			> 100	0.18	
		45	< 10	0.718	0.349	< 15	1	
			10-100	0.4	0.598	15-300	0.65	
			> 100	0.3	0.663	> 300	0.21	
		60	< 20	0.562	0.326	< 40	1	
			20-400	0.306	0.529	40-400	0.46	
			> 400	0.108	0.703	> 400	0.22	
		≥ 65	< 20	0.562	0.326	< 50	1	
			20-500	0.331	0.503	50-500	0.45	
			> 500	0.087	0.718	> 500	0.21	
14 Focke ve Olivier [39]	1985	$Nu = C_1 Re^m Pr^{0.5} \quad f = C_2 / Re^p + C_3$						Chevron Tipi Levhalar, $60 < Re < 2415$, $\beta = 30^\circ$, $\varphi = 1.464$, (b.Lh)= 5×10^{-5} , A=0.0112 m ² ,
		β (°)	Re	C_1	m	Re	C_3	
		0	300-14000	0.98	0.63	200-3000	1.41	
						300-16000	-	
		30	20-150	1.89	0.46	90-400	1.26	
			150-600	0.57	0.7	400-16000	-	
			600-16000	1.112	0.6			
		45	45-300	1.67	0.44	150-1800	0.3	
			300-2000	0.405	0.7	1800-30000	-	
			2000-20000	0.84	0.6			
		60	120-1000	0.77	0.54	260-3000	0.09	
			1000-42000	0.44	0.64	3000-50000	-	

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

	Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama															
15	Marriot [52]	1985	$\text{Nu} = 0.729\text{Re}^{1/3}\text{Pr}^{1/3} \quad \text{Re} < 7$ $\text{Nu} = 0.380\text{Re}^{2/3}\text{Pr}^{1/3} \quad \text{Re} > 7$ $f = 17.0\text{Re}^{-1.0} \quad \text{Re} < 10$ $f = 6.57\text{Re}^{-0.57} \quad 10 < \text{Re} < 101$ $f = 1.14 \text{Re}^{-0.20} \quad 101 < \text{Re} < 855$ $f = 1.14 \text{Re}^{-0.10} \quad \text{Re} > 855$	<p>Su, Chevron Tipi Levhalar, $\beta=30^\circ$, $A_{1p}=0.32 \text{ m}^2$,</p> <p>$0.31 \leq \text{Re} \leq 5600$, Herringbone Tipi Levhalar, $\beta=30^\circ$, $A_{1p}=0.13 \text{ m}^2$</p>															
16	Leuliet vd. [53]	1990	$f = 1000/\text{Re} + 2.60\text{Re}^{-0.10}$	<p>Su, Herringbone Tipi Levhalar, $\beta=30^\circ$</p>															
17	Rene vd. [54]	1991	$\text{Nu} = 0.590\text{Re}^{1/3}\text{Pr}^{1/3} \quad 1 < \text{Re} < 5.5$ $\text{Nu} = 0.352\text{Re}^{0.699}\text{Pr}^{1/3} \quad 5.5 < \text{Re} < 4500$	<p>Su, 1000 < Re < 4000, $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$</p>															
18	Chisholm ve Wanniarachchi [55]	1992	$\text{Nu} = 0.72\text{Re}^{0.59}\text{Pr}^{0.4}\phi^{0.41}\left(\frac{90-\beta}{30}\right)^{0.66}$ $f = 0.8\text{Re}^{-0.25}\phi^{2.25}\left(\frac{90-\beta}{30}\right)^{3.6}$	<p>Su, $400 < \text{Re} < 10000$, $3.3 < \text{Pr} < 5.9$, Chevron Tipi Levhalar, $0^\circ \leq \beta \leq 67^\circ$</p>															
19	Heavner vd. [56]	1993	$\text{Nu} = C_1(\beta)^{1-m}\text{Re}^m\text{Pr}^{0.5}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17} \quad f = C_2(\beta)^{p+1}\text{Re}^{-p}$ <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>$\beta(^\circ)$</th> <th>$\beta_{\text{avg}}(^\circ)$</th> <th>$C_1$</th> <th>$m$</th> <th>$P$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>45/45</td> <td>45</td> <td>0.195</td> <td>0.692</td> <td>0.14</td> </tr> <tr> <td>45/0</td> <td>22.5</td> <td>0.278</td> <td>0.683</td> <td>0.08</td> </tr> </tbody> </table>	$\beta(^\circ)$	$\beta_{\text{avg}}(^\circ)$	C_1	m	P	45/45	45	0.195	0.692	0.14	45/0	22.5	0.278	0.683	0.08	<p>Su, Chevron Tipi Levhalar, $0^\circ \leq \beta \leq 67^\circ$</p>
$\beta(^\circ)$	$\beta_{\text{avg}}(^\circ)$	C_1	m	P															
45/45	45	0.195	0.692	0.14															
45/0	22.5	0.278	0.683	0.08															

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama																								
20 Roetzel vd. [57]	1994	$Nu = 0.371Re^{0.006}Pr^{1/3}$	<p>Su, Chevron Plakalar, $\beta=20^\circ$, Lh=176.5 mm, Lw=71 mm, t=0.5 mm, b=2 mm, 400<Re<2000,</p>																								
21 Bogaert ve Bölcs [58]	1995	$Nu = B_1 Re^{B_2} Pr^{1/\left(\frac{0.4}{Pr+0.01}\right)} \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{0.3} (Re+6)^{1/125}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Re</th> <th>B₁</th> <th>B₂</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0-20</td> <td>0.4621</td> <td>0.4621</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>1.73</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>20-50</td> <td>0.0875</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>4.4</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>50-80</td> <td>0.4223</td> <td>0.6012</td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>5.95</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td><80</td> <td>0.26347</td> <td>0.7152</td> </tr> </tbody> </table>	Re	B ₁	B ₂	0-20	0.4621	0.4621	20	1.73	0	20-50	0.0875	1	50	4.4	0	50-80	0.4223	0.6012	80	5.95	0	<80	0.26347	0.7152	
Re	B ₁	B ₂																									
0-20	0.4621	0.4621																									
20	1.73	0																									
20-50	0.0875	1																									
50	4.4	0																									
50-80	0.4223	0.6012																									
80	5.95	0																									
<80	0.26347	0.7152																									

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

	Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama																																						
22	Talik ve Swanson [59]	1995	<p>Su-Glikoz</p> $Nu = 0.2Re^{0.75}Pr^{0.4}$ $f = 12.065Re^{-0.74}$ <p>Su</p> $Nu = 0.248Re^{0.75}Pr^{0.4}$ $f = 0.3323Re^{-0.042}$	$\beta = 30^\circ$, $\phi = 1.22$, $(b.Lh) = 5 \times 10^{-5}$, $A = 0.32 \text{ m}^2$, $t = 0.61 \text{ mm}$																																						
23	Thonon ve Mercier [27]	1996	$Nu = C_1 Re^m Pr^{1/5} \quad f = C_2 Re^{-p}$ <table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>Re</th> <th>C_1</th> <th>m</th> <th>Re</th> <th>p</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">30</td> <td>$50 \leq Re \leq 15000$</td> <td rowspan="2">0.2946</td> <td rowspan="2">0.7</td> <td>$Re \leq 1000$</td> <td>0.9</td> </tr> <tr> <td>$Re > 1000$</td> <td>0.39</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">45</td> <td rowspan="2">$50 \leq Re \leq 15000$</td> <td rowspan="2">0.2998</td> <td rowspan="2">0.645</td> <td>$Re \leq 550$</td> <td>0.83</td> </tr> <tr> <td>$Re > 550$</td> <td>0.22</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">60</td> <td rowspan="2">$50 \leq Re \leq 15000$</td> <td rowspan="2">0.2267</td> <td rowspan="2">0.631</td> <td>$Re \leq 200$</td> <td>0.68</td> </tr> <tr> <td>$Re > 200$</td> <td>0.17</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">75</td> <td rowspan="2">$50 \leq Re \leq 15000$</td> <td rowspan="2">0.1</td> <td rowspan="2">0.687</td> <td>$Re \leq 160$</td> <td>0.67</td> </tr> <tr> <td>$Re > 160$</td> <td>0.17</td> </tr> </tbody> </table>	β	Re	C_1	m	Re	p	30	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2946	0.7	$Re \leq 1000$	0.9	$Re > 1000$	0.39	45	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2998	0.645	$Re \leq 550$	0.83	$Re > 550$	0.22	60	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2267	0.631	$Re \leq 200$	0.68	$Re > 200$	0.17	75	$50 \leq Re \leq 15000$	0.1	0.687	$Re \leq 160$	0.67	$Re > 160$	0.17	<p>Chevron tipi Plakalar, $30^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$</p>
β	Re	C_1	m	Re	p																																					
30	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2946	0.7	$Re \leq 1000$	0.9																																					
	$Re > 1000$			0.39																																						
45	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2998	0.645	$Re \leq 550$	0.83																																					
				$Re > 550$	0.22																																					
60	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2267	0.631	$Re \leq 200$	0.68																																					
				$Re > 200$	0.17																																					
75	$50 \leq Re \leq 15000$	0.1	0.687	$Re \leq 160$	0.67																																					
				$Re > 160$	0.17																																					
24	Wanniarachchi vd [60]	1995	$Nu = [Nu_i^3 + Nu_t^3]^{1/3} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.17} \quad f = [f_i^3 + f_t^3]^{1/3}$ $Nu_i = 3.65 [\beta]^{-0.455} [\phi]^{0.661} Re^{0.339} \quad f_i = 1774 [\beta]^{-1.005} [\phi]^2 Re^{-1}$ $Nu_t = 12.6 [\beta]^{-1.142} [\phi]^{1-m} Re^m \quad f_t = 46.6 [\beta]^{-1.08} [\phi]^{1-p} Re^{-p}$ $m = 0.646 + 0.0011 [\beta] \quad p = 0.00423 [\beta] + 0.0000223 [\beta]^2$	<p>Herringbone plakalar $1 \leq Re \leq 10^4$ $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$</p>																																						

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
25 Martin [61]	1996	$Re_k = \phi Re$ $Nu_k = \phi Nu$ $Nu_k = 0.1122 Pr^{1/3} \left(\frac{\eta_m}{\eta_n} \right)^{1/6} \left(f Re^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right)^{0.374}$ $\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)}{\left(0.18 \tan \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) + 0.36 \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) + f_0 / \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right)^{1/2}} + \frac{1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)}{\sqrt{5.8 f_1}}$ $Re_k < 2000 \Rightarrow \begin{cases} f_0 = \frac{64}{Re_k} \\ f_1 = \frac{597}{Re_k} + 3.85 \end{cases}$ $Re_k \geq 2000 \Rightarrow \begin{cases} f_0 = (1.8 \log_{10} Re_k - 1.5)^{-2} \\ f_1 = \frac{39}{Re_k^{0.339}} \end{cases}$	<p>β radyan cinsinde, Su-su uygulamaları, Hesaplamalarda eş değer çap olarak Dh kullanılmıştır.</p>
26 Muley ve Manglik [62]	1997	$Nu = \begin{cases} 0.471 Re^{0.5} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} & 20 \leq Re \leq 200 \\ 0.10 Re^{0.76} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} & Re \geq 1000 \end{cases}$ $f = \begin{cases} \left[(40.32/Re)^2 + (8.12 Re^{-0.5})^2 \right]^{-0.2} & 20 \leq Re \leq 400 \\ 1.274 Re^{-0.15} & Re \geq 1000 \end{cases}$	<p>$\beta = 30^\circ, 60^\circ$ Newtonyan bitkisel yağ ve su</p>

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
27 Kim [63]	1999	$\text{Nu} = 0.295 \text{Re}^{0.64} \text{Pr}^{0.32} \left(\frac{\pi - \beta}{2} \right)^{0.09}$	Su-su uygulamaları, Hesaplamalarda eş değer çap olarak Dh kullanılmıştır.
28 Muley ve Manglik [25]	1999	$\text{Nu} = \left[0.44 \left(\left[\frac{\pi}{2} - \beta \right] / 30 \right)^{0.88} \text{Re}^{0.5} \text{Pr}^{0.3} (\mu / \mu_s)^{0.14} \right. \\ \left. \times \text{Re} \left[\frac{\pi^2 (\pi/2 - \beta)}{42} \right]^{0.17} \right] \text{Pr}^{0.3} (\mu / \mu_s)^{0.14}$ $f = \left[\left[\frac{\pi}{2} - \beta \right] / 30 \right]^{0.88} \left[\frac{30.2}{\text{Re}} \right]^5 + \left[\frac{6.28}{\text{Re}^{0.02}} \right] \\ \times \text{Re} \left[2.917 - 0.1277 \left[\frac{\pi}{2} - \beta \right] + 2.016 \times 10^{-2} \left[\frac{\pi}{2} - \beta \right] \right] \times \left[5.474 - 19.02\phi + 18.99\phi^2 - 5.341\phi^3 \right] \\ \times \text{Re} \left[\frac{-0.2 + 0.0377 \text{Re} \left[\frac{\pi^2 (\pi/2 - \beta)}{42} \right]^{0.17}}{-2.1} \right]$	Chevron plakası $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $1 \leq \phi \leq 1.5$ $\text{Re} \leq 400$ $\text{Re} \geq 1000$ $\text{Re} \leq 400$ $\text{Re} \geq 1000$

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
29 Wang ve Sunden [8]	2003	$Nu = 0.205 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{3/16} (f Re^2 \sin(180 - 2\beta))^{0.374}$ $\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(90 - \beta)}{(0.045 \tan(90 - \beta) + 0.09 \sin(90 - \beta) + f_0 / \cos(90 - \beta))} + \frac{1 - \cos(90 - \beta)}{\sqrt{3.8 f_1}}$ $Re < 2000 \Rightarrow \begin{cases} f_0 = 16 / Re \\ f_1 = (149 / Re) + 0.9625 \end{cases}$ $Re \geq 2000 \Rightarrow \begin{cases} f_0 = (1.56 \ln(Re) - 3.0)^{-2} \\ f_1 = 9.75 / Re^{0.289} \end{cases}$	$10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$, $\phi = 1.22$,
30 Gut vd. [21]	2004	$Nu = 0.0188 Re^{0.889} Pr^{0.292}$	$t = 1 \text{ mm}$, $b = 1.5 \text{ mm}$, $A1 = 0.005 \text{ m}^2$
31 Rao [26]	2005	$Nu = 0.218 Re^{0.65} Pr^{1/3}$	Su $\beta = 60^\circ$, $600 < Re < 6000$, $3.5 < Pr < 5.7$, $b = 2.9 \text{ mm}$, $t = 0.8 \text{ mm}$

Çizelge 2.1 (devam) Literatürde Bulunan Bazı Isı Transferi ve Sürtünme Katsayıları için Korelasyonlar ve Uygulama Alanları

	Araştırmacı	Yıl	Korelasyon	Açıklama
32	Prabhakara vd. [16]	2006	$f = 1.059 Re^{-0.145}$	Su $\beta = 60^\circ$, $900 < Re < 10000$, $L_v = 0.357$ m, $t = 0.6$ mm
33	Afonso [15]	2008	Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı için: $Nu_m = 1.69 Re^{0.362} Pr^{0.3}$ Sabit ısı akısı sınır şartı için: $Nu_m = 1.94 Re^{0.36} Pr^{0.3}$	yoğurt, $\beta = 30^\circ$, $\phi = 1.105$, $t = 0.5$ mm,
34	Cerezo [17]	2009	$Nu = 0.99 Re^{0.53} Pr^{0.33}$ $66 < Re < 400$ $Nu = 0.399 Re^{0.703} Pr^{0.33}$ $400 < Re < 900$	Amonyak Su Karışımı, Su Soğutma Çevrimleri
35	Miura vd. [24]	2008	$f = 0.30 + \frac{29}{Re}$	$10 \leq Re \leq 870$, $t = 1$ mm, $A_1 = 0.005$ m ²
36	Warnakulasuriya ve Worek [30]	2008	$Nu = 0.292 Re^{0.705} Pr^{0.35} \left(\frac{\mu}{\mu_{Pr}} \right)^{0.14}$ $f = 23.8 Re^{-0.205} \left(\frac{\mu}{\mu_{Pr}} \right)^{0.14} \approx 1$ $Re < 400$	ALFA-LAVAL model PO1-VG karşıt akışlı Plakalı ısı değiştiricisi, $82 < Pr < 174$

3. CHEVRON TİPİ LEVHALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİN TASARIM YÖNTEMİ

Isı değiştirgecinin ömrü, tasarımından işlevini yerine getirmez halde çöpe atılana kadar geçen zaman dilimini içerir. Değiştirgeçlerin tasarım ömrü ise aşağıdaki şekildedir [2] :

- Kullanıcıdan bilgi alarak problemin tanımlanması
- Hesaplamaların yapılması (ısıl ve hidrolik tasarım ve mekanik tasarım)
- Uygun sonuçlar arasından en iyi olanın seçilmesi
- Üretim ve kurulum aşaması

Tasarımcının öncelikle, ısı değiştirgecinde sahip olması istenen özellikler, ısı değiştirgecinin kullanılma amacı, çalışma şartları ve çalışma ortamı gibi konularda mümkün olduğunca fazla nitel veya nicel veri toplaması gereklidir. Bu bilgiler; ısı değiştirgeci seçimini kısıtlayıcı parametreler, cihazın kullanım amacına ulaşması için gerekli olan değiştirilemez parametreler ve uygulamada tercih edilen ama değiştirilebilen parametreler olarak sınıflandırılabilir. Kısıtlayıcı parametrelerin arasında izin verilen maksimum basınç düşümü, maliyet, hacim, ağırlık gibi tasarımı etkileyen özellikler vardır. Bu değerler daha sonraki tasarım aşamalarında, tasarımcının kararını etkilediği için kullanıcı isteklerinin karşılandığından emin olunmalıdır. Aşağıda bu bilgilere örnekler verilmiştir:

Kullanılacak akışkanların;

- çeşitleri
- debileri
- termofiziksel özellikleri
- giriş ve çıkış sıcaklıkları
- kirlenme karakteristikleri

Isı değiştirgecinin

- tipi
- ısıl yükü

- conta çeşidi
- akışkan taraflarının geçiş sayıları
- akışkanların ısı değiştirgeci içerisindeki izin verilen maksimum basınç düşüm değerleri
- çalışma basıncı

Isı değiştirgecinin çalışma ortamının

- sıcaklık seviyesi
- basınç seviyesi
- nem seviyesi

Tasarım sırasında, tasarımı kısıtlayan faktörler tasarımın yapılmasını imkansız hale getirebilir. O zaman bu kısıtlamalarda esneklikler yapılmalıdır.[2]

LTID'nin detaylı tasarımı, diğer tip ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi ısı ve hidrolik tasarım ve mekanik tasarım olmak üzere iki ana bölümden oluşur. Isıl ve hidrolik tasarım ısı değiştirgecinin ısı yükü, ısı transfer alanı, levha sayısı, basınç düşümü gibi hesaplamaların olduğu tasarım veya değerlendirme bölümüdür. Isı değiştirgecinin yapısal ve mekanik dayanımının, levhaların çalışma basıncına dayanımının hesaplandığı kısım ise mekanik tasarım bölümüdür [2]. Isı değiştirgeci tasarımında her iki adımın da gerçekleştirilmesi gereklidir.

3.1. Isıl ve Hidrolik Tasarım Yöntemi

Isı değiştirgeci ısı ve hidrolik tasarımında, probleme aşağıda verilen iki şekilde yaklaşılır. Hangi yaklaşımın uygulanacağı toplanan verilere göre belirlenir. [1, 3]

3.1.1. Boyutlandırma (Tasarım) Yaklaşımı

Verilen bilgilere göre yeni bir ısı değiştirgeci tasarlamak için tercih edilen yaklaşım türüdür. LTID için boyutlandırma yaklaşımında levha karakteristik özellikleri, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, termofiziksel özellikleri, debileri, kirlenme katsayıları, izin verilen maksimum basınç düşümü parametrelerini tasarım girdisi

olarak alır. Yapılan tasarım sonucunda levha tipi, ısı yükü karşılayacak levha sayısı, conta tipi ve akış düzeni elde edilir. [1-3]

3.1.2. Değerlendirme (Performans Ölçümü) Yaklaşımı

Mevcut ısı değiştirgecinin bir uygulama için uygunluğunun ölçülmesi amaçlı kullanılan yaklaşım çeşididir. Bu yaklaşımda girdiler, tüm geometrik özellikler, detaylı malzeme seçimleri, akışkanların boyutsuz ısı transfer sayıları (Re ve Nu) ve Fanning sürtünme katsayısı, debileri, girişteki sıcaklık değerleri ve kirlenme katsayılarıdır. Değerlendirme sonucunda ısı değiştirgecinin transfer ettiği toplam ısı, akışkanların çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümleri bulunur. [1-3]

3.1.3. Tasarım Yöntemi

Isı değiştirgeci tasarımı birden fazla değişken dikkate alınarak yapılır. Bu değişkenler birbirleri aralarında ilişkilendirilerek, bağımsız ve bağımlı boyutsuz sayı grupları elde edilir. Kullanılan boyutsuz grup çeşitlerine göre farklı tasarım metotları uygulanır. Literatürde, ϵ -NTU, P -NTU, LMTD gibi birçok farklı tasarım metodu vardır. [1, 3, 4]

Buna göre bir ısı değiştirgecinin ısı ve hidrolik tasarımına başlarken Denklem (3.1) ve Denklem (3.2)'de verilen iki önemli ilişkiden yararlanır:

Entalpi Değişimi Eşitliği:

$$Q = \dot{m}\Delta h \quad (3.1)$$

Isı Transferi Eşitliği:

$$Q = UA_{eff}\Delta T_m \quad (3.2)$$

Denklem (3.2), tek fazlı akışkanların kullanıldığı ısı değiştirgeçlerinde Denklem (3.3)'te gösterilen hali alır:

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.3)$$

Denklem (3.3) yardımıyla, sıcak ve soğuk akışkanların debileri ile giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanır.

Sıcak ve soğuk akışkanların arasındaki sıcaklık farkı değerleri, ısı değiştirgeci boyunca değişim gösterdiği için bu değer, Denklem (3.2)'de gösterilen logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ΔT_m , ile temsil edilebilir. Bu değer, yalnızca karşıt akışla elde edilebilecek ısı transferi için maksimum sıcaklık potansiyelini temsil eder. [3] Transfer edilecek toplam ısının ΔT_m ile hesaplanması yöntemine “logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) metodu” denir. ΔT_m aşağıda verilen Denklem (3.4) ile elde edilir:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}\right)} \quad (3.4)$$

$T_{h,in} - T_{c,out} = T_{h,out} - T_{c,in}$ olduğu durumlarda, $\Delta T_m = T_{h,in} - T_{c,out} = T_{h,out} - T_{c,in}$ olarak alınır.

Denklem (3.2)'de belirtilen U, CLTID'nin toplam ısı transfer katsayısını temsil eder ve Denklem (3.5) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + R_{f_h} + R_{f_c} \quad (3.5)$$

Burada, t, Şekil 1.4'de gösterilen levha kalınlığıdır. k_w ise levhanın iletimle olan ısı transfer katsayısıdır. Farklı levha malzemeleri için değişen bu değer Çizelge 1.3'de verilmiştir. Akışkanların kirlenme katsayıları, farklı akışkan tipleri için Çizelge 1.4'de özetlenmiştir. h_h ve h_c ise sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların taşınım ile olan ısı transferi katsayılarıdır.

Akışkanların taşınım ile olan ısı transferi katsayıları; Nu, Re, Pr sayılarına, viskozite değerlerine ve levha geometrisine bağlıdır ve deneysel çalışmalar ile elde edilen korelasyonlar kullanılarak hesaplanmaktadır. Deneyler sonucu bulunan korelasyonlar deney sırasında kullanılan levhanın geometrisine özgüdür. Bununla birlikte, Çizelge

2.1’de görüldüğü gibi, ancak belirli Reynolds sayısı ve Chevron açısı değerleri için verilen aralıklar gibi limitli kullanım alanları vardır. [1-5] Korelasyonların elde edilmesi için yapılan deneysel çalışmalar, belirli bir yatırım ve iş gücü gerektiren çalışmalardır. Özellikle firmalar arası gün geçtikçe artan rekabet yüzünden, korelasyonların büyük bir kısmına literatürden ulaşılamamaktadır.

Bu çalışma kapsamında dört farklı Chevron tipi levha ile yapılan deneyler sonucu elde edilen Nu ve f korelasyonları Bölüm 3.5’de anlatılmaktadır.

Levha için geliştirilen ısı transfer korelasyonu ile her iki akışkan için Nu sayısı hesaplanır. Elde edilen bu değeri Denklem (3.6)’da ilgili yere koyarak akışkanın taşınımla olan ısı iletim katsayısı elde edilir:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.6)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında akışkanın ısı iletim katsayısına, k , ihtiyaç vardır. Akışkanların bu özelliği, diğer termofiziksel özellikleri gibi sıcaklık ile değişim göstermektedir. Bu konu detaylı olarak Bölüm 3.3’de anlatılmaktadır.

Sıcak ve soğuk akışkanlar için hesaplanan taşınımla olan ısı transferi katsayıları ve kirlenme katsayıları, Denklem (3.5)’teki yerlerinde kullanılarak ısı değiştirgecinin toplam ısı iletim katsayısı, U , elde edilir.

Denklem (3.2)’de verilen A_{eff} ısı transferinin gerçekleştiği toplam etken yüzey alanıdır. Isıl yükü karşılamak için gereken toplam alan değerini, tek bir levhaya ait olan etken yüzey alanına, A_1 , bölerek, CLTID için verilen çalışma koşullarını sağlamak için gerekli olan levha sayısı, N_e , hesaplanır:

$$N_e = \frac{A_{eff}}{A_1} \quad (3.7)$$

Denklem (3.6)’de ile elde edilen levha sayısına, ilk levha ve son levhada kullanılmak üzere 2 adet levha daha eklenir ve toplam levha sayısı elde edilir:

$$N_t = N_e + 2 \quad (3.8)$$

Denklem (3.5)'de verilen akışkanların taşınımıyla olan ısı transferi katsayılarını bulmak için akışkanların boyutsuz sıcaklık sayıları (Re ve Nu) hesaplanmalıdır. Bunun için öncelikle ısı değiştirgecinin kanal sayısı, N_{cp} , Denklem (3.8)'de gösterilen eşitlik ile hesaplanmalıdır:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (3.9)$$

Burada, N_p ısı değiştirgecinin geçiş sayısıdır.

Akışkanlara ait Reynolds sayısı, akışkanın kütleli hızının, G_c , levhanın eşdeğer çapı, D_e , ile çarpılarak akışkanın dinamik viskozitesine, μ , bölünmesi ile elde edilir:

$$Re = \frac{G_c D_e}{\mu} \quad (3.10)$$

Akışkanların kütleli hızı ve bu değeri bulmak için kullanılan kanal debisi, \dot{m}_c , Denklem (3.10) ve Denklem (3.11) ile hesaplanır:

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp} b L_w} \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}} \quad (3.12)$$

Denklem (3.5)'te kullanılan akışkan kirlenme katsayıları deneysel çalışmalar sonucu elde edildiğinden her zaman ulaşılabilir değerler olmamaktadır. Böyle durumlarda akışkanlar için kirlenme katsayıları atamak yerine “fazla yüzeleştirme” değeri belirlenerek, ısı değiştirgeci içerisindeki kirlenmeden kaynaklı performans düşüşünün hesaba katılması tercih edilmektedir. [1] Fazla yüzeleştirme aşağıda verilen denklem ile ifade edilmektedir:

$$OS = 100 \left(\frac{A_f}{A_c} - 1 \right) \quad (3.13)$$

Fazla yüzeleştirme yüzde cinsinden, ısı değiştirgeci için öngörülen fazla yüzeleştirme miktarını temsil etmektedir. A_f , kirlenmeye maruz kalmış bir LTID'nin tanımlanan ısıl yükü taşımak için sahip olması gereken etken alanını, A_c ise LTID levha yüzeyinin temiz olması durumdaki etken alanını ifade etmektedir. Fazla yüzeleştirmenin % 30'dan fazla olması tercih edilmemektedir. [1]

3.2. Basınç Düşümü Hesabı

Akışkanlar, ısı değiştirgeci boyunca hareket edebilmek için basınç farkına ihtiyaç duyarlar. Levha yüzeyi, bağlantı boruları, geçitler ve diğer ısı değiştirgeci bölümleri ile temas halinde olan akışkanların basınç kaybetmesi önlenemez bir durumdur. Oluşan basınç kaybını karşılamak ve akışkanların ısı değiştirgeci boyunca sabit bir debide akmaları için sistemde ısı değiştirici ile birlikte pompa kullanılır. Pompa seçimi toplam maliyeti ve mekanik performansı etkilediğinden tasarım sürecinde kritik bir rolü vardır. Pompa gücü basınç düşümüyle doğru orantılıdır:

$$W_p = \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho \cdot \eta_p} \quad (3.14)$$

Burada η_p pompa verimidir.[2]

Wang [3] ve Shah'a [2] göre LTID'lerinde toplam basınç düşümü Denklem (3.15) ile hesaplanır:

$$\Delta P_{toplam} = \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_a + \Delta P_p \quad (3.15)$$

Burada; ΔP_f sürtünmeyle olan basınç kaybını, ΔP_g yerçekimine bağlı basınç kaybını, ΔP_a akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç kaybını ve son terim olan ΔP_p ise ısı değiştirgeci girişi ve çıkışındaki akış dağılımı, geçitler ve manifoldlardan kaynaklanan basınç düşümüdür.

Bu çalışmada tek fazlı akış incelendiği için sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybı Denklem (3.16) ile ifade edilmiştir [2] :

$$\Delta P_f = 4f \frac{L_{eff} N_p G_c^2}{D_h 2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (3.16)$$

Denklemdaki f , Fanning sürtünme katsayısıdır. Bu değer, Nu hesabında olduğu gibi levha tasarım geometrisine bağlıdır ve deneysel çalışmalar sonucu geliştirilen korelasyonlar ile hesaplanır. Korelasyonlarla ilgili detaylı bilgi Bölüm 3.5’de anlatılmaktadır. L_{eff} , giriş ve çıkış geçitleri arasındaki etken akış mesafesini göstermektedir ve genişleme katsayısıyla birlikte hesaplanmalıdır. Fakat f tanımında bu etki hesaba katıldığından, $L_{eff} \approx L_v$ olarak kabul edilebilir. [1] μ_b ve μ_w sırasıyla akışkanın ortalama sıcaklıktaki ve levha üzerindeki ortalama sıcaklık değerindeki dinamik viskozitesini temsil etmektedir.

Ortalama sıcaklık değeri, akışkanın giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin aritmetik ortalamasıdır. Bu değer sıcak akışkan için Denklem (3.17)’de gösterildiği şekilde elde edilir:

$$(T_b)_h = \frac{1}{2}(T_{in} + T_{out})_h \quad (3.17)$$

Soğuk akışkanın ortalama sıcaklık değeri ise, Denklem (3.18)’deki gibi elde edilir:

$$(T_b)_c = \frac{1}{2}(T_{in} + T_{out})_c \quad (3.18)$$

Isı değiştirgecinin duvar sıcaklığı (levha sıcaklığı) ise Denklem (3.19)’da gösterilmiştir:

$$T_w = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right)_h + \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right)_c \right] \quad (3.19)$$

Tek fazlı akışlarda, yerçekimine bağlı basınç azalması için Denklem (3.20)’deki ifade verilmiştir:

$$\Delta p_g = \pm \rho g L_{eff} \quad (3.20)$$

Burada denklemin başındaki \pm işareti sırasıyla zemine dikey yönde yukarı ve aşağıya olan akışı göstermektedir. g, yerçekimi ivmesidir.

Tek fazlı akışlar için akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç kaybı genelde ihmal edilmektedir. [3] Bu nedenle bu çalışmada akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç kaybı hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Giriş ve çıkıştaki akış dağılımından, geçitler ve manifoldlardan kaynaklanan basınç düşümü Denklem (3.21)'de verilen ifade ile tanımlanır [1]:

$$\Delta P_p = \frac{1.4 N_p}{2\rho} \left(\frac{4m_c}{\pi D_p^2} \right)^2 \quad (3.21)$$

3.3. Akışkanların Termo-Fiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Değişimi

Hesaplamalar sırasında kullanılan akışkanların termo-fiziksel özellikleri, sıcaklıkla değişmektedir. Farklı çalışma koşullarında bu değerlerin doğru olarak hesaplanabilmesi için, termofiziksel özelliklerin farklı sıcaklıktaki değerlerinin programa yüklenmesi gerekir. Bu kadar fazla verinin programa girilmesi hem zor bir süreçtir, hem de programın cevap verme süresini uzatır. Ara değer hesabı yaparken kullanılan interpolasyon metodu ise çok hassas sonuçlar vermediğinden, NIST [65] veritabanından alınan suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişim verilerine Matlab [66] programı kullanılarak eğri uydurması yapılmıştır. 10. dereceden elde edilen ve sıcaklığa bağlı olan denklemler kullanılarak, sıcaklık değeri için suyun ısı kapasitesi, ısıl iletim katsayısı, yoğunluğu, dinamik viskozitesi ve Prandtl sayısı hassas olarak hesaplamaktadır.

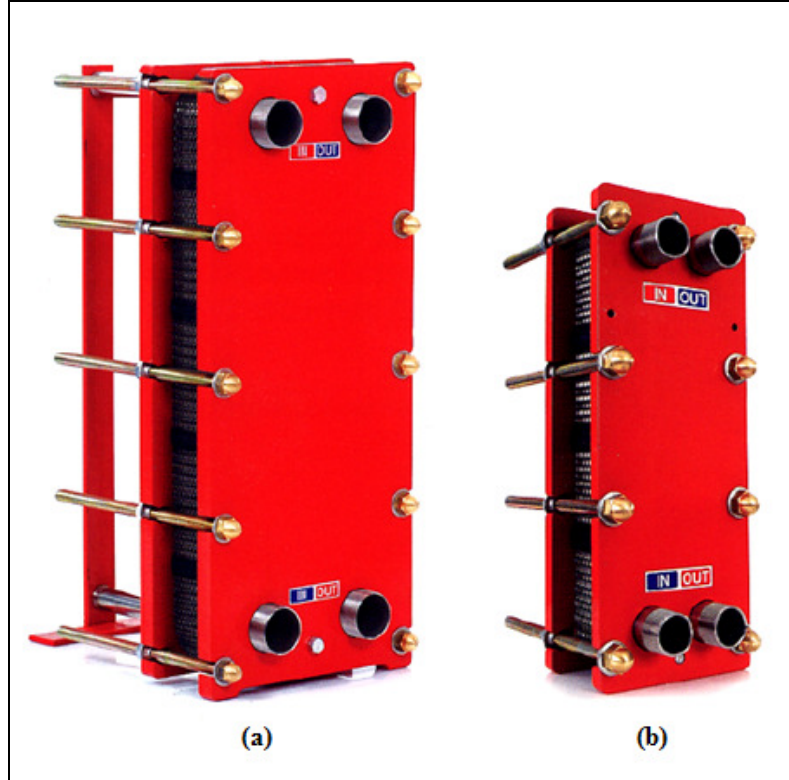
Eğri uydurma yöntemi ile elde edilen suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişim denklemleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Suyun Termofiziksel Özelliklerinin Sıcaklıkla Değişim Denklemleri

$z = (T_b - 75.01) / 43.734$	
Isıl İletim Katsayısı [W/m.K]	$k = -2.2669 * 10^{-6} * z^{10} + 7.1155 * 10^{-6} * z^9 + 1.0058 * 10^{-6} * z^8$ $- 4.1379 * 10^{-5} * z^7 + 0.00016368 * z^6 - 0.00039601 * z^5$ $- 6.7876 * 10^{-7} * z^4 + 0.0030995 * z^3 - 0.016647 * z^2$ $+ 0.030108 * z + 0.66676$
Dinamik Viskozite [Pa.s]	$\mu = 2.6903 * 10^{-7} * z^{10} - 6.4358 * 10^{-7} * z^9 - 3.6488 * 10^{-7} * z^8$ $+ 4.6227 * 10^{-7} * z^7 + 4.4261 * 10^{-6} * z^6 - 9.8916 * 10^{-6} * z^5$ $+ 1.7807 * 10^{-5} * z^4 - 4.4496 * 10^{-5} * z^3 + 0.00010563 * z^2$ $- 0.0002162 * z + 0.00037766$
Prandtl Sayısı	$Pr = 0.0027282 * z^{10} - 0.0062558 * z^9 - 0.0048218 * z^8$ $+ 0.0063953 * z^7 + 0.042122 * z^6 - 0.090944 * z^5$ $+ 0.15071 * z^4 - 0.35652 * z^3 + 0.78974 * z^2$ $- 1.4512 * z + 2.3751$
Yoğunluk [kg/m ³]	$\rho = -0.0007372 * z^{10} + 0.00090699 * z^9 + 0.0022672 * z^8$ $+ 0.0020248 * z^7 - 0.017614 * z^6 + 0.037529 * z^5$ $- 0.15635 * z^4 + 0.51852 * z^3 - 4.9714 * z^2$ $- 26.108 * z + 974.81$
Isıl Kapasite [J.kg/K]	$C_p = 0.030245 * z^{10} - 0.043553 * z^9 - 0.10675 * z^8$ $+ 0.014169 * z^7 + 0.65741 * z^6 - 1.0414 * z^5$ $+ 0.97217 * z^4 + 2.8177 * z^3 + 15.773 * z^2$ $+ 29.045 * z + 4193.3$

3.4. Proje Kapsamında İncelenen Levhalar

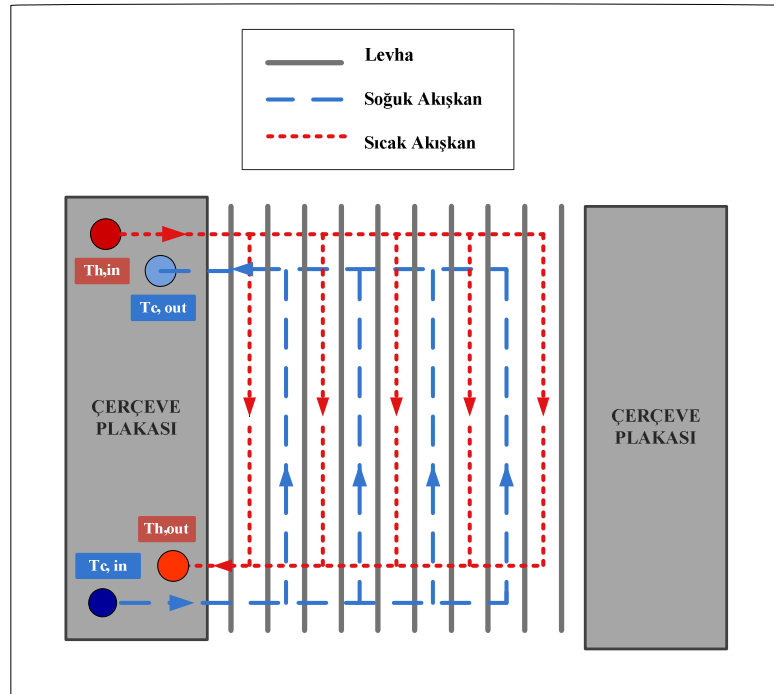
Şekil 3.1’de örnekleri gösterilen farklı levha tipleri için farklı giriş ve çıkış sıcaklıkları ve debiler ile deneyler yapılmıştır. Levhalara ait Şekil 1.4’de açıklanan tasarım parametre değerleri Çizelge 3.2’de özetlenmiştir. Deneylerde kullanılan levha sayıları; 1. tip levha için 10, 15 ve 21 adet, 2. tip levha için 20 ve 31 adet, 3. tip levha için 21 ve 31 adet ve 4. tip levha için 10 adet olmak üzere değiştirilmiştir. Levhaların, sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştirgeci içerisindeki dizilimine örnek olarak Şekil 3.2 verilmiştir.



Şekil 3.1. Proje Kapsamında İncelenen (a) 1. Levha Tipi, (b) 2. Levha Tipi ile Birleştirilmiş CLTID Görüntüleri

Çizelge 3.2. Çalışma Kapsamında İncelenen Levhalara Ait Tasarım Parametreleri

Levha Tasarım Parametresi	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Birim
β	30	30	30	24	°
D_p	0.069	0.035	0.035	0.100	m
L_w	0.230	0.109	0.109	0.343	m
L_v	0.6058	0.3700	0.665	0.732	m
L_p	0.5368	0.3350	0.63	0.632	m
b	2.85	2.76	2.76	2.64	mm
t	0.45	0.45	0.45	0.45	mm
A_1	0.142	0.035	0.073	0.266	m ²
A_{1p}	0.109	0.030	0.062	0.207	m ²
ϕ	1.30	1.17	1.17	1.288	-
D_e	0.0057	0.0055	0.0055	0.0053	m
D_h	0.0044	0.0047	0.0047	0.0041	m
k_{levha} (AISI 316)	16.2	16.2	16.2	16.2	W/m.K



Şekil 3.2. 10 adet Levha Kullanılarak Yapılan Deneylerde Levha, Sıcak ve Soğuk Akışkanların LTİD İçerisindeki Diziliminin Şematik Gösterimi (U-Profil)

3.5. Isı Transfer ve Basınc Düşümü Korelasyonları

Bu araştırma kapsamında yer alan dört farklı levha çeşidi için, yapılan deneyler sonucunda [5,10,11], levhalara özgü olan Nu ve f korelasyonları elde edilmiştir. Literatürde benzer deney düzenekleri kullanılarak yapılan çalışmalar sonucu elde edilmiş Nu ve f korelasyonları ile bu çalışma kapsamında geliştirilen korelasyonlar arasında karşılaştırma yapılmıştır.

3.5.1. Deney Sonucunda Elde Edilen Isı Transferi ve Basınc Düşümü Korelasyonları

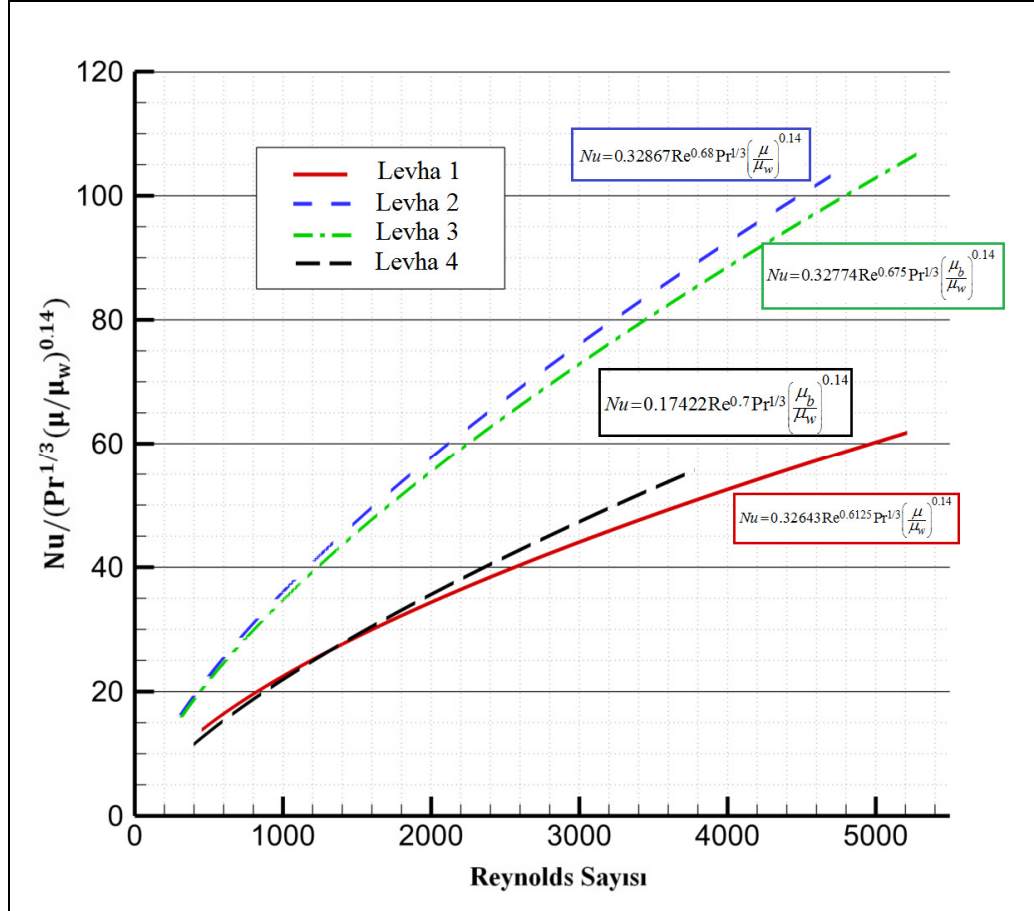
LTID'nde ısı transfer hesabında kullanılan ısı transfer korelasyonunun elde edilmesinde Warnakulasuriya ve Worek [30] tarafından yapılan araştırmada kullanılan, Denklem (2.3)'de verilmiş olan empirik format temel alınmıştır. Denklemdaki b ve d katsayıları için sırasıyla, literatürde sık karşılaşılan $1/3$ ve 0.14 değerleri kullanılmıştır. Çalışma kapsamında, sabit levha sayılarına sahip LTID kullanılarak farklı sıcaklık, Re ve Pr aralıklarında yapılan deneylerde alınan veriler analiz edilmiştir. Basit bir iterasyon yapılarak; Levha 1 için Denklem (3.22) , Levha 2 için Denklem (3.23), Levha 3 için Denklem (3.24) ve Levha 4 için Denklem (3.25)'de verilen ısı transfer korelasyonları elde edilmiştir:

$$Nu = 0.32643 Re^{0.6125} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.22)$$

$$Nu = 0.32867 Re^{0.68} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.23)$$

$$Nu = 0.32774 Re^{0.675} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.24)$$

$$Nu = 0.17422 Re^{0.7} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.25)$$



Şekil 3.3.Yapılan Deneyler Sonucu Levha Tipleri için Reynolds Sayısına (Re) Göre Nusselt Sayısının (Nu) Değişimi [68]

Isı transferi korelasyonlarının geliştirilmesi için kullanılan yöntemle ait detaylar için Sn. Fatih Aktürk'ün yüksek lisans tezi [5] incelenmesi tavsiye edilmektedir. Levha 1 için yapılan ısı ve hidrolik analizler Fatih Aktürk [5], Levha 2, Levha 3 ve Levha 4 için yapılan analizler Çağın Gülenoğlu [67,68] tarafından gerçekleştirilmiştir.

LTID'lerinde basınç düşümü katsayısı hesabında kullanılan sürtünme katsayısı korelasyonu geliştirilmesinde, Miura vd. [24] tarafından kullanılan, Denklem (2.5)'de verilen empirik ifade kullanılmıştır. Eğri uydurma yöntemi ile farklı sıcaklık ve Reynolds aralıklarında yapılan deneyler sırasında toplanan basınç düşümü verileri kullanılarak, Denklem (2.1)'deki a, b ve c katsayıları elde edilmiştir. Levha 1 için elde edilen basınç düşümü korelasyonu Denklem (3.26)'da, Levha 2 için elde edilen

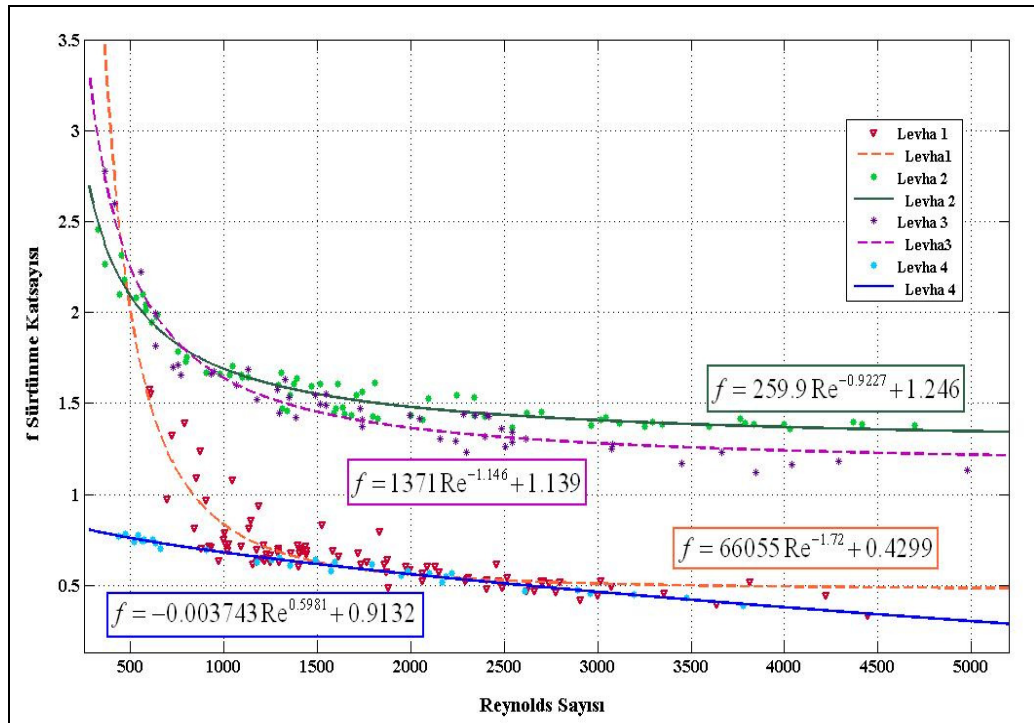
korelasyon Denklem (3.27)'de, Levha 3 için elde edilen korelasyon Denklem (3.28)'de ve Levha 4 için elde edilen korelasyon Denklem (3.29)'da verilmiştir.

$$f = 66055 \text{Re}^{-1.72} + 0.4299 \quad (3.26)$$

$$f = 259.9 \text{Re}^{-0.9227} + 1.246 \quad (3.27)$$

$$f = 1371 \text{Re}^{-1.146} + 1.139 \quad (3.28)$$

$$f = -0.003743 \text{Re}^{0.5981} + 0.9132 \quad (3.29)$$



Şekil 3.4. Yapılan Deneyler Sonucu Levha Tipleri için Reynolds Sayısına Göre Sürtünme Katsayısının (f) Değişimi

4. TASARIM PROGRAMI

4.1. Bilgisayar Programı

LTID'leri son dönemlerde çok farklı uygulama alanlarında sık tercih edilen ısı değiştirgeci tiplerinden bir tanesidir. Bunun sonucunda ısı değiştirgeci firmalarının farklı uygulama gereksinimlerini sağlayacak en ideal levha tipi geliştirilme çalışmaları artmıştır. Bu kadar geniş levha seçenekleri arasında ısı değiştirgecinin kullanım amacını en iyi karşılayacak levha tiplerinin ve sayısının belirlenmesi gerekmektedir.

Bu çalışma kapsamında, farklı tasarım geometrilerine sahip dört levha çeşidi arasından kullanıcının belirlediği çalışma koşullarına uygun bir CLTID seçimi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Isıl yükü, akışkanların cinsleri, giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenen CTLID'nin ısı transferi hesabında Bölüm 3.1'de anlatılan metot kullanılmaktadır. Primer (birincil) ve sekonder (ikincil) devrede bulunan her iki akışkanın ısı değiştirgeci içerisinde uğradığı basınç düşümünün hesabı, Bölüm 3.2'de anlatılan yöntem kullanılarak yapılmaktadır. Program içerisinde sunulan her bir levha tipi için yapılan hesaplamalarda, Bölüm 3.5'de verilen levhaya özgü ısı transferi ve sürtünme katsayısı korelasyonları kullanılmaktadır.

Bilgisayar programının geliştirilmesinde; ara yüz geliştirmenin kolay ve bol seçenekli olması, kullanıcı dostu olması ve ücretsiz kullanılabilmesi gibi avantajları sebebiyle Microsoft Visual Basic 2010 Express Edition [69] programlama kodu tercih edilmiştir.

CLTID seçim programı üç ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm kullanıcı tarafından programa girdilerin yapılması gereken "Tasarım Parametreleri" sekmesidir. Girdilerin ısı ve hidrolik analizleri yapılarak en uygun levha tipi veya tiplerinin özetlenerek tablo halinde kullanıcı seçimine sunulduğu bölüm ise "Sonuçlar" sekmesinde gerçekleşir. Üçüncü bölüm olan "Yazdırma" sekmesi, aynı çalışma şartlarında değişik levha tipleri için yapılan hesaplamaların döküman olarak yazıldığı bölümdür.

4.1.1. Sekme 1: Tasarım Parametreleri

Kullanıcı, uygulamak istediği ısı değiştirgecinin ısıl yükünü, birincil ve ikincil devrelerde akan akışkan tiplerini, bu akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve hacimsel veya kütleli akış hızlarını programa girdi olarak bu sekmede belirtir.

Isı değiştirgeci ile birlikte kullanılacak pompanın gücünün, primer ve sekonder devrelerde bulunan akışkanların ısı değiştirgeci devre boyunca uğrayacağı basınç kaybını karşılayacak şekilde olabilmesi amacıyla kullanıcı tarafından iki devre için de basınç kaybı üst limiti atanmalıdır.

Isı değiştirgeci ile birlikte kullanılacak akışkanların kirlenme katsayıları bilinen değerler ise, Tasarım Parametreleri sekmesi ara yüzünde ilgili girilir. Kirlenme katsayıları hakkında bilgi mevcut değil ise, ara yüzde ilgili alana yazılacak olan fazla yüzeyletirme miktarı belirtilir.

Tasarım öncesi, kullanıcı tarafından özellikle tercih edilen levha tipi var ise, yapılan hesaplamalar bu levha için sınırlandırılmış olur. Eğer kullanıcı levha tercihini belirlememiş ise ara yüzde levha tipi tercihi “Otomatik Seçim”de kalır ve program içerisinde sunulan bütün levha tipleri için tasarım hesaplamaları yapılarak sonuçlar kullanıcı seçimine sunulur.

4.1.1.1. Levha Malzeme Seçimi

Levha malzemesi seçimi, ısı değiştirgecinin kullanılacağı ortamın karakteristiği, ısı değiştirgeci ile birlikte kullanılacak akışkan tipleri ile kimyasal uyum vb. etkenler göz önünde bulundurularak yapılmalıdır. Hazırlanan bilgisayar programında endüstriyel uygulamalarda en çok tercih edilen malzeme tiplerinden olan ASISI 304, AISI 316 ve titanyum olmak üzere üç farklı malzeme sunulmuştur. Kullanıcı tarafından tercih edilen levha malzemesi “Tasarım Parametreleri” sekmesinde ilgili alanda belirtilmelidir.

4.1.1.2. Conta Tipi Seçimi

CLTID'lerde conta malzemesi, kullanılan akışkanlar ile kimyasal uyum, contanın yapısal bütünlüğünün bozulacağı maksimum sıcaklık olan dayanım sıcaklığı ve basınç gibi faktörleri dikkate alınarak belirlenmelidir. Birincil ve İkincil devrede akışkan olarak su ile çalışıldığı için, geliştirilen bilgisayar programına su ile kimyasal uyumluluk gösteren ve farklı sıcaklık aralıklarında endüstriyel uygulamalarda sıkça tercih edilen üç çeşit conta malzemesi (NBR, EPDM ve FKM) eklenmiştir. Programda maksimum dayanım sıcaklığı değeri, sıcak akışkanın ısı değiştirgeci içerisine girerken sahip olduğu sıcaklık olarak atanmıştır. Sıcaklık aralığına göre uygun olan conta tipi otomatik olarak Tasarım Parametreleri ara yüzünde “Önerilen Conta Tipi” kutusunda gösterilir. Kullanıcıya, 100 °C ve altında maksimum çalışma sıcaklığında çalışan bir CLTID için NBR, 150 °C ve altındaki uygulamalar için EPDM, 180 °C ve altı için FKM tipi conta kullanımı önerilmektedir.

4.1.1.3. Çalışma Basıncı Seçimi

Pompadan aldığı yüksek basınçla levha olukları içerisinde yüksek debide akan akışkanların yarattığı çok yönlü kuvvetler, levhaları birbirlerinden uzaklaştırmaya çalışırlar.

Şekil 1.5'de görüldüğü gibi, yüksek mukavemete sahip saplamalar ve somunlar kullanılarak, başta ve sonda birer tane olmak üzere, kalın çerçeveler arasına yerleştirilen ısı transfer levhaları ile ısı değiştirgecinin bütünlüğü korunmaktadır. Buna rağmen, yüksek mukavemetli malzemelerin dayanabileceği maksimum basınç limiti olduğundan ısı değiştirgeci tasarımı ve seçimi yapılırken bu limit değerin aşılmadığından emin olunması gerekmektedir. Bu amaçla, hazırlanan bilgisayar programı Tasarım Parametreleri ara yüzüne, kullanıcı tarafından maksimum çalışma basıncının girilebileceği bir alan eklenmiştir.

4.1.1.4. Kullanıcı Seçimine Sunulan Birimler

Kullanıcıya kullanım esnekliği sağlması amacı ile, programa girdi olacak değerlerin farklı birimlerde girilebilmesine olanak sağlanmıştır. Birimler için sunulan bu

seçenekler; toplam ısı kapasite için W , kW , $kcal/saat$; sıcaklık değerleri için $^{\circ}K$, $^{\circ}C$; akışkan debileri için $kg/saniye$, $kg/saat$; basınç değerleri için kPa , bar , $metre su s\iitunu$ birimleri olacak şekilde kullanıcı seçimine sunulur. şekil 4.2’de g\or\iildiği gibi kullanıcı girmek istediği verilerin birimini program ara y\uz\iindeki ilgili kutucuğun yanında g\or\i\i\i\i ve parametre birimini g\osteren yazının \uzerine tıklar ve açılan men\ude verilen seçenekler arasından tercih ettiği birimi seçer. Seçilen birimin yanında bir onay işareti belirir ve ara y\uzde ilgili parametre yanında artık seçilmiş olan birim g\or\i\i\i\i.

ETÜ HEX

Tasarım Parametreleri Sonuçlar Yazdırma

Akışkan Özellikleri

Isıtma Çevrimi Soğutma Çevrimi

Toplam Isıl Kapasite kW

Sıcak Akışkan Tarafı

Akışkan Cinsi

Giriş Sıcaklığı °C

Çıkış Sıcaklığı °C

Debi kg/sn

Maksimum Basınç Düşümü kPa

Kirlenme Katsayısı m².KW

Isı Değiştirgeci Özellikleri

Levha Tipi

Levha Malzemesi

Fazla Yüzeleştirme (%)

Geçiş Sayısı

Dayanım Sıcaklığı °C


Önerilen Conta Tipi

Dayanım Basıncı


Isı Transfer Analizi Yap

Hesapla


Yeni Hesap



Tanpera

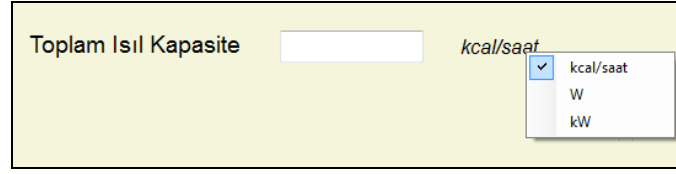


Türkiye Cumhuriyeti
Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı



TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

Şekil 4.1. Program Ara Yüzünde Bulunan Tasarım Parametreleri Sekmesi



Şekil 4.2. Program Ara Yüzünde Toplam Isıl Kapasite için Verilen Birim Seçenekleri

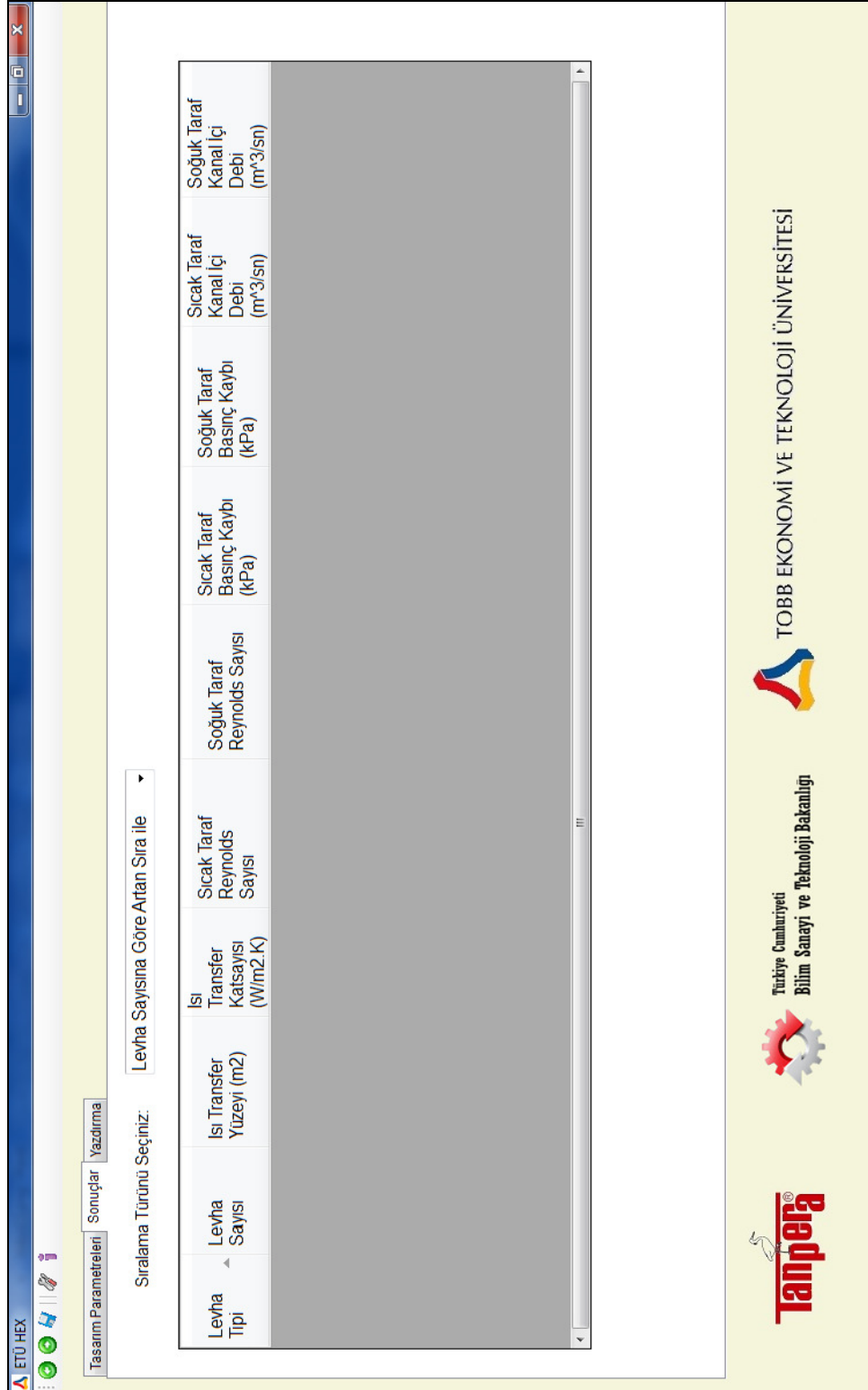
4.1.2. Sekme 2: Sonuçlar

3. bölümde açıklanan CLTID için ısı ve hidrolik tasarım metodu ve levhalar özel ısı transferi ve basınç düşümü denklemleri birlikte kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda, uygun koşulları sağlayan levha tipleri, bilgisayar programının ara yüzündeki “Sonuçlar” sekmesinde tablo halinde verilir.

“Sonuçlar” sekmesinde, farklı levha tipleri kullanılarak tasarlanan ısı değiştirgeçlerine ait detaylar özetlenmektedir. Uygun her levha tipi için sırasıyla levha sayısı, ısı transfer yüzeyi, ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı, birincil ve ikincil akış devrelerinde gerçekleşmesi beklenen basınç düşümleri, akışkanların Reynolds sayıları, kanal içi debileri gibi detay bilgilere bu sekmeden ulaşılabilir.

Tablo halinde verilen sonuçların sıralaması, kullanıcı seçimi sırasında öncelik verilen parametreye göre tablo üzerinde ilgili alana gelerek değiştirilebilir.

Şekil 4.3’de “Sonuçlar” sekmesi gösterilmiştir.



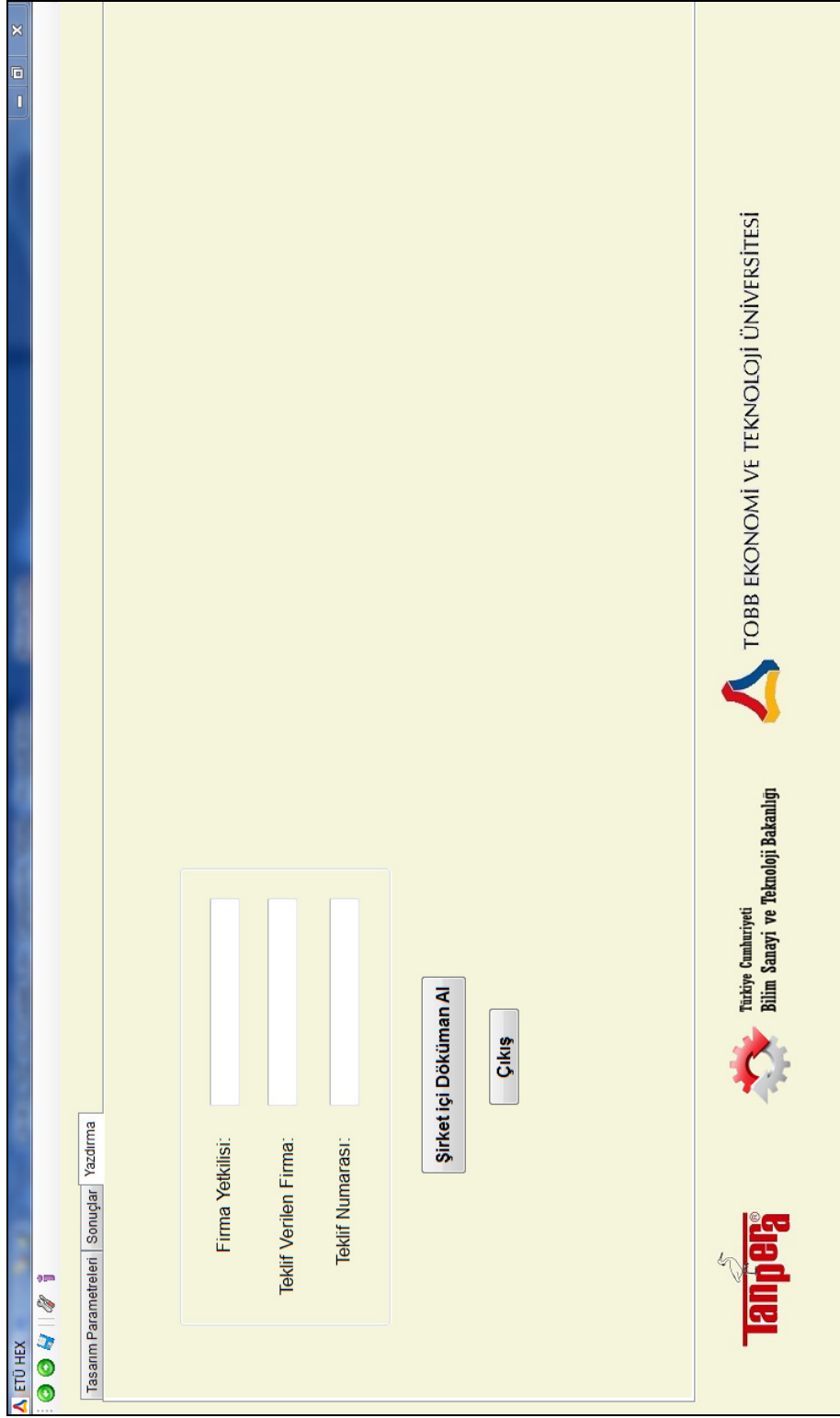
Şekil 4.3. Program Ara Yüzünde Bulunan Sonuçlar Sekmesi

4.1.3. Sekme 3: Yazdırma

Geliştirilen bilgisayar programı ara yüzündeki son sekme olan “Yazdırma” sekmesi, yapılan hesaplamaların Microsoft Word [70] dökümanı formatında yazdırıldığı bölümdür.

Yazdırma sekmesinde, kullanıcı ısı değıştirgeci için hazırlanan teklifle ilgili firma içi bilgileri girer ve ara yüzde bulunan “Şirket içi Döküman Al” kutusuna tıklayarak tasarıma ait özet dökümanı yazdırır.

Ek 5’te sunulan, program tarafından oluşturulan Microsoft Word [70] dökümanında, çalışılan ısı değıştirgeci hakkında Şekil 4.4’de gösterilen “Yazdırma” sekmesi ara yüzündeki özet bilgiler bulunmaktadır. Döküman, “Tasarım Parametreleri” sekmesinde girilen ısı değıştirgecinin çalışma şartları ve “Sonuçlar” sekmesinde gösterilen farklı levha tipleri için hesap sonuçlarının özetlenmiş halinden oluşmaktadır. Ayrıca doküman üzerinde, belirtilen firma logosu bulunmaktadır.



Şekil 4.4. Program Ara Yüzünde Bulunan Yazdırma Sekmesi

4.2. Bilgisayar Programının Çalışma Prensipleri ve Akış Şeması

4.2.1. Bilgisayar Programını Oluşturan Modüller

Program bir çok alt modülün bir araya gelmesinden oluşmaktadır. Aşağıda programın akış sırasına göre modüller sırasıyla detaylı bir şekilde anlatılmaktadır.

4.2.1.1. Sıcaklık Kontrolü Modülü

Bu modülde, kullanıcı tarafından programa yapılan girdiler alınarak Denklem (3.3) eşitliğini elde edecek bütün değerlerin sağlandığının kontrolü yapılır. Sıcak ve soğuk akışkana birer adet “bayrak” (*boolean*) atanmıştır. Denklem (3.3)’te gösterilen sıcak akışkana ait parametreler tasarıma devam etmeyi sağlayacak şekilde yeterli ise sıcak akışkanın bayrağı “doğru” olarak değişir, eğer tasarıma devam edecek parametrelerde eksiklik bulunuyorsa bayrak “yanlış” olarak kalmaya devam eder. Soğuk akışkan bayrağı, aynı şekilde soğuk akışkana ait parametreler kontrol edilerek değişime uğrar. Denklem (3.3)’ü sağlayacak şekilde, her iki bayrak da “doğru” olarak değişene kadar tasarım için bir sonraki adıma geçilmez.

Parametrelerin kontrol edilme akış şeması Ek 2’te gösterilmiştir.

4.2.1.2. Birim Dönüştürücü Modülü

Birim Dönüştürücü Modülü, programda girdi olarak atanacak parametreler için kullanıcıya sunulan farklı birim seçeneklerinin SI birimlerine dönüştürüldüğü modüldür. Farklı parametreler için sunulan birim seçenekleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Kullanıcı tarafından girilen sıcaklık değerleri, yapılan tasarımın başında *Celsius*’a, debiler *kilogram/saniye*’ye, basınç değerleri *Pascal*’a, toplam ısı yük ise *Watt*’a dönüştürülür.

4.2.1.3. Sıcaklık Hesabı Modülü

Denklem (3.3)’de belirtilen eşitliğin sağlandığı ve sonunda eşitlikte bulunan tüm parametrelerin hesaplandığı modüldür. Ek 3’te modüle ait akış şeması verilmiştir.

Çizelge 4.1. Programda Sunulan Birim Seçenekleri

Parametre	Birimler
Sıcaklık	- Kelvin (°K) - Celcius (°C)
Debi	- kilogram/saat (kg/sa) - kilogram/saniye (kg/sn)
Basınç	- metre su sütunu (mss) - bar - Pascal (Pa) - kilo Pascal (kPa)
Isıl Yük	- kilo kalori/saat (kcal/saat) - kilo Watt (kW) - Watt (W)

4.2.1.4. Termofiziksel Özellik Hesabı Modülü

Çizelge 3.1’de gösterilen formüller ile suyun sıcaklıkla birlikte değişen termofiziksel özelliklerinin hesaplandığı bölümdür. Hesaplamalarda temel alınan sıcaklıklar, sıcak akışkan için Denklem (3.17)’de ve soğuk akışkan için Denklem (3.18)’de verilen akışkanların ortalama sıcaklığıdır.

4.2.1.5. Levha Geometrisi Modülü

Tasarımı yapılan levhaya ait Çizelge 3.2’de ve Denklem (1.1 - 1.5)’de gösterilen levha tasarım parametreleri (β , L_v , L_w , b , t , D_p , A_{1p} , A_1 , ϕ)’nin atandığı modüldür. Kullanıcı tarafından özellikle tercih edilen bir levha tipi belirtilmişse yalnızca bu levhaya ait özellikler, aksi durumda, bütün levhalara ait geometri değerleri sırasıyla bu modülde değişkenlere atanır.

4.2.1.6. Geometrik Hesap Modülü

Levha Geometrisi modülünde atanan levha tasarım parametreleri kullanılarak Denklem (1.1), (1.4), (1.6) ve (1.7) ile sırasıyla L_p , p , D_h ve D_e hesabının yapıldığı modüldür.

4.2.1.7. Nt Hesabı Modülü

Toplam ısı transfer katsayısı ile toplam ısı yükü karşılamak için gerekli olan levha sayısının hesaplandığı modüldür. Hesaplamalar için sırasıyla Denklem (3.2), (3.7) ve (3.8) kullanılır.

4.2.1.8. Re Hesabı Modülü

Akışkanların akış karakteristiklerinin belirlendiği Reynolds sayılarının hesaplanması bu modülde gerçekleştirilir. Hesaplamalar Denklem (3.9 - 3.12) eşitlikleri ile yapılır.

4.2.1.9. Levha Korelasyonu Modülü

Tasarımı yapılan levhaya ait, Denklem (3.22 - 3.25)'de verilen ısı transferi ve Denklem (3.26 - 3.29)'da verilen basınç düşümü korelasyonlarını kullanarak sıcak ve soğuk akışkana ait Nu sayılarının ve f sürtünme katsayısının hesaplandığı modüldür. Akışkanların Nu sayıları Denklem (3.6)'da yerine koyularak sıcak ve soğuk akışkanın ısı transfer katsayıları elde edilir.

4.2.1.10. Basınç Hesabı Modülü

Levha Korelasyonu Modülünde hesaplanan f sürtünme katsayısının ve Denklem (3.15), (3.16) ve (3.21) ile birlikte kullanılarak, her iki akışkanın ısı değiştirgeci içerisindeki toplam basınç düşümünün hesaplandığı modüldür.

4.2.1.11. Şirket İçi Doküman Alma Modülü

Isı değiştirgeci çalışma şartlarının ve yapılan hesaplamaların Microsoft Word [70] formatında yazdırıldığı modüldür.

4.2.2. Bilgisayar Programı Akış Şeması

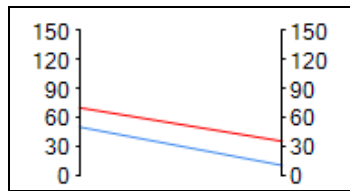
CLTID tasarımı için hazırlanan bilgisayar programının akış şeması Ek 1'de gösterilmiştir. Akış şeması, Bölüm 3.1.3'de anlatılan ısı tasarım metodoloji basamakları temel alınarak hazırlanmıştır.

Bilgisayar programı başlatıldığında, kullanıcı karşısına gelen, Bölüm 4.1.1'de anlatılan, "Tasarım Parametreleri" sekmesine kullanıcı tarafından akışkanların cinsi,

toplam ısıl yük, primer (sıcak akışkan) devre giriş ve çıkış sıcaklığı, sekonder (soğuk akışkan) devre giriş ve çıkış sıcaklığı, akışkan debileri, izin verilen maksimum basınç düşümleri, akışkanların kirlenme faktörleri, geçiş sayısı, levha tipi, levha malzemesi, levha kalınlığı, fazla yüzeleştirme miktarı gibi uygulanacak levha tipi ısı değiştirgeci ile ilgili girdilerinin verilmesi istenir. Ara yüz üzerinde uygun alanlara, birim tercihi yapılarak girilen değerler, kullanıcı tarafından “Isı transfer Analizi Yap” komutu verilmesiyle Sıcaklık Kontrolü Modülüne girer. Bu modülde Bölüm 4.2.1.1’de anlatılan kontroller yapılır ve tasarım için tanımlanması zorunlu olan verilerin hepsi mevcutsa, ara yüzde bulunan “Hesapla” tuşu aktif edilir. Kullanıcı “Hesapla” tuşuna basmasıyla birlikte tasarım devam eder.

Birim Dönüştürücü Modülünün çalışmasıyla, ara yüzde kullanıcı tarafından yapılan farklı parametrelere ait birimlerin, Bölüm 4.2.1.2’de anlatıldığı üzere, hesaplamalarda kullanılacak birimlere dönüştürülmesi yapılır.

Akışkan sıcaklıkları, debiler, ısıl yükler Bölüm 4.2.1.3’de detaylı bir şekilde anlatılan Sıcaklık Hesabı Modülüne girer. Bu aşamadan sonra, ısı değiştirgecinin ısıl yükü, akışkanlara ait tüm sıcaklık değerleri ve debiler belirlenmiş olur. Sıcaklık değerleri, “Tasarım Parametreleri” sekmesi üzerinde bulunan ve Sıcaklık Hesabı Modülünün çalışmasından sonra ara yüzde görülebilir hale gelen bir grafik üzerinde sıcak akışkanın sıcaklık değerlerindeki değişim kırmızı, soğuk akışkanın mavi olmak üzere çizdirilir. Örnek sıcaklık değerleri için çizdirilmiş olan grafik, Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Örnek Sıcaklık Değerleri için Çizdirilen Akışkan Sıcaklık Değişim Grafiği

Bilgisayar programı akış şemasının bir sonraki adımında, programa verilen girdiler arasında fazla yüzeleştirme için bir değer olup olmadığının kontrol edilmesi vardır.

Eğer atanan bir değer bulunuyorsa, Denklem (3.13) kullanılarak, kirlenme faktörü hesaba katılır. Kullanıcı tarafından, fazla yüzeyletmeye ek olarak, akışkanlar için kirlenme katsayıları değerleri de atanmış ise, fazla yüzeyletme değeri dikkate alınır ve kirlenme katsayıları ihmal edilir.

Sıcaklık değerleri hesaplanmış olan akışkanların termofiziksel özelliklerinin belirlenmesinde Bölüm 4.2.1.4'de anlatılan Termofiziksel Özellik Hesabı Modülü kullanılır.

Bir sonraki basamakta "Tasarım Parametreleri" ara yüzünde levha tipi seçimi kontrol edilir. Eğer kullanıcı tarafından seçilen bir levha tipi mevcutsa, Levha Geometrisi Modülü kullanılarak, levhanın Bölüm 4.2.1.5'de belirtilen geometrik özellikler alınır ve Bölüm 4.2.1.6'da anlatılan Geometrik Hesap Modülü içerisinde yapılan hesaplamalar ile tasarım için gereken levha geometrik özellikleri atanmış olur. Özellikle tercih edilen levha tipi yoksa, ara yüzde ilgili kutu "otomatik seçim" olarak bırakılır. Böylece sırasıyla, program içerisinde sunulan bütün levha tipleri için dögüsel olarak tasarım yapılır.

Belirtilen ısı yükü karşılayacak levha sayısının hesaplanabilmesi için ısı değıştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı bilinmelidir. Bu değer tasarım başında bilinen bir değer olmadığından, levha tipi ısı değıştirgeçlerinde sık rastlanan 1000-9000 W/m².K aralığında bir değer seçilir. [1, 3] Bu çalışmada ilk değer olarak 9000 W/m².K seçilmiştir.

Kabul edilen toplam ısı transfer katsayısı Bölüm 4.2.1.7'de açıklanan Nt Hesabı Modülüne girer ve levha sayısı hesaplanır. Akışkanların Reynolds sayılarının belirlenmesi için Bölüm 4.2.1.8'de detayları anlatılmış olan Re Hesabı Modülü kullanılır. Dögüde tasarımı yapılan levha tipine ait Nu ve *f* katsayısı korelasyonları ve değerleri Bölüm 4.2.1.9'de verilen Levha Korelasyonları Modülü ile belirlenir.

Her iki akışkan için elde edilen taşınım ile olan ısı transferi katsayıları Denklem (3.5)'te yerlerine konur ve ısı değıştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmış olur.

Levha Korelasyonu Modülü ile elde edilen her iki akış devresi için hesaplanan f katsayıları Basınç Hesabı Modülüne (Bakınız Bölüm 4.2.1.10) girer ve primer ve sekonder devrelerde beklenen toplam basınç düşümü değerleri hesaplanır. Bu aşamada hesaplanan basınç düşümü değerlerinin kullanıcı tarafından ara yüze atanmış maksimum izin verilen basınç düşümünden fazla olup olmadığının kontrolü yapılır. Eğer her iki devre için de hesaplanan değer, izin verilenlerin altına kalıyorsa, tasarım bir sonraki basamakla devam eder. Fakat tam tersi bir durum söz konusu ise, Nt Hesabı Modülü ile hesaplanan levha sayısı bir adet artırılır ve Re Hesabı Modülü ile yeni levha sayısı için akışkanların Reynolds sayısı tekrar hesaplanır. Kullanıcı tarafından belirlenen maksimum basınç düşümü sınırının altında kalana kadar bu döngü devam eder.

Tasarımın bir sonraki basamağında yine bir kontrol noktası bulunmaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucu Denklem (3.5)'te elde edilen toplam ısı transfer katsayısı değeri, tasarım başında kabul edilen değerle aynı olup olmadığının kontrolü yapılır. Eşitlik söz konusu değil ise, hesaplanan toplam ısı transfer değeri ile hesaplamaların tekrarı yapılır. Tasarım başında Nt Hesabı Modülüne giren ve tasarım sonunda Denklem (3.5) ile elde edilen değer eşitlene kadar bu süreç tekrarlanır. Eşitlenmesi halinde tasarım döngüden çıkar. Hesaplanan değerler bu levha tipi için bilgisayar ara yüzünde bulunan “Sonuçlar” sekmesindeki tabloya yazdırılır ve bir sonraki levha tipi için tasarım aşamaları tekrarlanır.

Kullanıcı “Yazdırma” sekmesinde gerekli alanları doldurarak “Şirket içi Doküman Al” kutusuna tıklar ve “Tasarım Parametreleri” sekmesinde girilen ısı değiştirgeci çalışma şartları ve “Sonuçlar” sekmesinde tablolandırılan hesaplamaların özetlendiği Microsoft Word dökümanına ulaşır.

4.3. Korelasyon Karşılaştırılması İçin Hazırlanan Ek Bilgisayar Programı

Çalışma kapsamında incelenen farklı Chevron tipi levhalara özel olarak, Bölüm 3.5.1'de anlatılan ısı transferi ve basınç düşümü korelasyonları elde edilmiştir. Bu korelasyonlar literatürdeki araştırmalar referans noktası alınarak geliştirilmiştir. Elde edilen korelasyonların karakteristiklerinin literatürdekilerle uyumunu doğrulamak

amacıyla, proje kapsamında geliştirilen yeni korelasyonlar ile farklı çalışma şartlarında ve levhalarla yapılan literatürdeki araştırmalarda karşılaşılan korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Bunu gerçekleştirebilmek için, çalışma yöntemi proje kapsamında geliştirilen programınine çok benzeyen ek bir bilgisayar programı Visual Basic [69] programlama dili kullanılarak hazırlanmıştır.

Literatürdeki benzer çalışma şartları, akışkan tipleri ve deney düzenekleri ile yapılan araştırmalardan alınan, Çizelge 2.1’de sunulmuş olan 13 farklı Nu ve f korelasyonu, hazırlanan programda kullanılmıştır. Korelasyonun elde edildiği çalışmanın yazarları, çalışmaların yapıldığı yıl ve referansı Çizelge 4.2’de verilmiştir. Korelasyonlarla ilgili detaylı bilgilere Çizelge 2.1’den ulaşılabilir.

Çizelge 4.2. Korelasyon Karşılaştırmasında Kullanılan Çalışmalar

Korelasyon Çalışması Sahipleri	Çalışmanın Yapıldığı Yıl	Referans
Wang ve Sunden	2002	[8]
Manglik ve Muley	1999	[25]
Thonon ve Mercier	1999	[27]
Muley (<i>Grafiklerde Muley ve Manglik olarak geçmektedir.</i>)	1997	[4]
Martin	1996	[61]
Talik ve Swanson	1995	[59]
Chisholm ve Wanniarachchi	1992	[55]
Focke	1985	[39]
Kumar	1984	[51]
Tovazhnyanski	1980	[49]
Maslov ve Kovalenko	1972	[43]
Okada vd.	1972	[44]
Marriot	1971	[52]

4.3.1. Korelasyon Karşılaştırma Programı Çalışma Prensibi

Ek 4'te akış şeması verilen korelasyon karşılaştırma programında, proje kapsamında yapılan deneylerde kullanılan çalışma şartları (akışkanlara ait sıcaklıklar, debiler, levha sayıları, akışkan ve levha tipleri) girdi olarak alınmaktadır. Geçiş sayısı deney düzeneğinde kullanıldığı gibi 1'dir. Deney süresi boyunca akışkanlardan kaynaklı kirlenme olmadığı için, programda kirlenme katsayıları (R_{fc} , R_{fh}) ihmal edilmiştir. Deneyde şebeke suyu kullanıldığından akışkan tipi olarak “Şebeke Suyu”, levha malzemeleri olarak “AISI 316” alınmıştır.

Yukarıda verilen girdiler bilgisayar programı tarafından ilgili değişkenlere atanır. Sonraki adımda akışkanlara ait giriş ve çıkış sıcaklıkları ile Bölüm 4.2.1.4'de anlatılan yöntem ile sıcak ve soğuk akışkanın termofiziksel özellikleri hesaplanır. Sırasıyla deneyde kullanılmış levha tipine göre Bölüm 4.2.1.5'deki o levhaya ait tasarım parametreleri ile Bölüm 4.2.1.6'de anlatılan geometrik hesaplar yapılır. Daha sonra deneyde kullanılan levha sayısı kullanılarak Bölüm 4.2.1.8'de yöntemi anlatılan akışkanların Reynolds sayılarının hesaplanması yapılır.

Daha önce de belirtildiği gibi, elde edilen her korelasyon levha geometrisine özeldir ve kendi çalışma koşullarında geçerlidir. Bu nedenle, akışkanlara ait Reynolds ve Prandtl sayılarının, viskozite değerleri ile levhaya ait ϕ ve β değerlerinin karşılaştırmada kullanılacak ve Çizelge 2.1'de her korelasyona ait kısıtlayıcı çalışma aralığında olduğunun kontrol edilmesi gereklidir. Hazırlanan Korelasyon Şartları modülünde bu kontrol yapılır. Buna göre her korelasyona bir bayrak atanmıştır. Hesaplanan Re , Pr , ve β , söz konusu korelasyonun şartlarını sağlıyor ise bu bayrak “doğru” olarak atanır ve korelasyonla yapılan hesaplamalar devam eder. Aksi durumda bu korelasyonla hesaplama yapılmaz, bir sonraki korelasyona geçilir.

Şartların sağladığı korelasyon ile Çizelge 2.1'de verilen denklemler kullanılarak, akışkanların Nu ve f değerleri hesaplanır. Sonraki adımda Denklem 3.5 ile ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Hesaplanan f katsayısı Bölüm 4.2.1.10'da anlatılan Basınç Hesabı modülüne girer ve akışkanların ısı değiştirgeci içerisinde uğraması beklenen basınç düşümü değeri hesaplanır. Deneylerde toplanan

basınç düşümü verisi ile karşılaştırılma yapılabilmesi için basınç düşümü için bir üst limit verilmemektedir.

5. ANALİZLER VE SONUÇLAR

5.1. Örnek Çalışma Şartları için Bilgisayar Programı ile bir CLTID Tasarımı

Örnek bir problem, geliştirilen tasarım programı kullanılarak çözülmüştür. Problemden şehir suyunu ısıtmak için CLTID kullanılmak istenmektedir. Örnek problemde, sıcak su toplam ısı yükü 50 kW olan levhalı ısı değiştirgecine 90 °C'de girip, çıkışta 70 °C'de çıkarken, soğuk akışkan sıcaklığı 15 °C'den 45 °C'ye yükselmektedir. İki akışkan için izin verilen toplam basınç düşümleri 5 kPa'dır. Levha malzemesi olarak AISI 316 seçilen tek geçişli ısı değiştirgecisinin fazla yüzeylendirme miktarı %15 olarak belirlenmiştir. Program arayüzünde örnek probleme ait parametreler Şekil 5.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1'de gösterilen suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklık ile değişim denklemleri kullanılarak örnek problemdeki sıcak ve soğuk akışkana ait çalışma sıcaklıkları için elde edilen değerler, Çizelge 5.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Örnek Çalışma Şartları İçin Elde Edilen Akışkan Özellikleri

Akışkan Özellikleri		Birim
m_c	0.3932	kg/sn
m_h	0.5921	kg/sn
Pr_c	5.4356	-
Pr_h	2.2193	-
μ_c	0.0007974	Pa.s
μ_h	0.0003543	Pa.s
k_c	0.61545	W/m.K
k_h	0.66998	W/m.K
ρ_c	995.607	kg/m ³
ρ_h	971.767	kg/m ³

4 farklı geometriye sahip levha tipi için bilgisayar programından alınan sonuçlar Çizelge 5.2'de verilmiştir.

ETU HEX

Tasarım Parametreleri | Sonuçlar | Yazdırma

Akışkan Özellikleri

Isıtma Çevrimi Soğutma Çevrimi

Toplam Isıl Kapasite 50 kW

Akışkan Cinsi Şebeke Suyu

Giriş Sıcaklığı 90 °C

Çıkış Sıcaklığı 70 °C

Debi 0,592 kg/sn

Maksimum Basınç Düşümü 5 kPa

Kirlenme Katsayısı m².KW

Isı Değiştirgeci Özellikleri

Levha Tipi Otomatik Seçim

Levha Malzemesi AISI 316

Fazla Yüzeleştirme (%) 15

Geçiş Sayısı 1

Dayanım Sıcaklığı 90 °C

Önerilen Conta Tipi NBR

Dayanım Basıncı

Isı Transfer Analizi Yap

Hesapla

Yeni Hesap

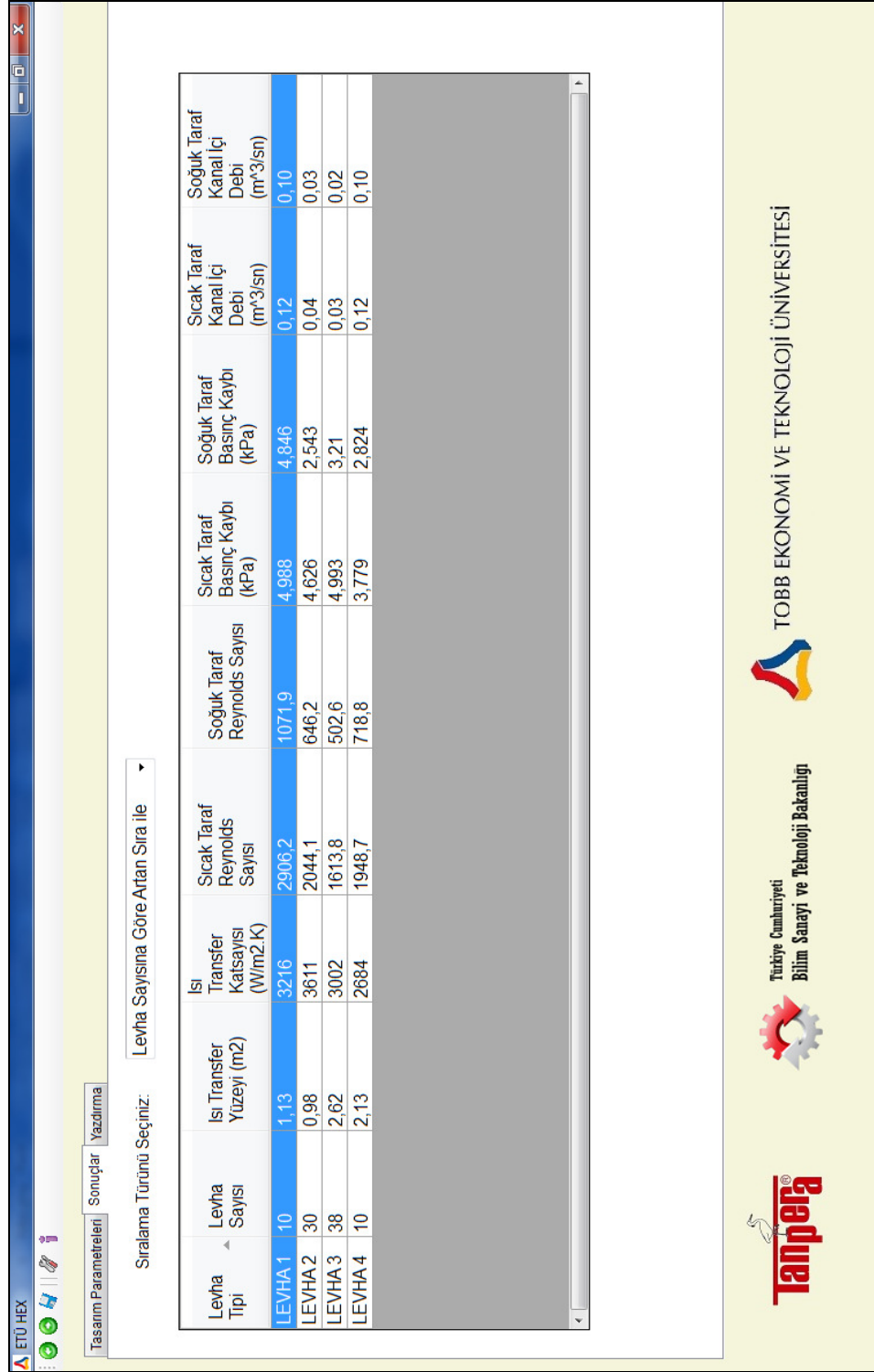
Türkiye Cumhuriyeti
Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

Şekil 5.1 Program Ara Yüzü Üzerinde Örnek Problem Girdileri

Örnek problemde verilen çalışma şartları için geliştirilen program ile elde edilen sonuçlar farklı levha tipleri için hesaplanan bütün tasarım parametreleri ile birlikte Çizelge 5.2’de sunulmuştur. Yapılan hesaplamaların farklı levha tipleri için program ara yüzü üzerinde gösterimi Şekil 5.2’de verilmiştir.

Örnek probleme ait tasarım parametreleri, çalışma sıcaklıkları ve 4 farklı levha tipi için yapılan hesaplamaların özetlendiği doküman Ek-5’de verilmiştir.



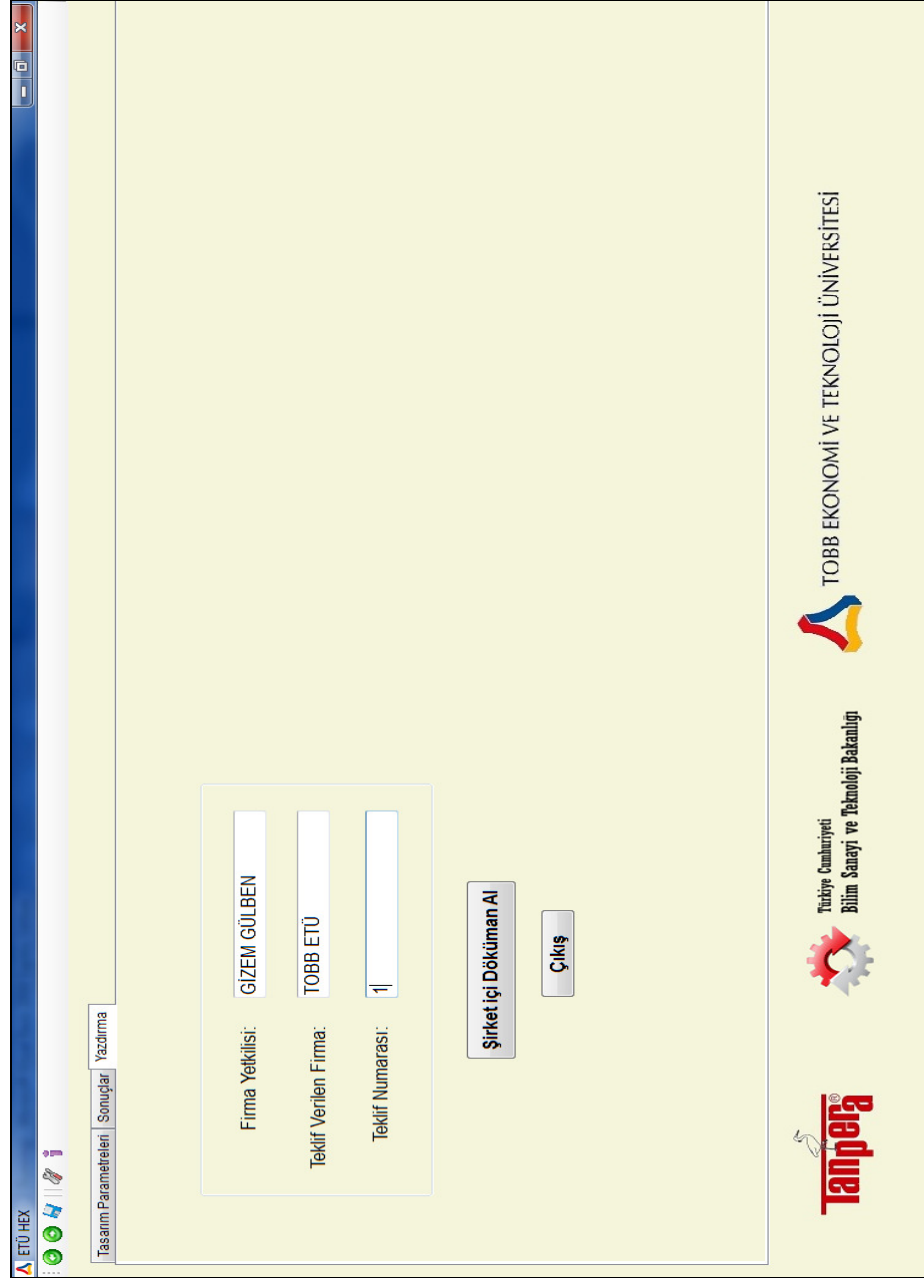
Şekil 5.2. Örnek Problem için Yapılan Tasarım Sonuçlarının Program Ara Yüzünde Gösterimi

Çizelge 5.2. Örnek Problem Çözümünde Elde Edilen Farklı Levha Tiplerine Göre Tasarım Sonuçları

Tasarım Parametresi	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Birim
N_t	10	30	38	10	-
N_{cph}	5	15	19	5	-
N_{cpc}	4	14	18	4	-
$\dot{m}_{c,c}$	0.10	0.03	0.02	0.10	kg/sn
$\dot{m}_{c,h}$	0.12	0.04	0.03	0.12	kg/sn
G_{cc}	150.0	93.4	72.6	108.6	kg/m ² .s
G_{ch}	180.7	131.2	103.6	130.8	kg/m ² .s
Re_c	1072	646	503	719	-
Re_h	2906	2044	1614	1949	-
N_{uc}	43.9	50.2	40.9	32.6	-
N_{uh}	53.6	72.8	59.5	43.4	-
f_c	0.84	1.91	2.24	0.72	-
f_h	0.50	1.48	1.43	0.57	-
h_c	6186	6553	5339	4899	W/m ² .K
h_h	8215	10336	8458	7099	W/m ² .K
U_f	3216	3611	3002	2684	W/m ² .K
$\Delta P_{c,c}$	4.8	2.4	3.1	2.8	kPa
$\Delta P_{c,h}$	4.9	4.4	4.7	3.8	kPa
$\Delta P_{p,c}$	0.01	0.18	0.12	0.001	kPa
$\Delta P_{p,h}$	0.02	0.27	0.27	0.004	kPa
$\Delta P_{t,c}$	4.84	2.54	3.2	2.82	kPa
$\Delta P_{t,h}$	4.98	4.64	4.9	3.78	kPa

Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi değişken tasarım parametrelerine sahip (Bakınız Çizelge 3.2) dört farklı levha ile yapılan hesaplamalarda elde edilen sonuçlar farklılık göstermektedir. Aynı çalışma şartları için tek bir levhaya ait etken ısı transfer yüzeyi Levha 2 ve Levha 3’le karşılaştırıldığında daha fazla olduğundan Levha 1 ve Levha 4 kullanımı halinde 10 adet yeterli olurken, Levha 2 kullanımında ise aynı ısı yükün ve basınç düşümü limitlerini karşılayan levha gereksinimi 30’a, Levha 3 içinse bu değer

38'e yükselmektedir. Farklı levhalara ait toplam basınç düşümü değerleri incelendiğinde, üst limit olarak verilen 5 kPa değerinin altında kaldığı görülmektedir. Kullanıcı, CLTID'ni kullanacağı alan, ortam ve maliyet faktörlerini değerlendirerek, öncelik verdiği parametreye göre en uygun CLTID seçimini yapar. Bu örnek probleme göre Levha 1 ve Levha 4 bu örnek uygulama için avantajlı gözüktüğü de, ısı değiştirgecinin kullanım alanındaki kısıtlamalar, maliyet vb. faktörler Levha 2 ve Levha 3'ün tercih edilmesine neden olabilir.



Şekil 5.3. Örnek Problem için Yazdırma Sekmesi Bilgilerinin Program Ara Yüzünde Gösterimi

5.2. Proje Kapsamında Elde Edilen Nu ve f Korelasyonlarının Literatürdeki Korelasyonlar ile Karşılaştırma

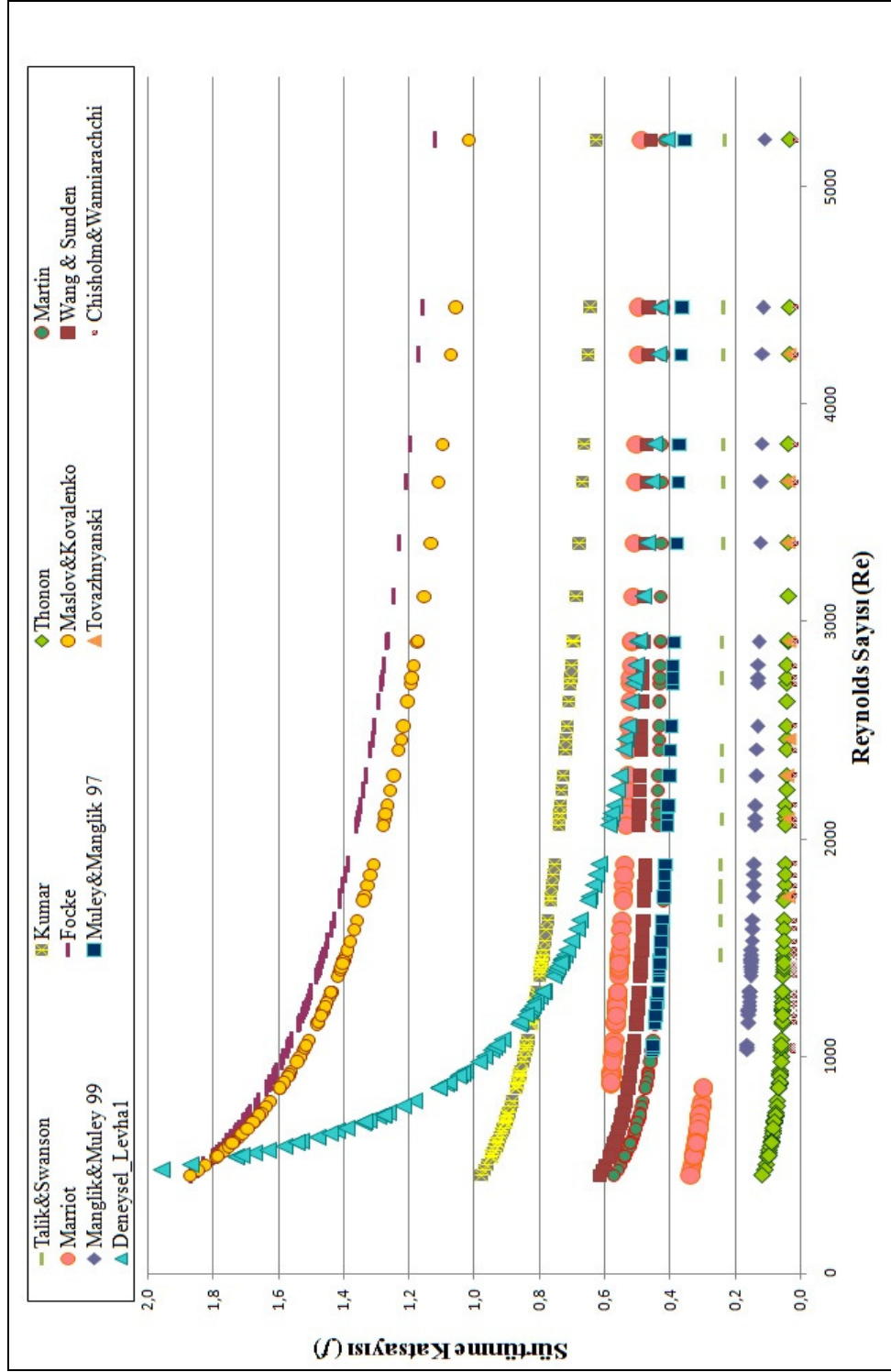
Bölüm 4.3’de anlatılan korelasyon karşılaştırılması amacı ile hazırlanmış bilgisayar programı kullanılarak, proje kapsamında geliştirilen Nu ve f korelasyonları ve

Çizelge 4.2’de verilen 13 adet literatür korelasyonları için aynı çalışma koşullarında ve levha geometrilerinde hesaplamalar yapılmıştır.

Grafiklerde, proje kapsamında geliştirilen korelasyonlara ait değerler “Deneysel Levha 1”, “Deneysel Levha 2”, “Deneysel Levha 3” ve “Deneysel Levha 4” olarak adlandırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalara ait sonuçların gösterildiği Bölüm 5.2.1 ve Bölüm 5.2.4 arasında verilen tablolarda, kullanılan literatür korelasyonları Çizelge 4.2’de belirtilen yazar isimleri ile anılmıştır.

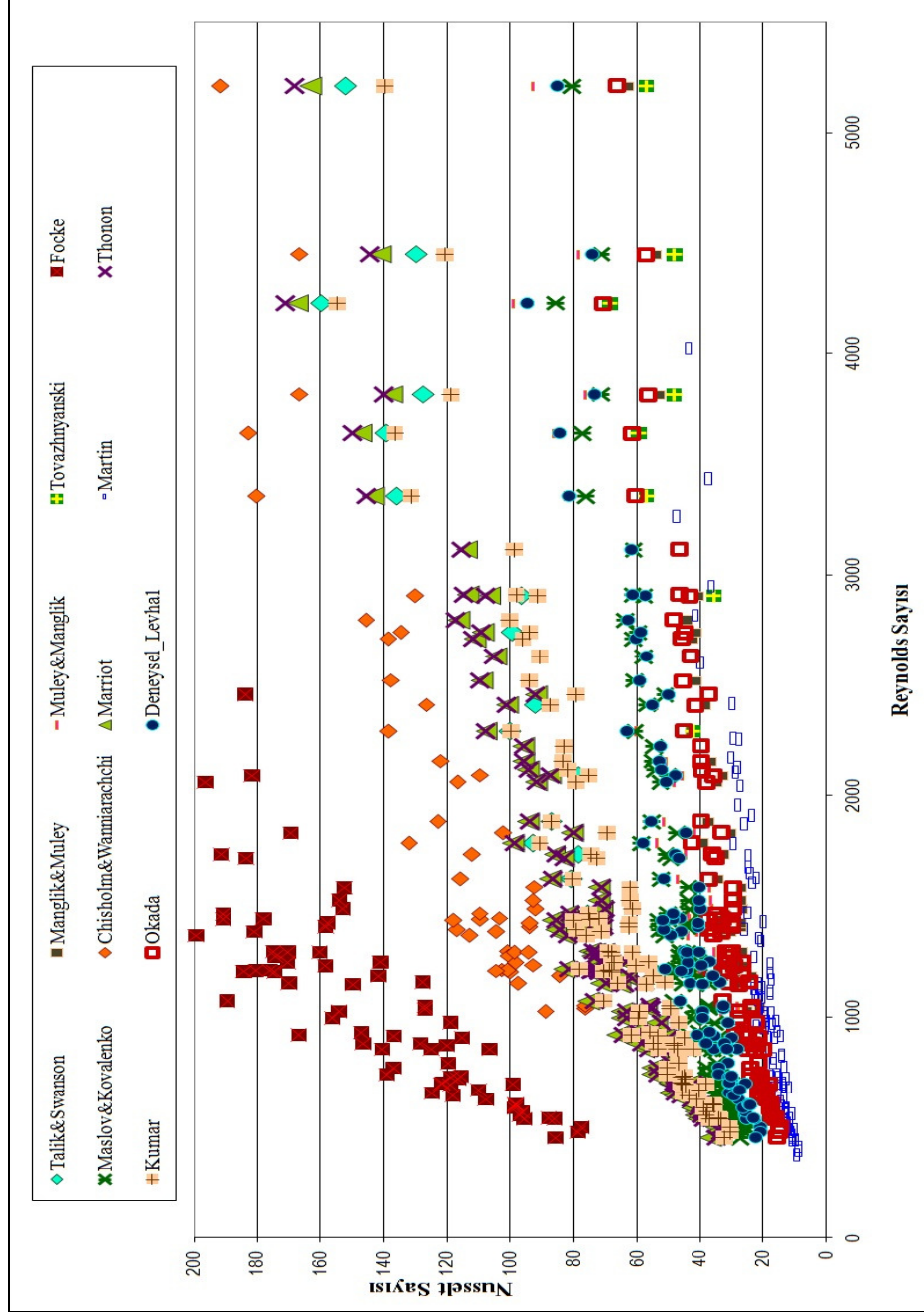
5.2.1. Levha 1 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonlarının Karşılaştırılması

Çizelge 3.2’de verilen Levha 1 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlar ile elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.4’de gösterilmiştir.



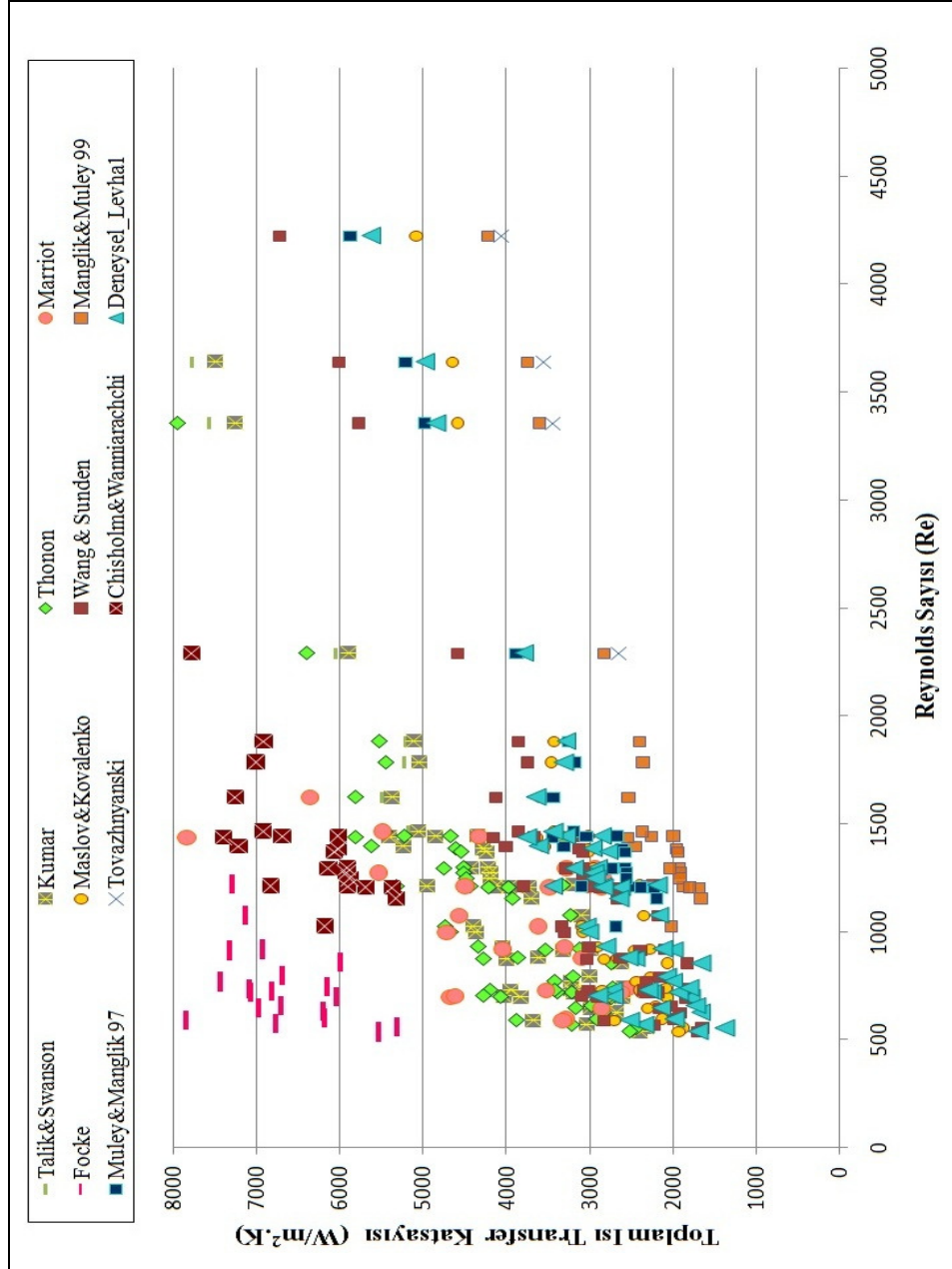
Şekil 5.4. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları

Levha 1 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonlarından elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişim grafiği Şekil 5.5’de verilmiştir.



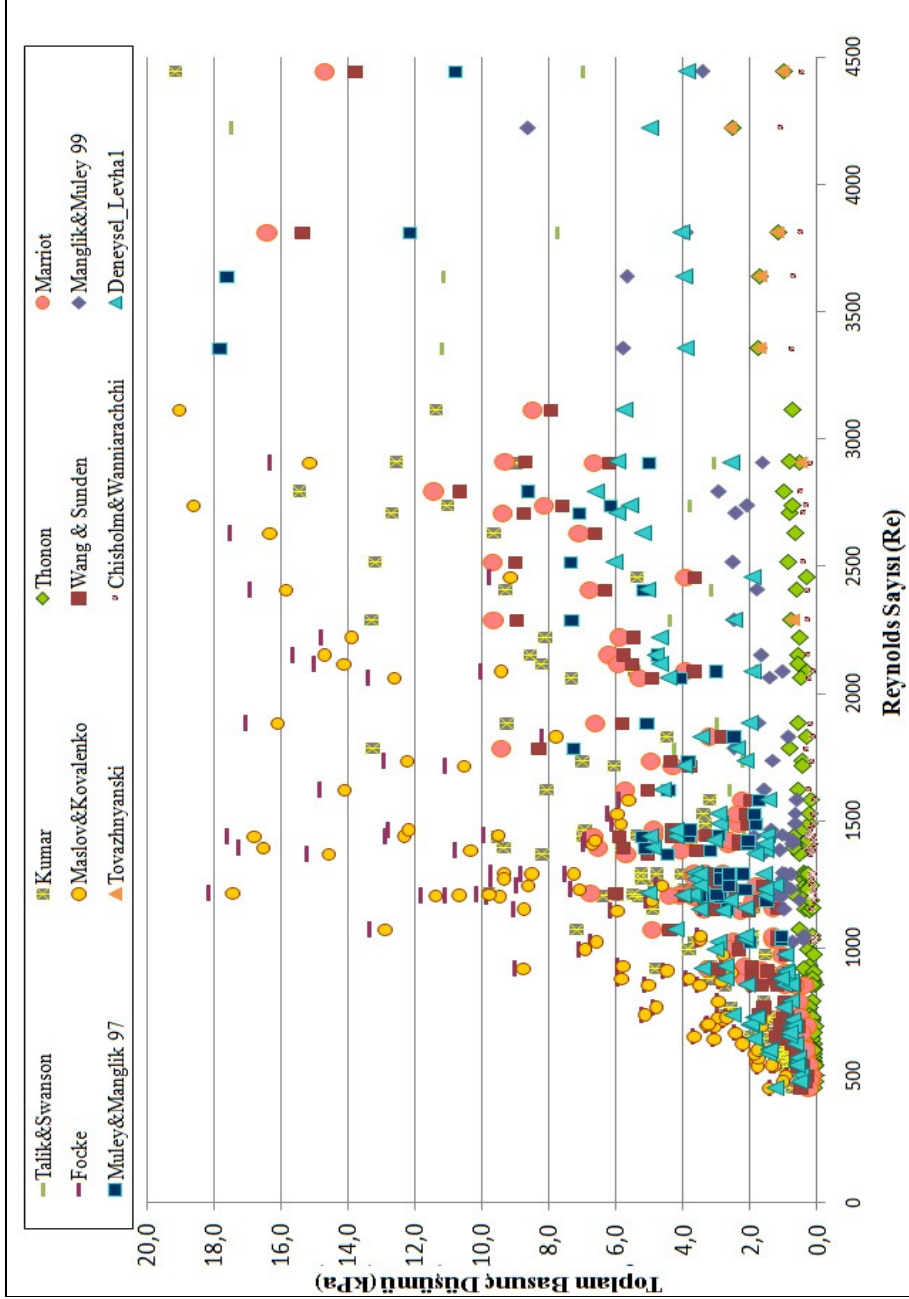
Şekil 5.5. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları

Levha 1 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonları ile elde edilen Nusselt sayıları kullanılarak hesaplanan toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.6’da sunulmuştur.



Şekil 5.6. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerleri ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Levha 1 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlarından elde edilen sürtünme katsayıları kullanılarak hesaplanan toplam basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişim karakteristiği Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 1’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

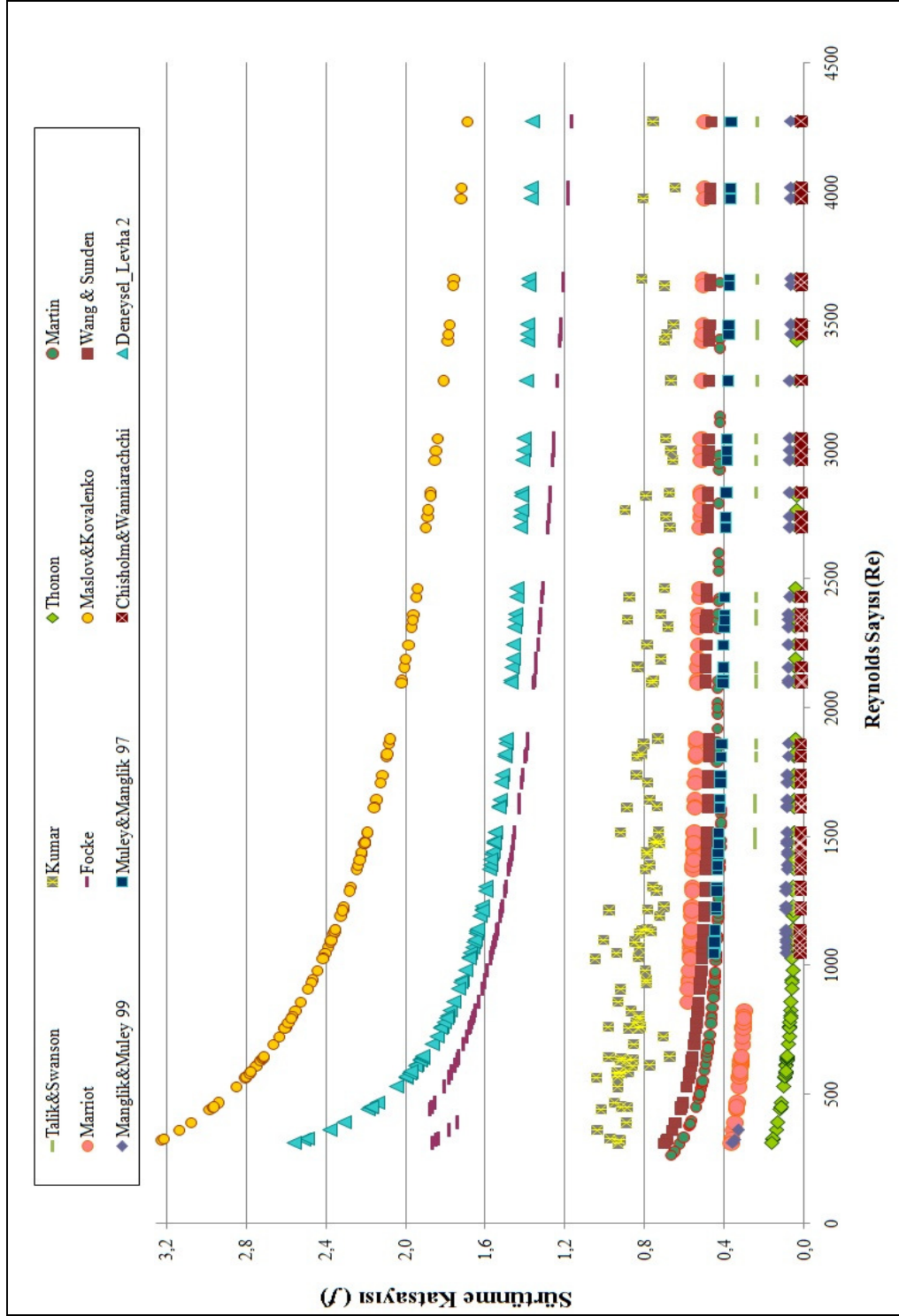
Çalışma kapsamında Levha 1 için elde edilen ve literatürde benzer çalışmalar sonucunda geliştirilen korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Şekil 5.4 ve Şekil 5.7 arasında, yapılan karşılaştırmaya ait sonuçları gösteren grafikler incelendiğinde, yeni geliştirilen korelasyonların literatürdekilerle benzer karaktere sahip oldukları görülmektedir.

Şekil 5.4'de verilen Levha 1 için elde edilen sürtünme katsayı korelasyon eğrisi literatürdekilere oranla daha keskin bir düşüş göstermektedir. Bunun temel sebebi olarak çalışmalarda kullanılan levhalara ait geometrilerde farklılık olması değerlendirilmiştir.

Sonuçta genel olarak, Şekil 5.4 ve Şekil 5.7 arasında verilen grafikler incelendiğinde korelasyon geliştirilirken seçilen Denklem (2.3) ve Denklem (2.5)'in bu çalışmaya için uygun olduğu düşünülmektedir.

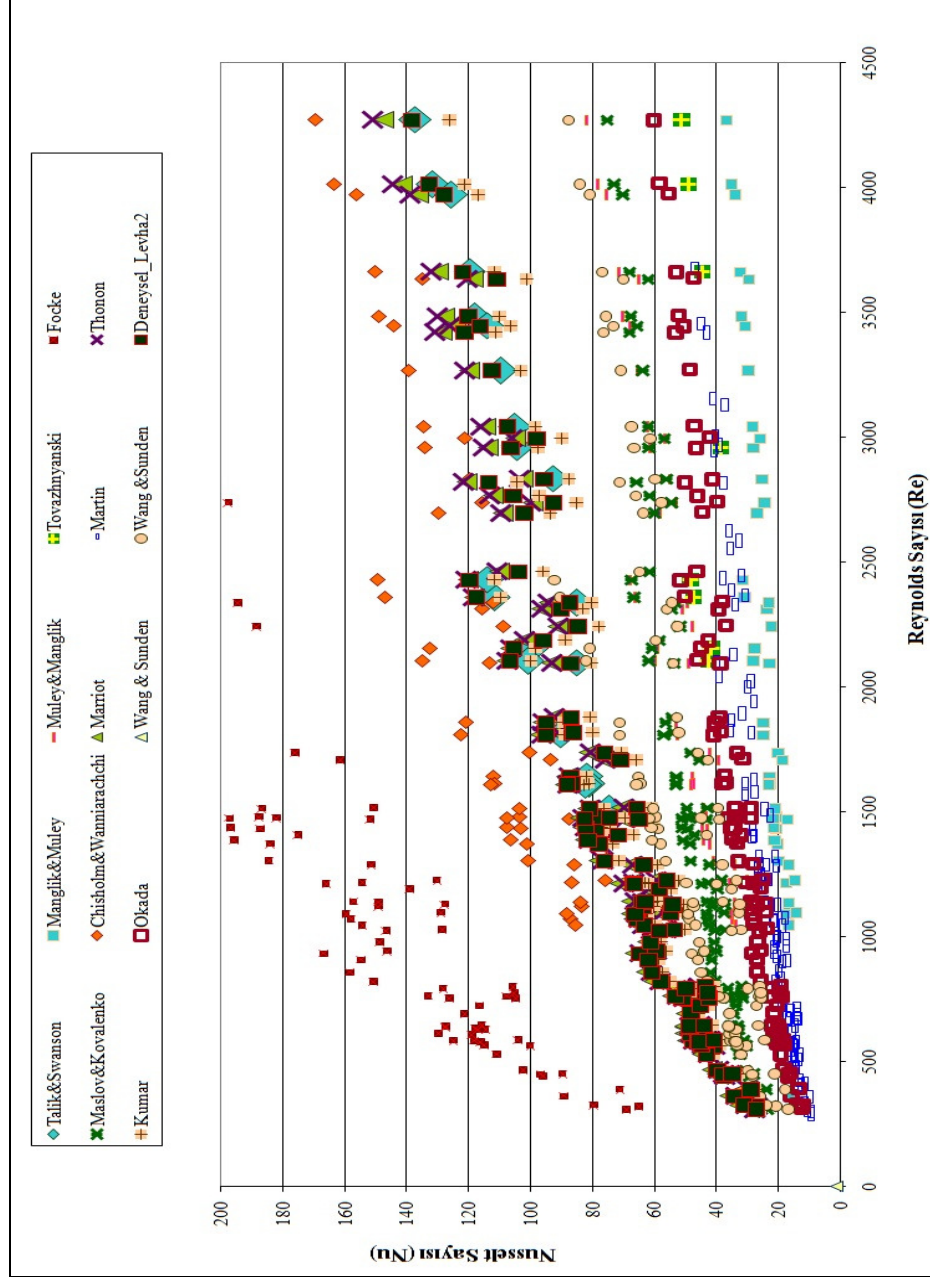
5.2.2. Levha 2 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonlarının Karşılaştırılması

Çizelge 3.2'de verilen Levha 2 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlar ile elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.8'de gösterilmiştir.



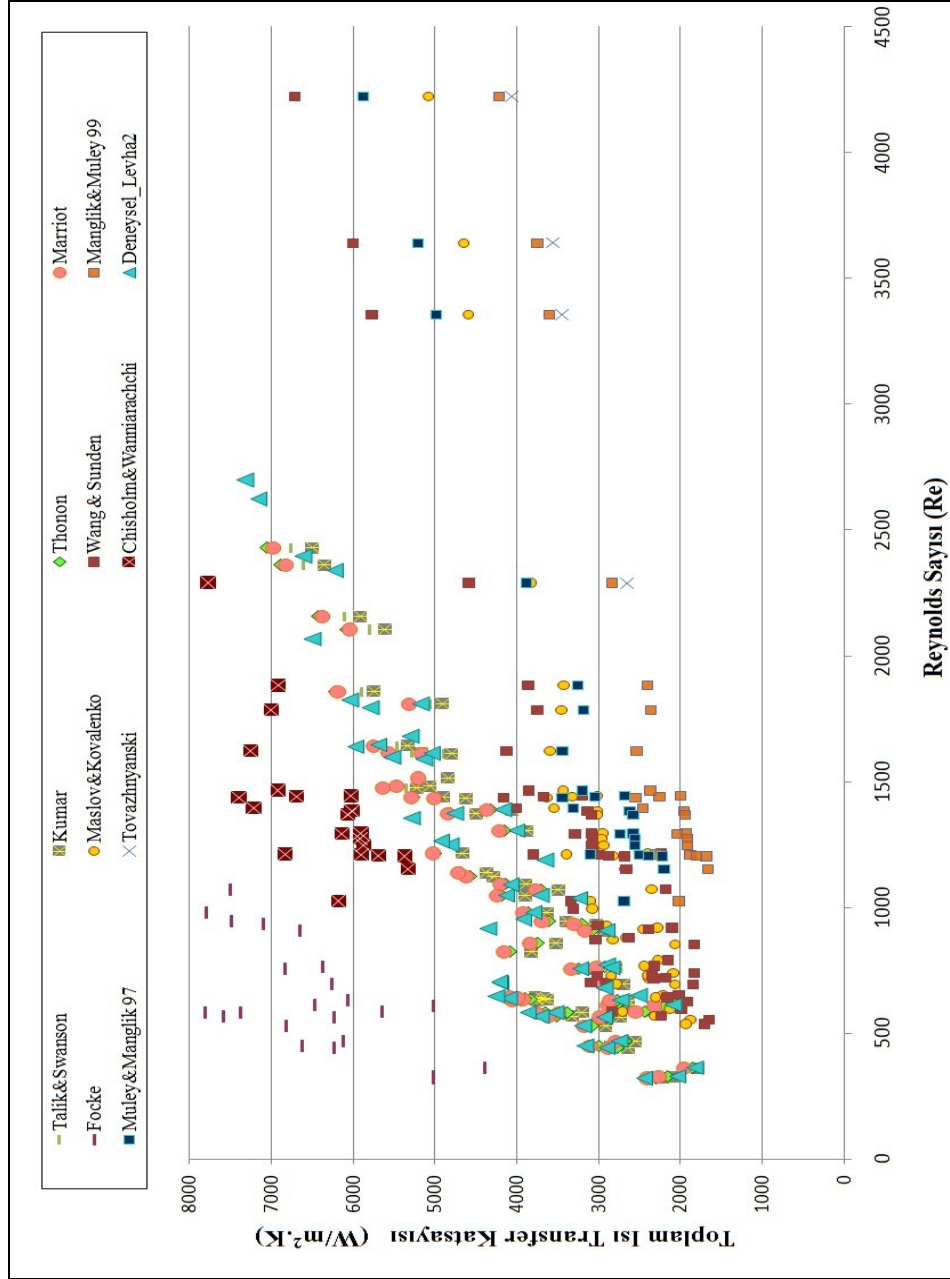
Şekil 5.8. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2'ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)

Levha 2 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonlarından elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişim grafiği Şekil 5.9’de verilmiştir.



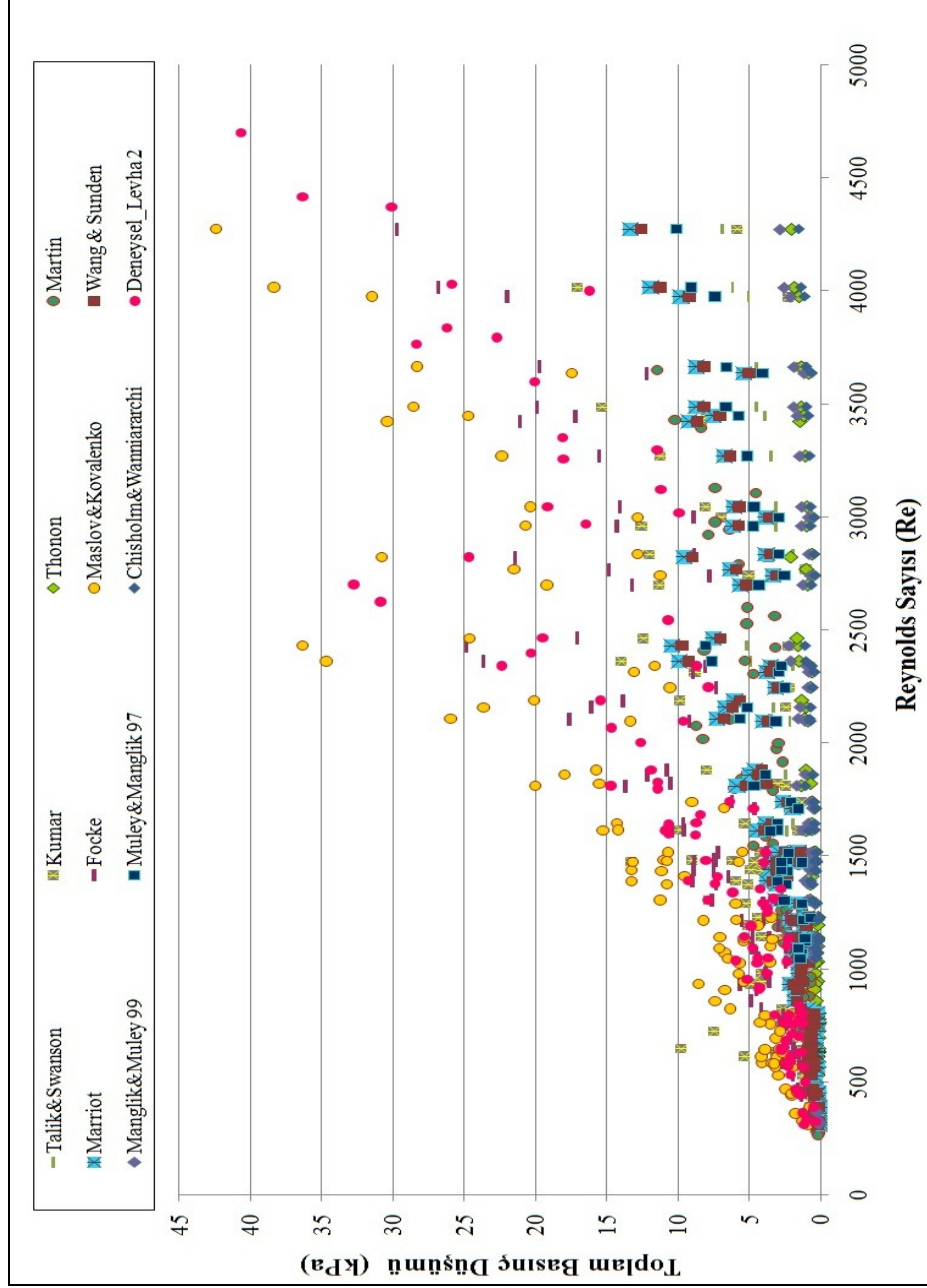
Şekil 5.9. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2’ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)

Levha 2 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonları ile elde edilen Nusselt sayıları kullanılarak hesaplanan toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.10’da sunulmuştur.



Şekil 5.10. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2’ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerli ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Levha 2 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlarından elde edilen sürtünme katsayıları kullanılarak hesaplanan toplam basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişim karakteristiği Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



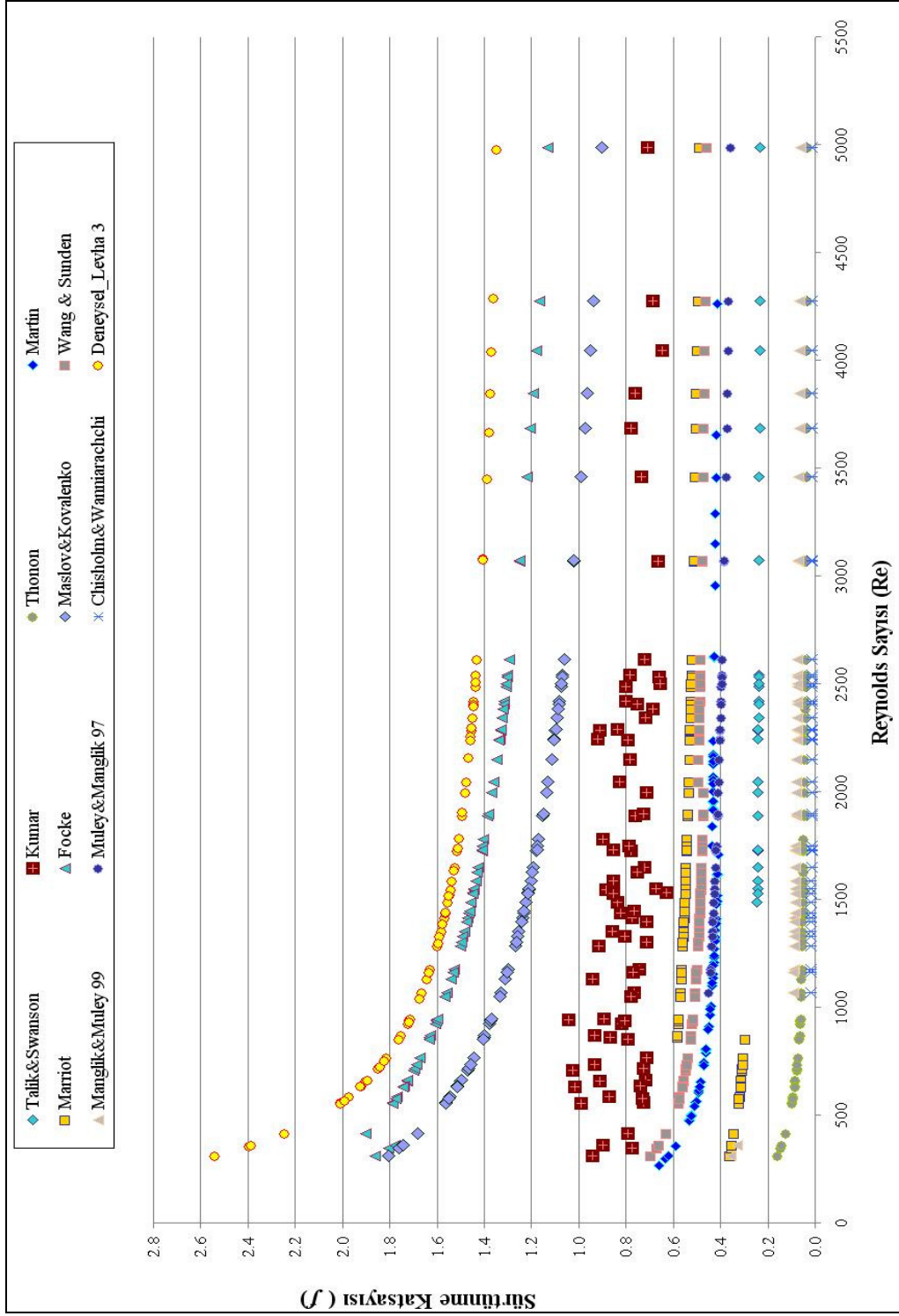
Şekil 5.11. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 2’ye ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Çalışma kapsamında Levha 2 için elde edilen ve literatürde benzer çalışmalar sonucunda geliştirilen korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Şekil 5.8 ve Şekil 5.11 arasında verilen, bu karşılaştırma sonuçlarını gösteren grafikler incelendiğinde, yeni geliştirilen korelasyonların literatürdekilerle benzer karaktere sahip oldukları görülmektedir. Levha 2 için Şekil 5.8’de verilen Fanning sürtünme katsayı korelasyon eğrisi de Levha 1’dekinin aksine, literatürdekilerle benzerlik göstermektedir.

Sonuçta genel olarak grafikler incelendiğinde Levha 2 için korelasyon geliştirilirken seçilen Denklem (2.3) ve Denklem (2.5)’in bu çalışma için uygun olduğu düşünülmektedir.

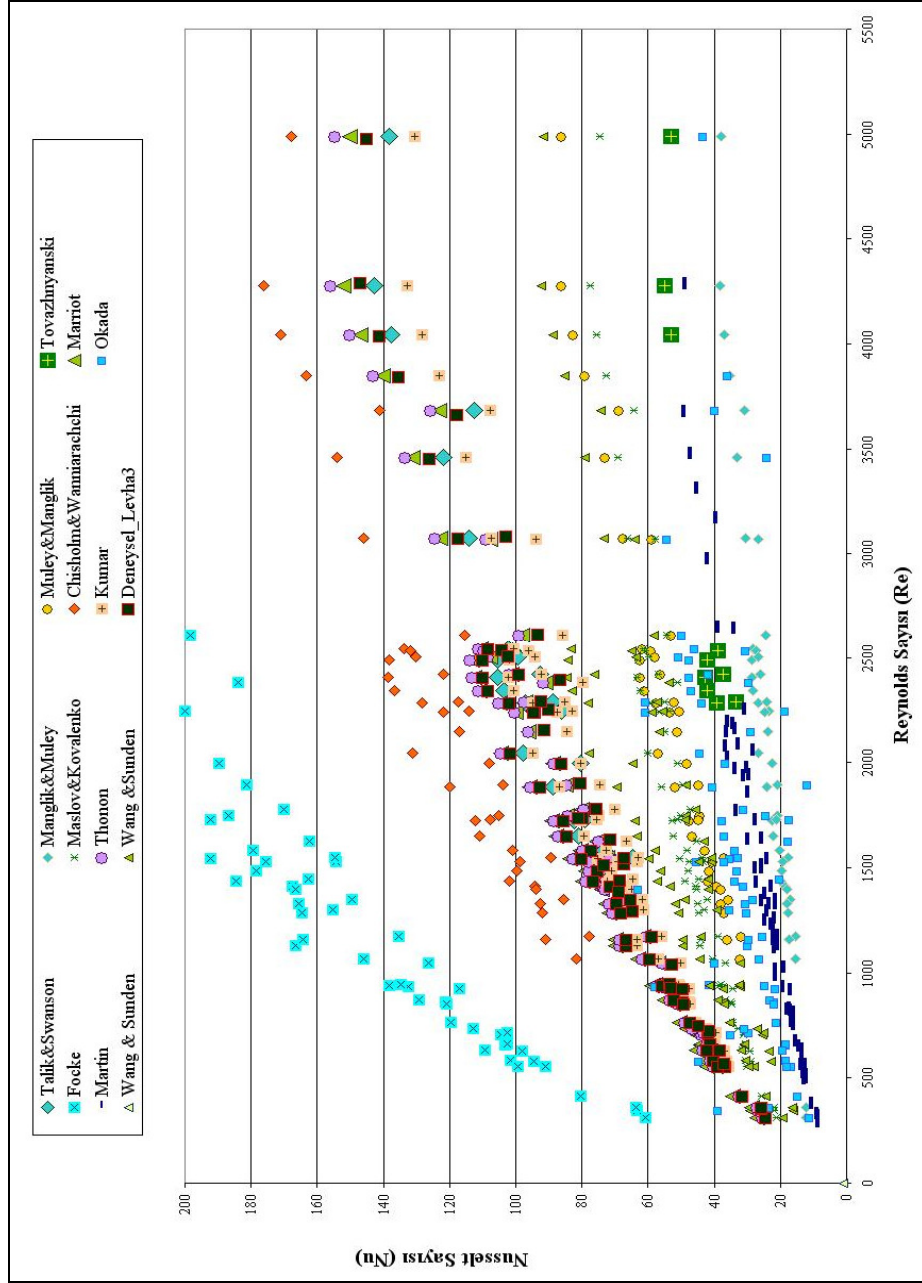
5.2.3. Levha 3 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonlarının Karşılaştırılması

Çizelge 3.2’de verilen Levha 3 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlar ile elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



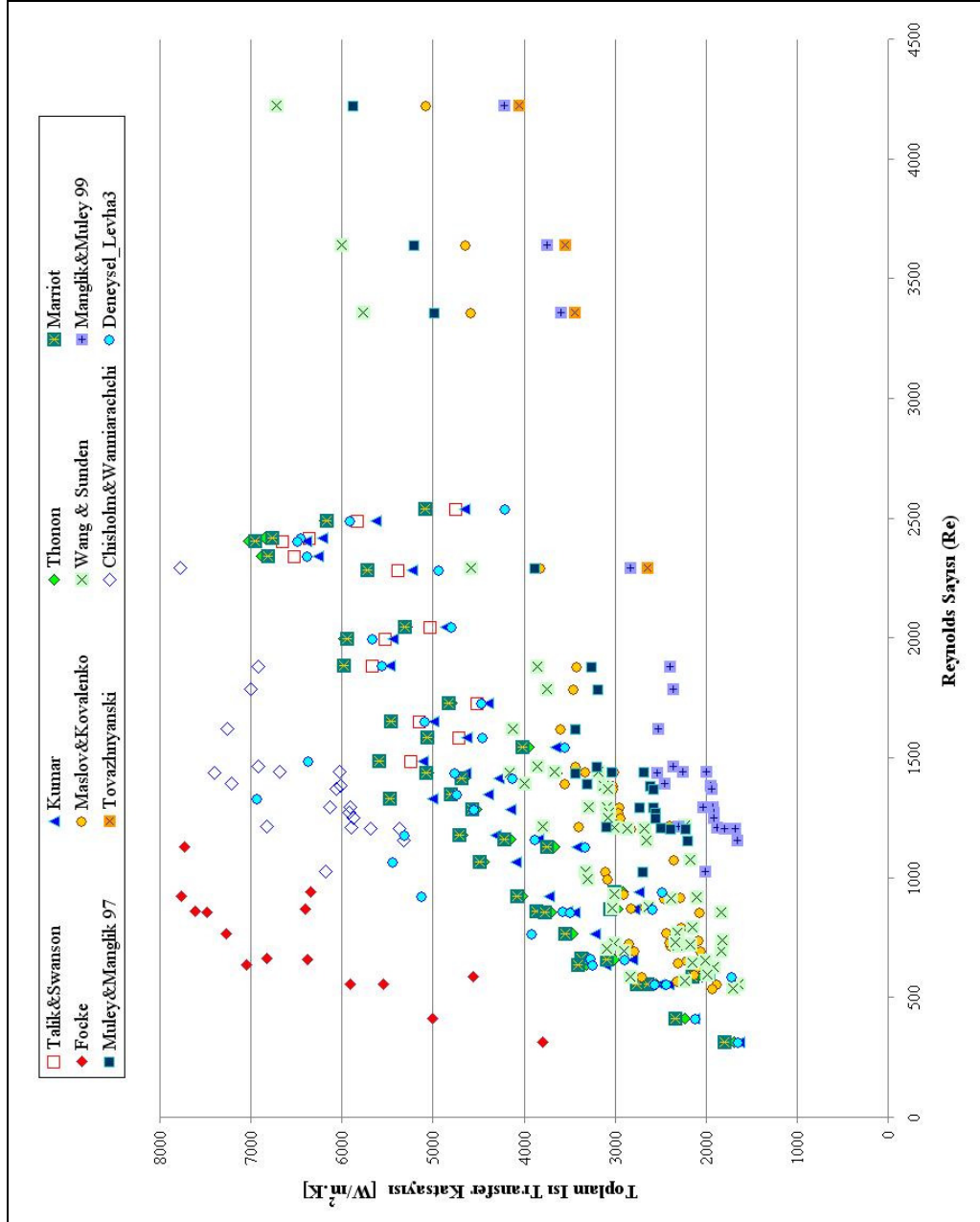
Şekil 5.12. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)

Levha 3 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonlarından elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişim grafiği Şekil 5.13’de verilmiştir.



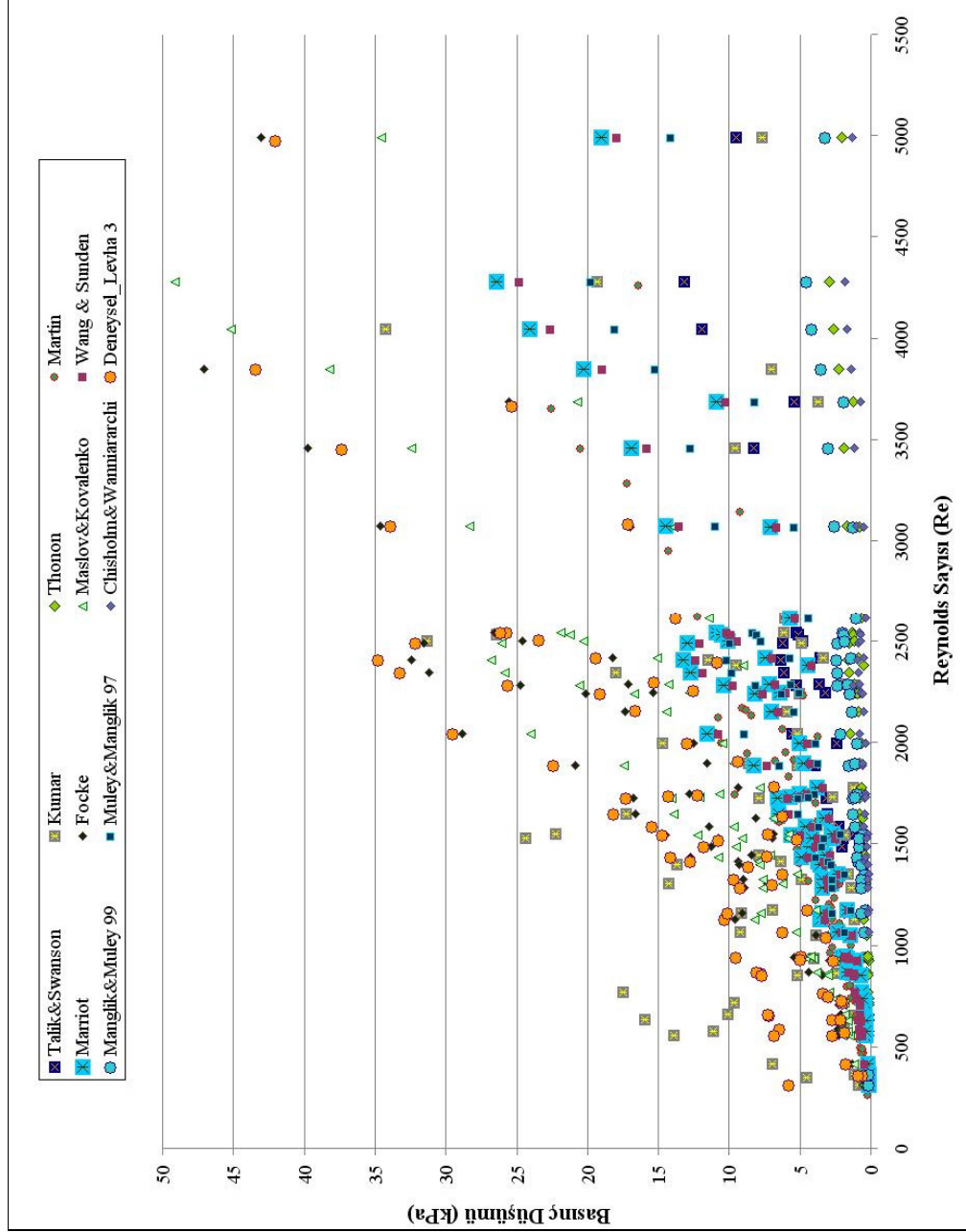
Şekil 5.13. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)

Levha 3 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonları ile elde edilen Nusselt sayıları kullanılarak hesaplanan toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.14’de sunulmuştur.



Şekil 5.14. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerli ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Levha 3 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlarından elde edilen sürtünme katsayıları kullanılarak hesaplanan toplam basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişim karakteristiği Şekil 5.15’de gösterilmiştir.



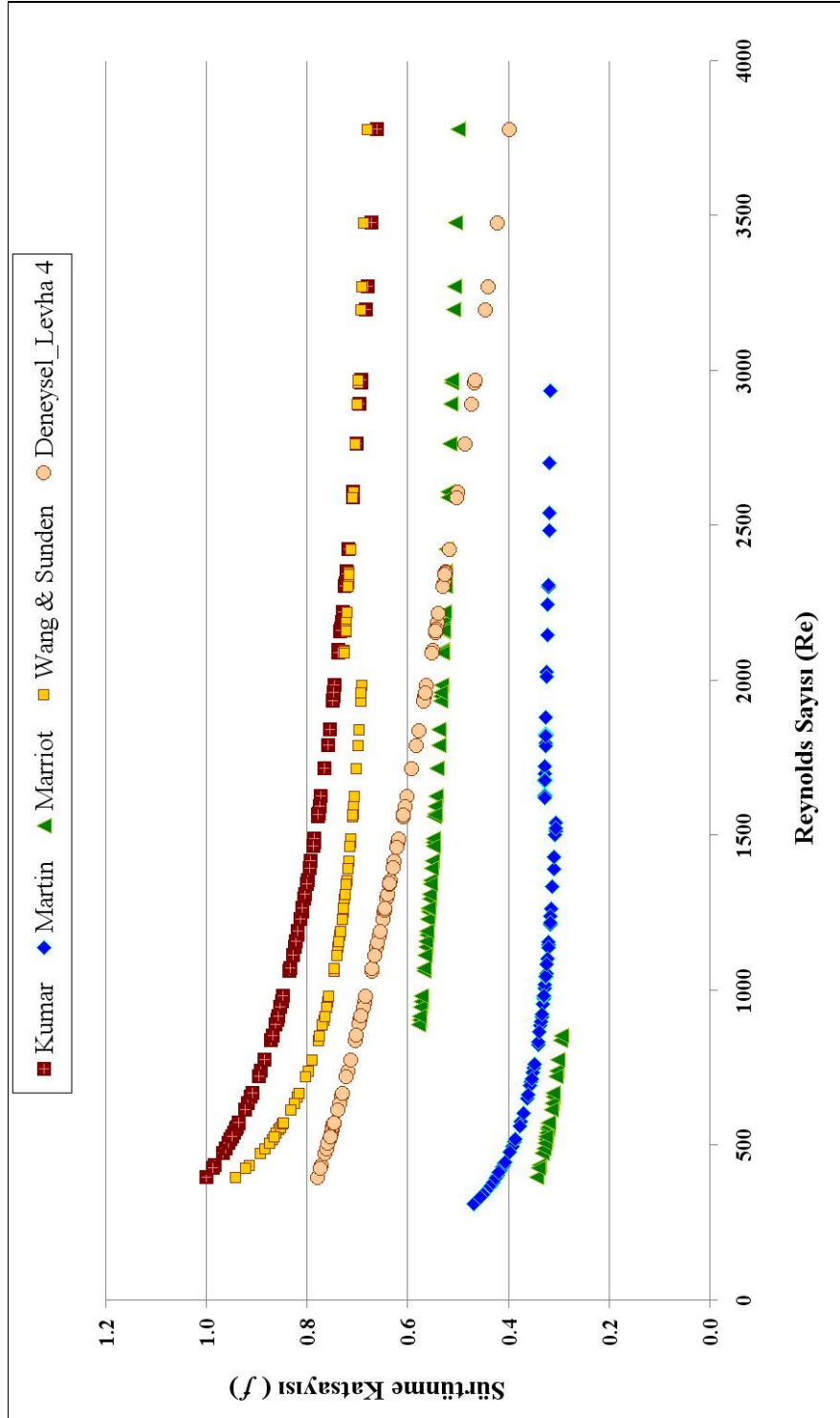
Şekil 5.15. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 3’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Çalışma kapsamında Levha 3 için elde edilen ve literatürde benzer çalışmalar sonucunda geliştirilen korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Şekil 5.12 ve Şekil 5.15 arasında bu karşılaştırma sonuçlarını gösterilen grafikler incelendiğinde, çalışma kapsamında geliştirilen korelasyonların literatürdekiler ile benzer özellikte olduğu görülmektedir.

Sonuçta, genel olarak grafikler incelendiğinde Levha 3 için korelasyon geliştirilirken seçilen Denklem (2.3) ve Denklem (2.5)'in bu levha tipi için uygun olduğu değerlendirilmektedir.

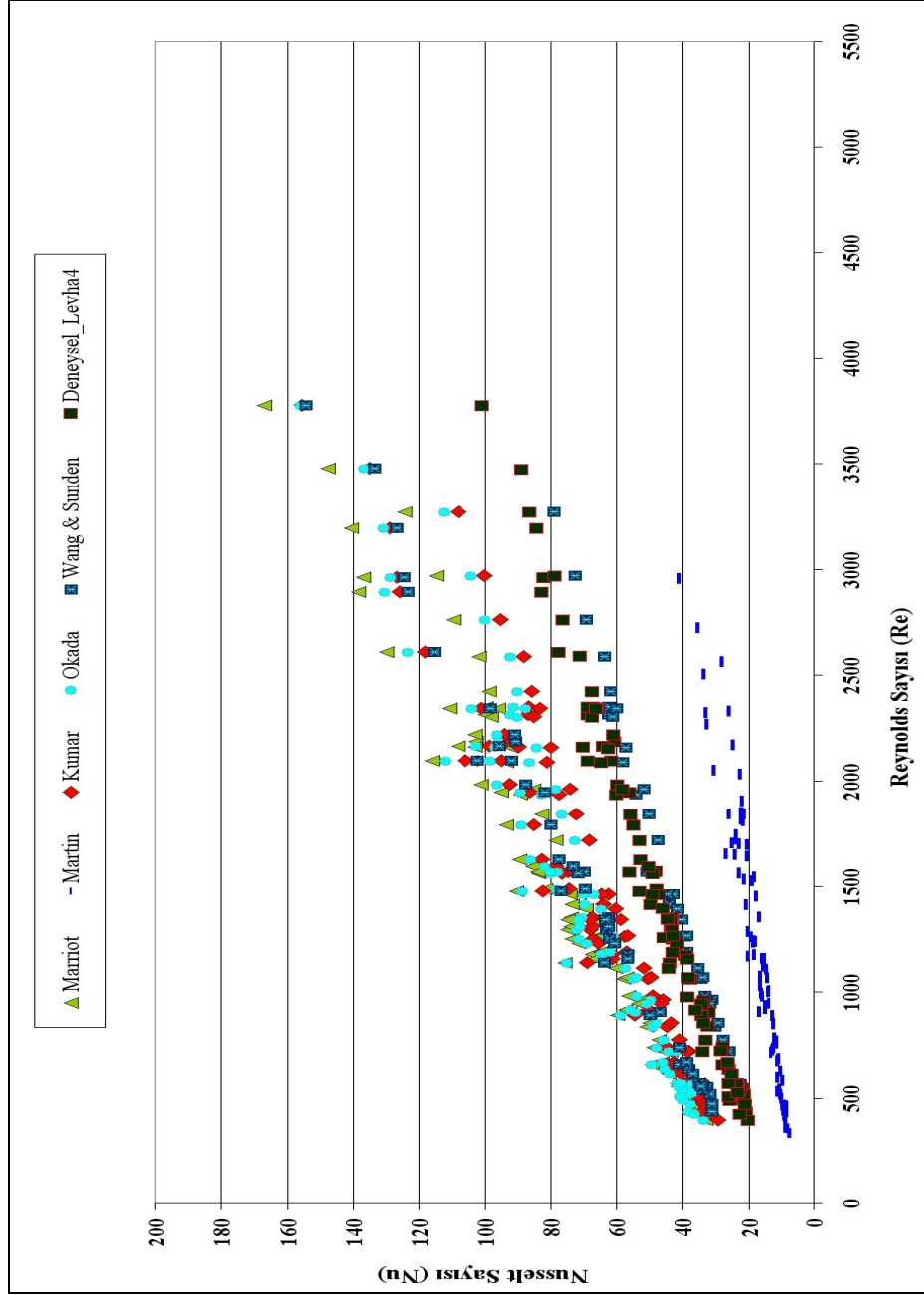
5.2.4. Levha 4 için Elde Edilen Korelasyonlar ile Literatürdeki Nu ve f Korelasyonlarının Karşılaştırılması

Çizelge 3.2'de verilen Levha 4 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlar ile elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



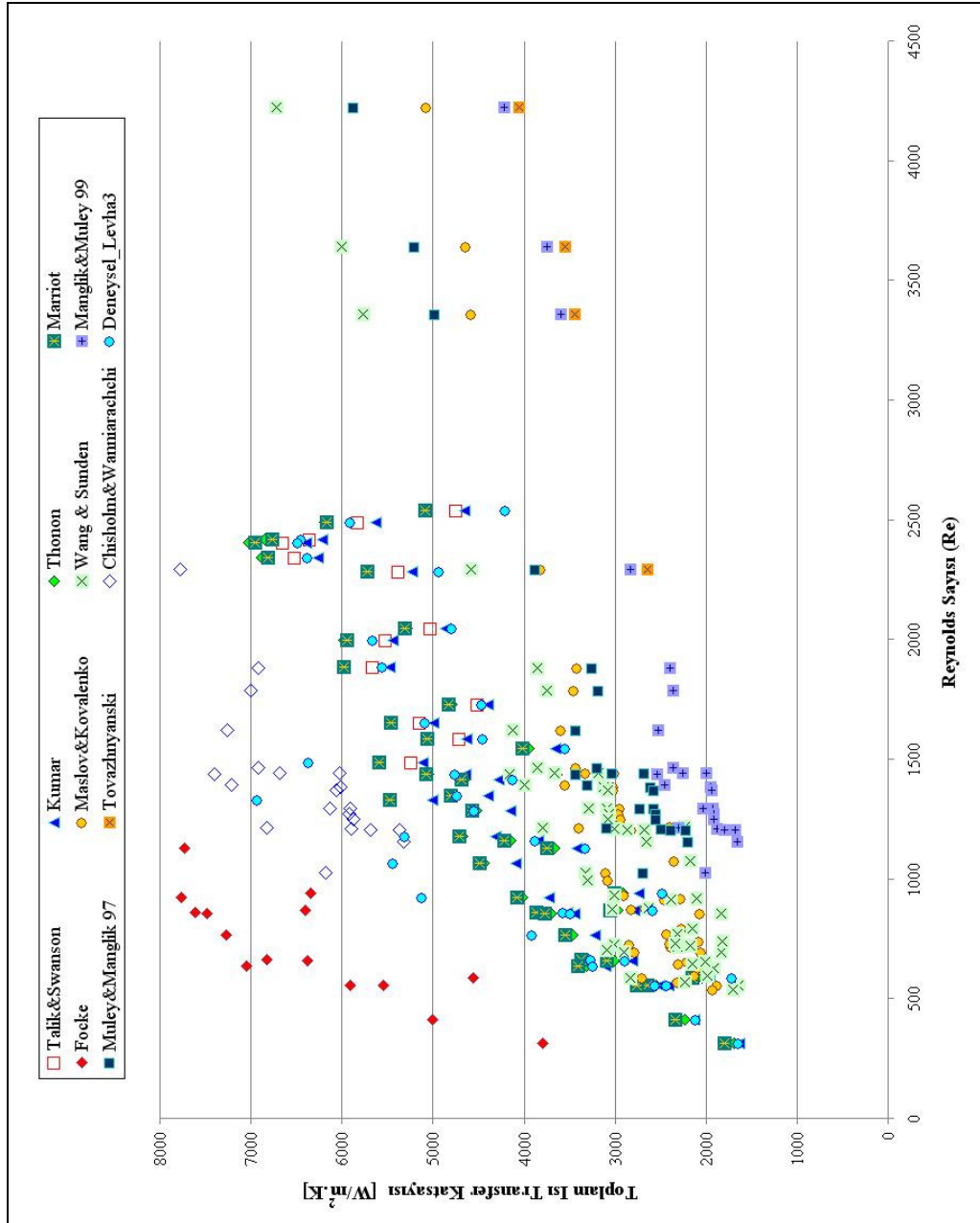
Şekil 5.16. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4'e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Sürtünme Katsayıları (f)

Levha 4 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonlarından elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişim grafiği Şekil 5.17’de verilmiştir.



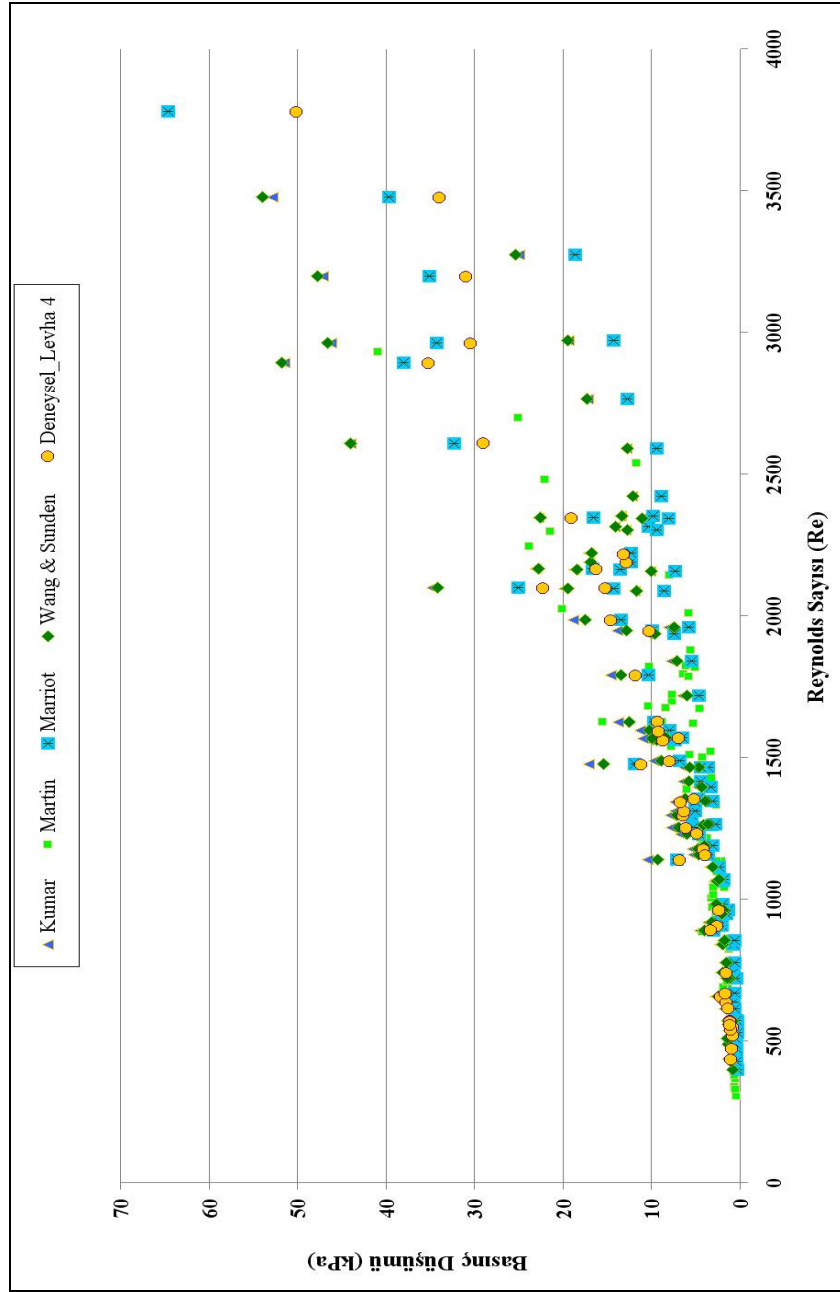
Şekil 5.17. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Reynolds Sayısına (Re) Karşılık Gelen Nusselt Sayıları (Nu)

Levha 4 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı ısı transfer korelasyonları ile elde edilen Nusselt sayıları kullanılarak hesaplanan toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.18’de sunulmuştur.



Şekil 5.18. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Nusselt Sayısı (Nu) Değerleri ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Levha 4 geometrisi kullanılarak, aynı çalışma şartları için farklı korelasyonlarından elde edilen sürtünme katsayıları kullanılarak hesaplanan toplam basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişim karakteristiği Şekil 5.19’da gösterilmiştir.



Şekil 5.19. Aynı Çalışma Şartlarında Levha 4’e ait olan ve Literatürdeki Farklı Korelasyonlarla Hesaplanmış Sürtünme Katsayısı (f) ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.16 ve Şekil 5.19 arasında Levha 4 için çalışma kapsamında yapılan deneyler sonucunda elde edilen ve literatürdeki benzer çalışmalar sonucunda geliştirilen korelasyonlar ve bu korelasyonlarla hesaplanan ısı transfer ve basınç düşümü parametrelerinin karşılaştırılması özetlenmiştir. İncelenen diğer levha tipleri ile kıyaslandığında Levha 4 ile karşılaştırılan literatür örnek korelasyonlarının sayısının az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni Çizelge 4.2’de verilen diğer levha tiplerinde kullanılabilir olan literatür örnek korelasyonlarının Levha 4 için uygulanamaz oluşudur. Bu uygunsuzluk, Levha 4 için geçerli olan Chevron açısı değerinin Çizelge 2.1’de özetlenen korelasyonlara ait uygulama şartlarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Uygulanabilir örnek 4 korelasyon ve Levha 4 için geliştirilen korelasyonlar incelendiğinde, diğer levha tiplerinde olduğu gibi korelasyon karakterleri arasında benzerlik görülmektedir.

Sonuçta genel olarak grafikler incelendiğinde Levha 4 için korelasyon geliştirilirken seçilen Denklem (2.3) ve Denklem (2.5)’in uygun olduğu söylenebilir.

5.3. Farklı Levhalar ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ve Tasarım Programı Sonuç Karşılaştırmaları

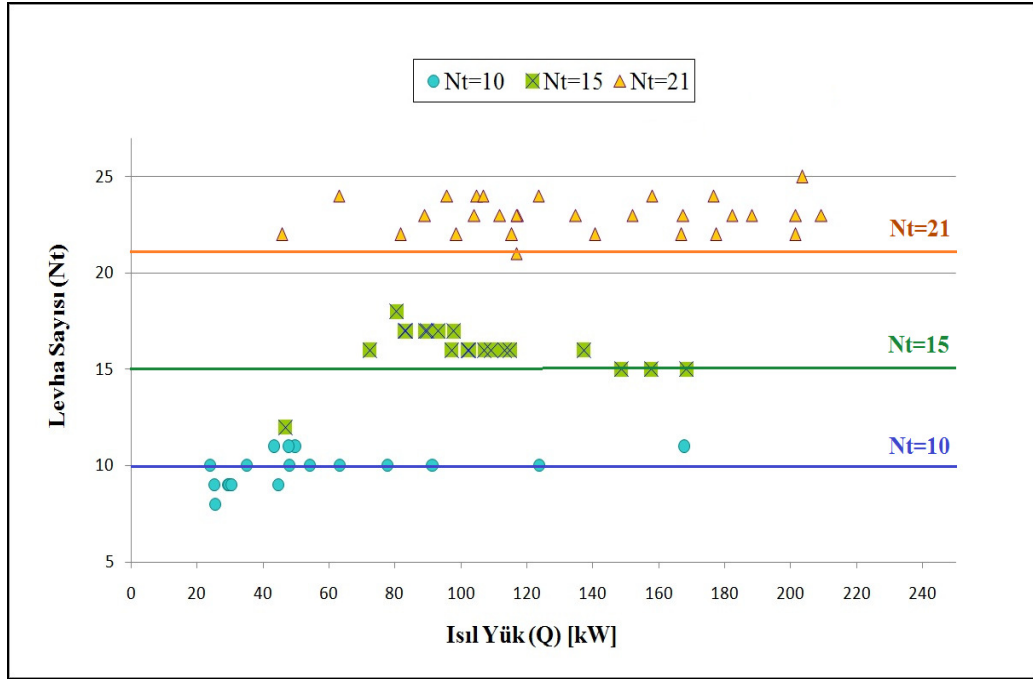
Yukarıda belirtildiği gibi, çalışmanın temel amacı, ulusal piyasada kullanılmak üzere deneysel verilerle uyumlu, gerçekçi sonuçlar veren kullanıcı dostu bir bilgisayar programı hazırlanmasıdır. Bu kapsamda, geliştirilmiş olan programın deney verileri ile uyumlu olduğu kontrol edilmiştir. Aksi takdirde, çalışma amacını karşılamamış sayılır.

Aşağıda farklı levha tipleri ile yapılan deneylerden toplanan veriler, bu veriler işlenerek elde edilen bazı değerler, geliştirilen korelasyonlar ve program hesaplamalarının karşılaştırıldığı grafikler sunulmuştur.

5.3.1. Levha 1 ile Yapılan Dene Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması

Farklı levha sayıları ile yapılan deneylerde toplanan veriler sonucu elde edilen Nu korelasyonu ile deneyde alınan akışkan sıcaklıkları ve debi değerleri ile geliştirilen tasarım programında ısı yüküne karşılık levha sayısı değerleri bulunmuştur.

Levha 1 ile yapılan deneylerde 10, 15 ve 21 olmak üzere 3 farklı levha sayısı kullanılmıştır. Buna karşılık program ile aynı çalışma şartlarında elde edilen levha sayıları Şekil 5.20’de sunulmuştur.

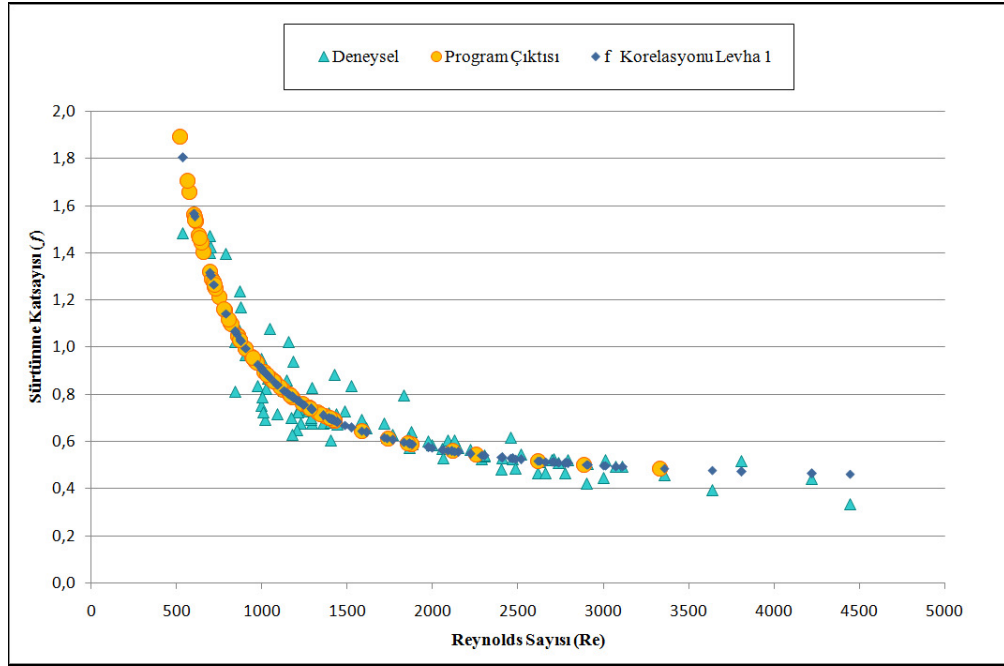


Şekil 5.20. Levha 1 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi

Şekil 5.20 incelendiğinde, çalışma kapsamında Levha 1 ile gerçekleştirilen deney koşulları ve Levha 1’e ait tasarım geometrilerinin, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak sağlandığı durumda elde edilen levha sayısı sonuçları görülmektedir. Burada basınç düşümleri bir kısıt olarak verilmemiştir. Özellikle Levha sayısının 10’a eşit olduğu durumlarda bilgisayar programı ile elde edilen levha sayıları deney düzeneği ile daha çok uyum göstermektedir. Grafiğe bakıldığında genel olarak

bilgisayar programı ile hesaplanan levha sayısı ihtiyacı deney düzeneğinde kullanılan levha sayısında fazla olduğu görülmektedir.

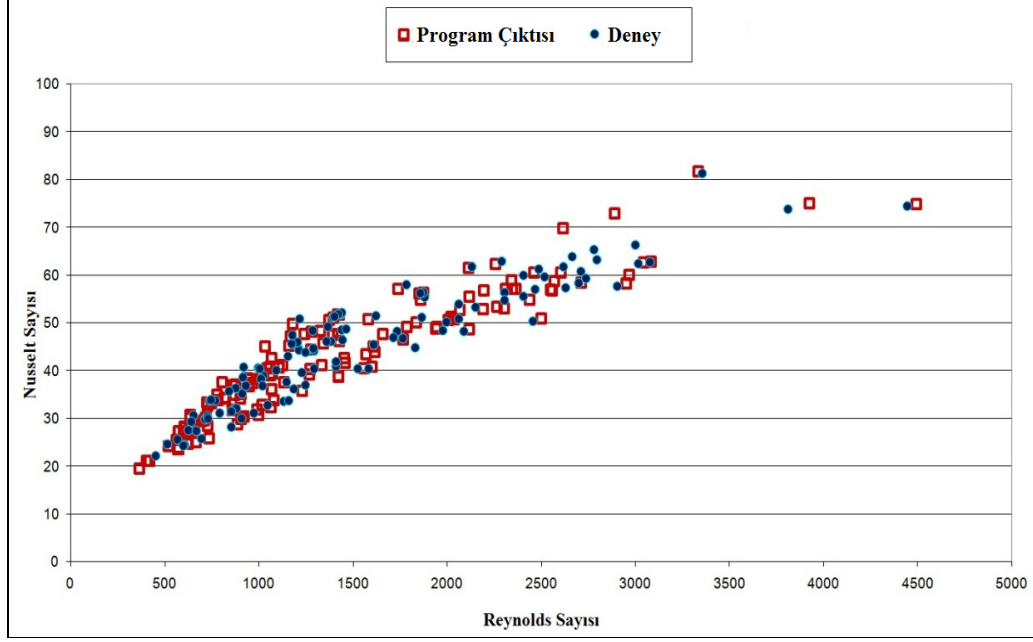
Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1’de anlatılan f korelasyonu, deneysel veriler ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.21’de verilmiştir.



Şekil 5.21. Levha 1 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısı (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.21’de, Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ve aynı deney koşulları ile Levha 1’e ait tasarım geometri değerleri, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumlarda bilgisayar programı tarafından hesaplanan sürtünme katsayıları görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1’de anlatılan Nu korelasyonu ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.22’de gösterilmiştir.



Şekil 5.22. Levha 1 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.22’de, Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 1’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda, bilgisayar programı tarafından hesaplanan Nusselt sayıları görülmektedir. Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

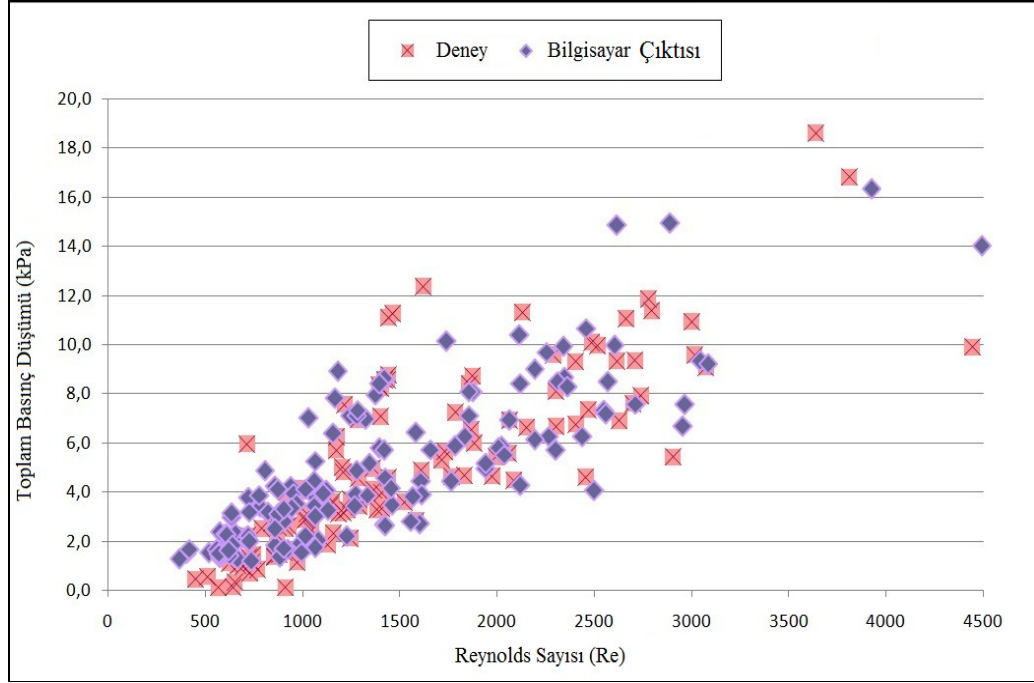
Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanlara ait sıcaklık ve debi değerlerinin, levha alanı ve levha sayılarının toplam ısı yüküne bölünmesinden elde edilen (Bakınız Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)) ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 1’e ait Nu korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam ısı transfer katsayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.23’de verilmiştir.



Şekil 5.23. Levha 1 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.23’de, Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 1’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları görülmektedir. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanların ısı değiştirgeci boyunca uğradıkları basınç düşümü verileri ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 1’e ait f korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi Şekil 5.24’de gösterilmiştir.

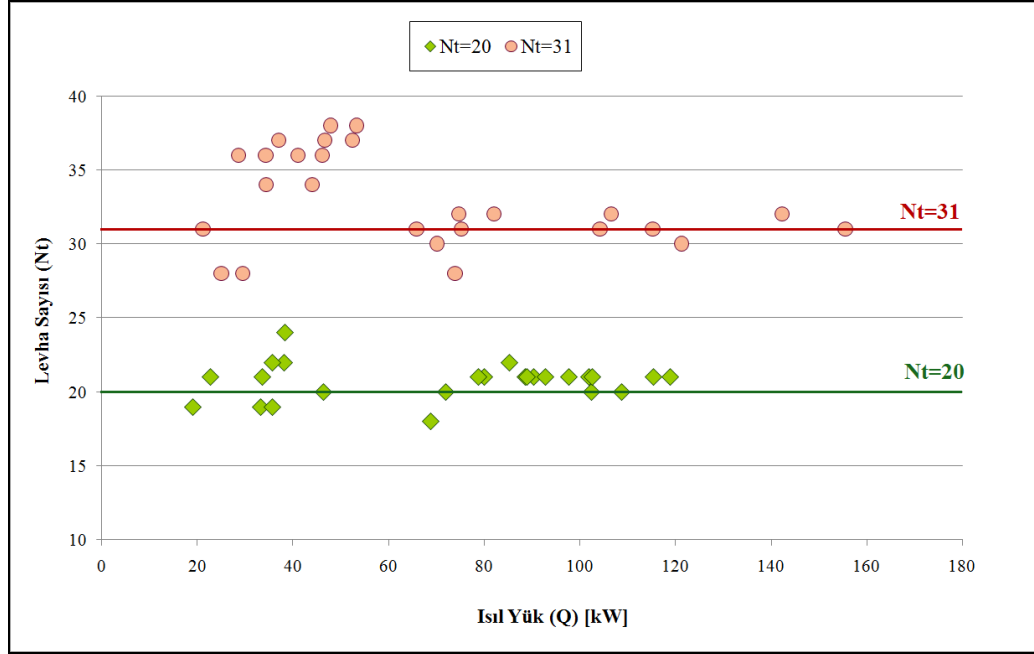


Şekil 5.24. Levha 1 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.24’de, Levha 1 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 1’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam basınç düşümleri görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

5.3.2. Levha 2 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması

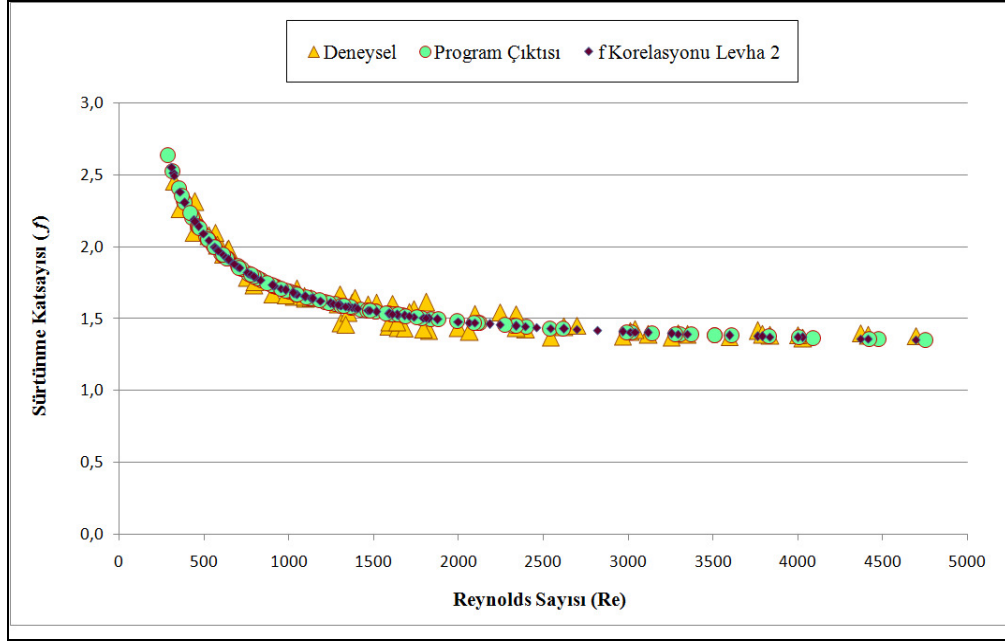
Levha 2 ile yapılan deneylerde 20 ve 31 olmak üzere 2 farklı levha sayısı kullanılmıştır. Buna karşılık program ile aynı çalışma şartlarında elde edilen levha sayıları Şekil 5.25’de sunulmuştur.



Şekil 5.25. Levha 2 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi

Şekil 5.25 incelendiğinde, çalışma kapsamında Levha 2 ile gerçekleştirilen deney koşulları ve Levha 2'ye ait tasarım geometrilerinin, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak sağlandığı durumda elde edilen levha sayısı sonuçları görülmektedir. Grafiğe bakıldığında özellikle ısı yükü düşük olduğu (30-50 kW) durumlarda yapılan deneylerde kullanılan ve bilgisayar programı hesaplamalarından elde edilen levha sayıları arasında uyumsuzluğun arttığı gözlenmektedir. Bu aralık için deneylerin tekrarlanarak korelasyonun tekrar çıkartılmasının bu uyumsuzluğu gidereceği değerlendirilmektir.

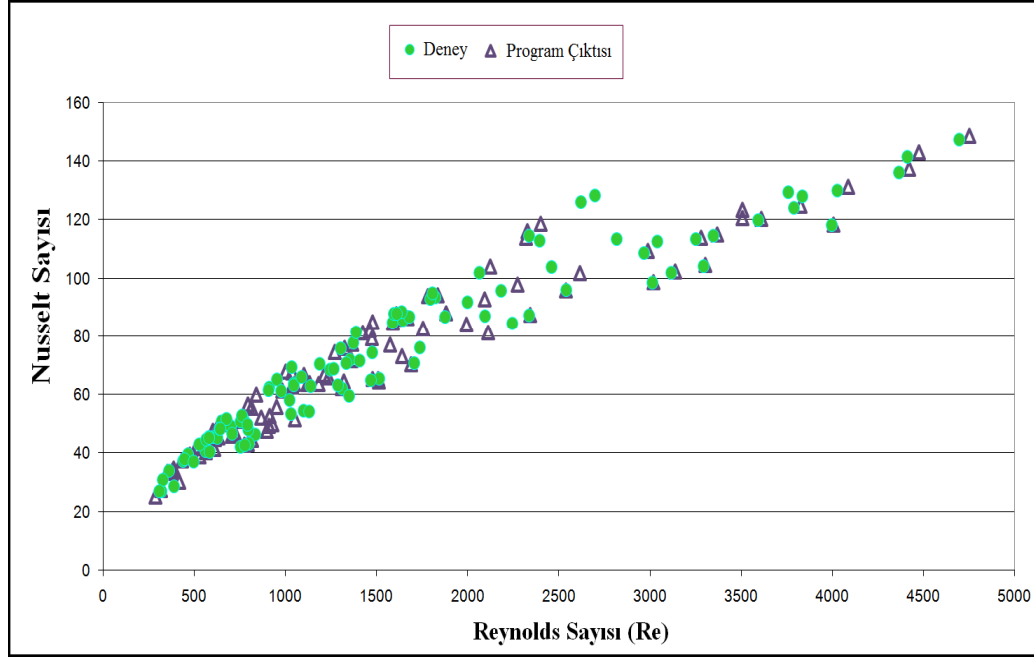
Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1'de anlatılan f korelasyonu, deneysel veriler ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.26'da verilmiştir.



Şekil 5.26. Levha 2 ile Yapılan Deneysel, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.26'da, Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ve aynı deney koşulları ile Levha 2'ye ait tasarım geometri değerleri, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumlarda bilgisayar programı tarafından hesaplanan Fanning sürtünme katsayıları görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamaların uyumlu olduğu değerlendirilmektedir.

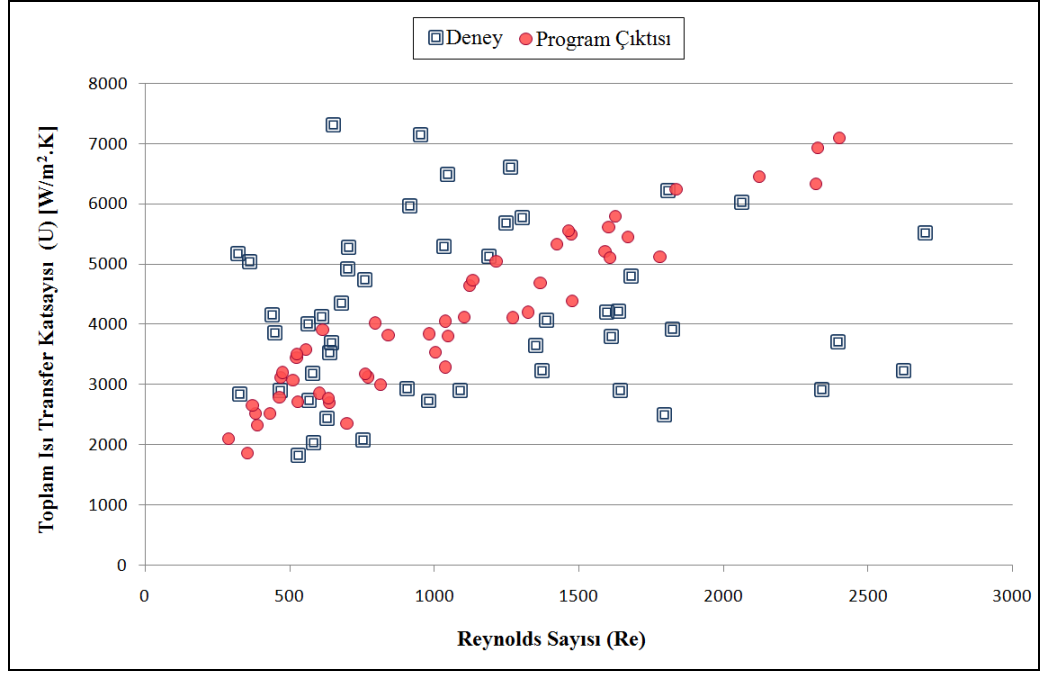
Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1'de anlatılan Nu korelasyonu ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.27'de gösterilmiştir.



Şekil 5.27. Levha 2 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.27’de, Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 2’ye ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda, bilgisayar programı tarafından hesaplanan Nusselt sayıları görülmektedir. Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

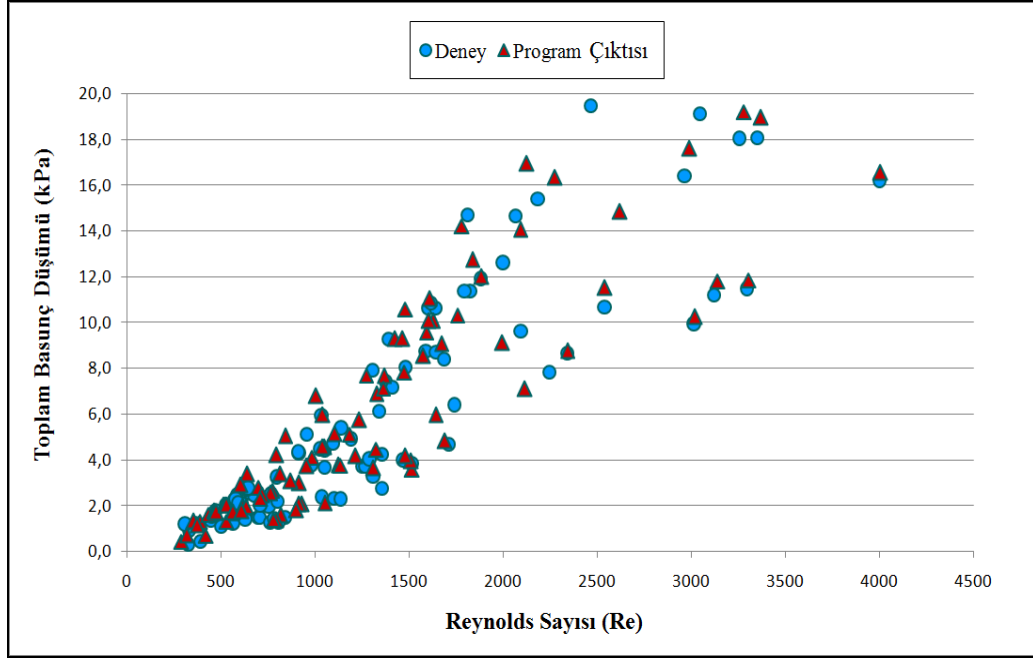
Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanlara ait sıcaklık ve debi değerlerinin, levha alanı ve levha sayılarının toplam ısı yüküne bölünmesinden elde edilen (Bakınız Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)) ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 2’ye ait Nu korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam ısı transfer katsayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.28’de verilmiştir.



Şekil 5.28. Levha 2 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.28’de Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 2’ye ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları görülmektedir. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanların ısı değiştirgeci boyunca uğradıkları basınç düşümü verileri ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 2’ye ait f korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi Şekil 5.29’da gösterilmiştir.

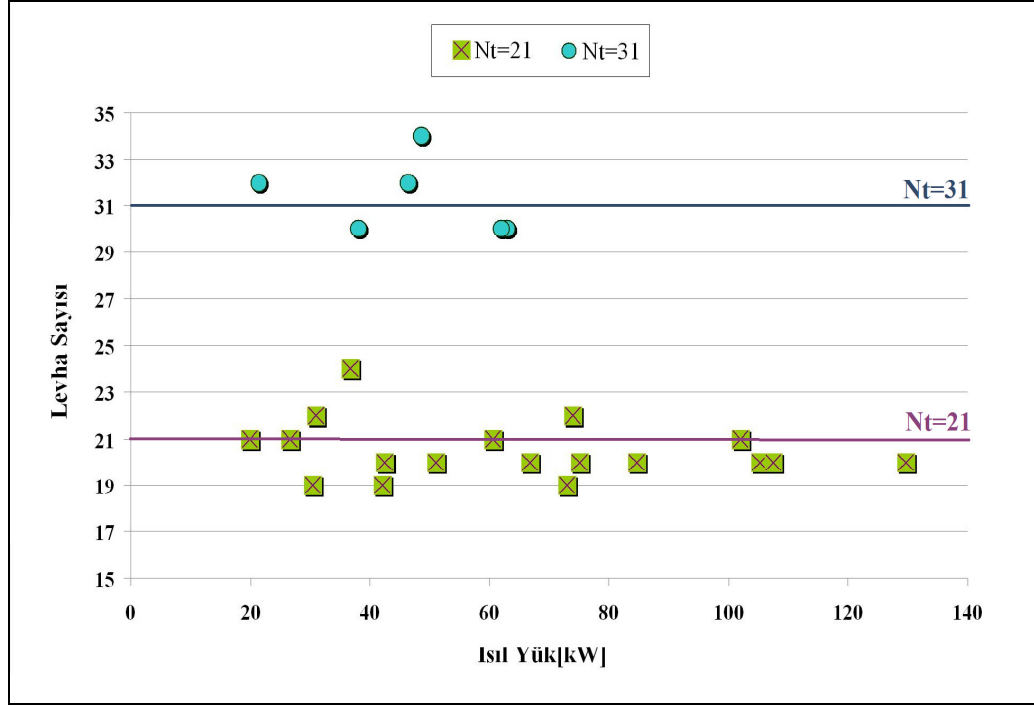


Şekil 5.29. Levha 2 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.29 incelendiğinde, Levha 2 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 2'ye ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam basınç düşümleri görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

5.3.3. Levha 3 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması

Levha 3 ile yapılan deneylerde 21 ve 31 olmak üzere 2 farklı levha sayısı kullanılmıştır. Buna karşılık program ile aynı çalışma şartlarında elde edilen levha sayıları Şekil 5.30'da sunulmuştur.

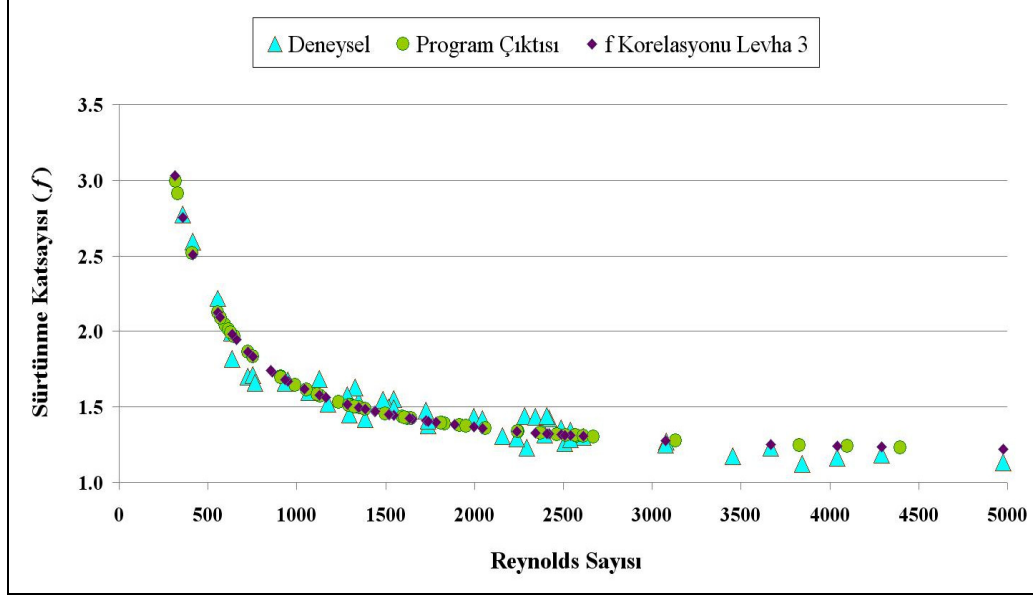


Şekil 5.30. Levha 3 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi

Şekil 5.30’da, çalışma kapsamında Levha 3 ile gerçekleştirilen deney koşulları ve Levha 3’e ait tasarım geometrilerinin, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak sağlandığı durumda elde edilen levha sayısı sonuçları gösterilmektedir. Grafiğe bakıldığında, özellikle 21 adet için belirli bir ısı yükü karşılamak üzere bilgisayar programı tarafından hesaplanan levha sayılarının, deney sırasında aynı ısı yükü karşılayan levha sayısından daha düşük çıktığı özellikle ısı yükün düşük olduğu görülmektedir.

Bu levha tipi için ısı yalıtımının daha iyi yapılarak deneylerin tekrarlanması değerlendirilebilir.

Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1’de anlatılan f korelasyonu, deneysel veriler ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.31’de verilmiştir.



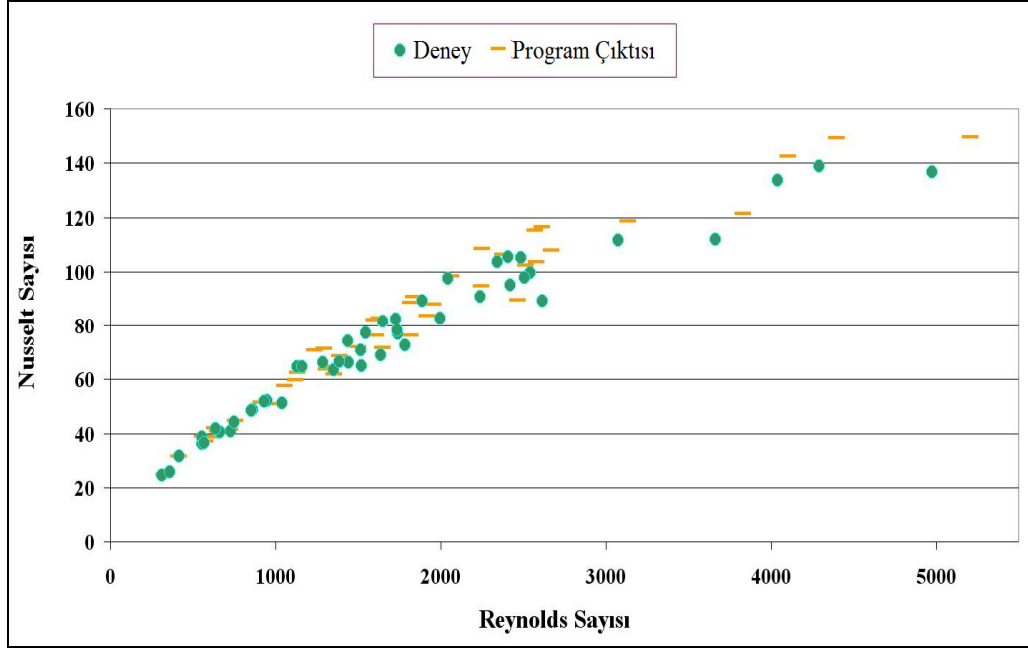
Şekil 5.31. Levha 3 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.31’de, Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ve aynı deney koşulları ile Levha 3’e ait tasarım geometri değerleri, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumlarda bilgisayar programı tarafından hesaplanan f sürtünme katsayıları görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır.

Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamaların uyumlu olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1’de anlatılan Nu korelasyonu ve aynı çalışma şartlarının programa

girilmesi sonucu elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.32’de gösterilmiştir.

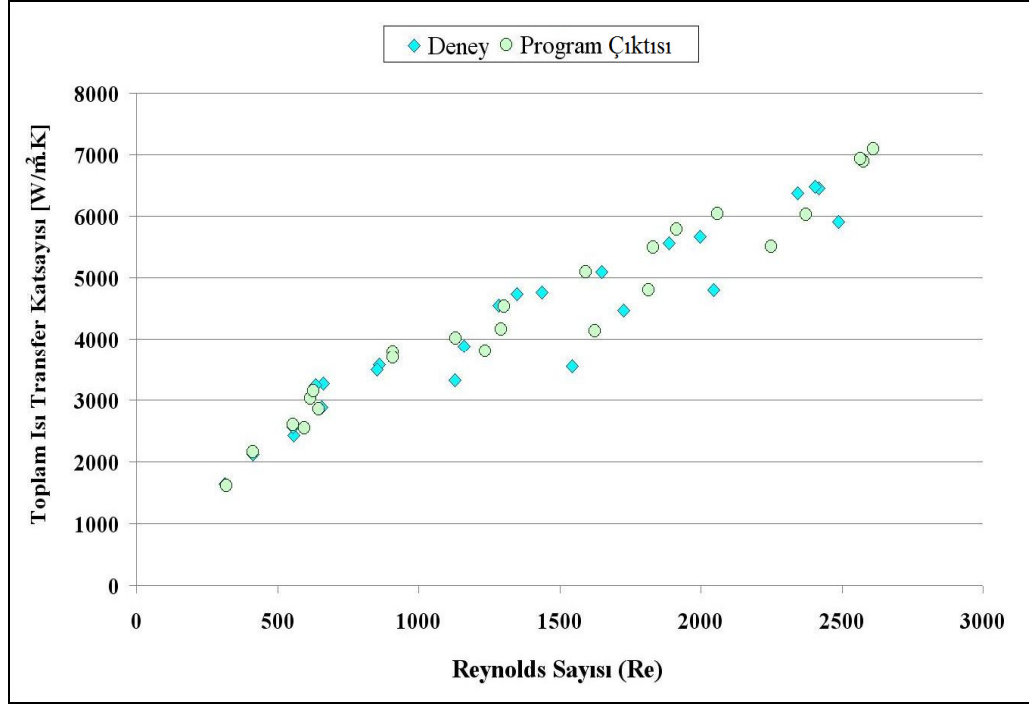


Şekil 5.32. Levha 3 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.32’de Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 3’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda, bilgisayar programı tarafından hesaplanan Nusselt sayıları görülmektedir.

Grafik incelendiğinde, Levha 3 ile yapılan deneyler sırasında alınan basınç düşümü verileri ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanlara ait sıcaklık ve debi değerlerinin, levha alanı ve levha sayılarının toplam ısı yüküne bölünmesinden elde edilen (Bakınız Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)) ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 3’e ait Nu korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam ısı transfer katsayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.33’de verilmiştir.

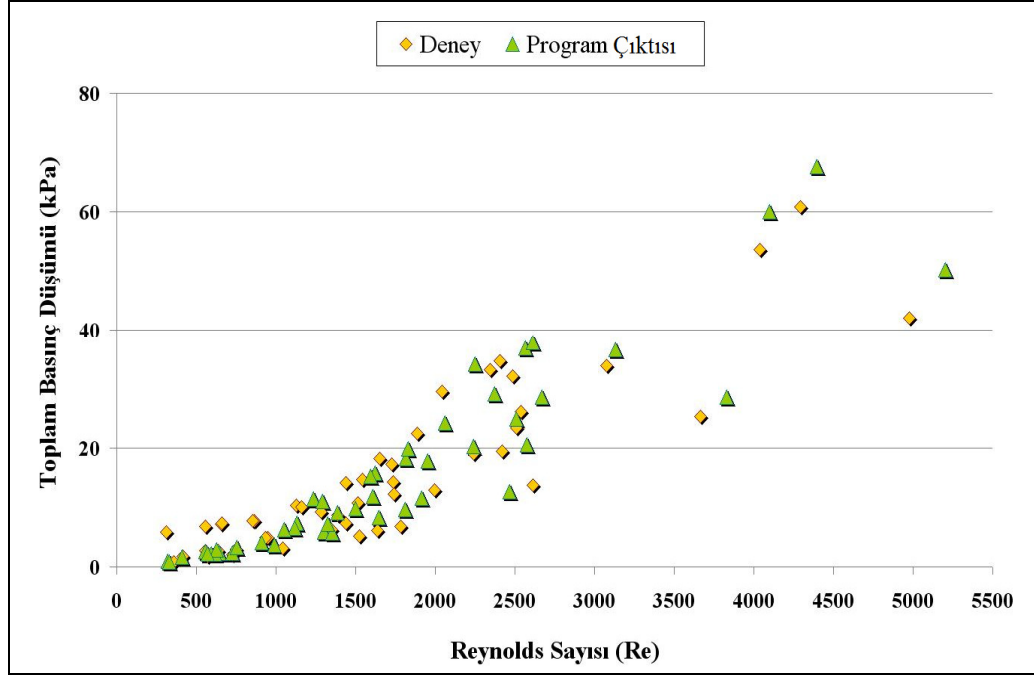


Şekil 5.33. Levha 3 ile Yapılan Deneyle ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.33’de Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 3’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları görülmektedir.

Grafik incelendiğinde, Levha 3 ile yapılan deneyler sırasında alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanların ısı değiştirgeci boyunca uğradıkları basınç düşümü verileri ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 3’e ait f korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi Şekil 5.34’de gösterilmiştir.

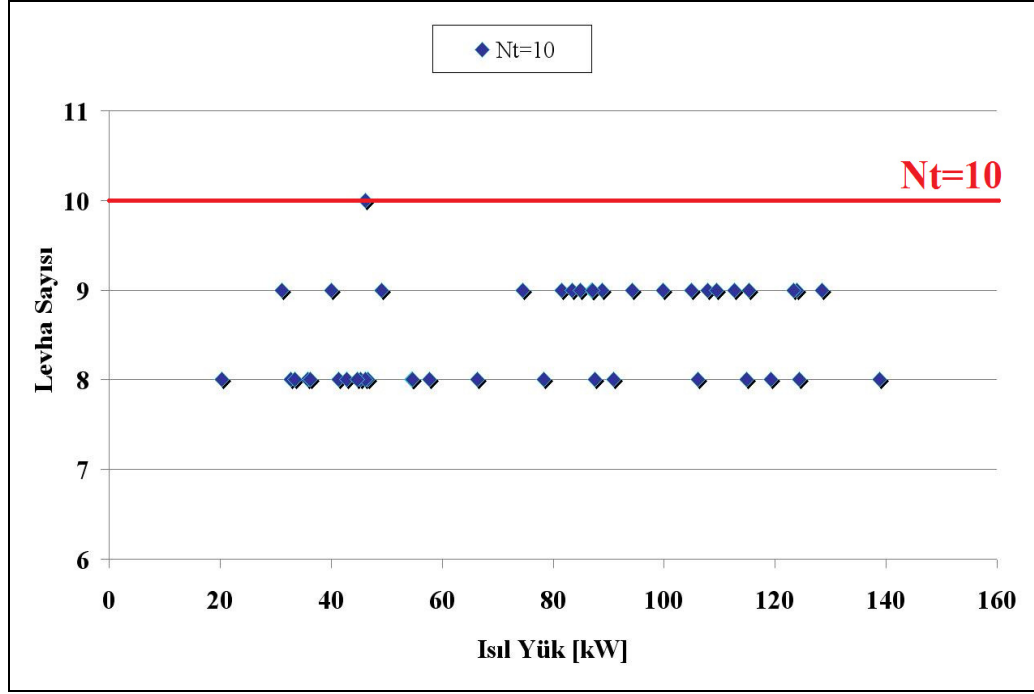


Şekil 5.34. Levha 3 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.34 incelendiğinde, Levha 3 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 3'e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam basınç düşümleri görülmektedir. Yapılan hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, Levha 3 için deney sırasında alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

5.3.4. Levha 4 ile Yapılan Deney Verileri, Geliştirilen Korelasyonlar ile Tasarım Programı Sonuçlarının Karşılaştırması

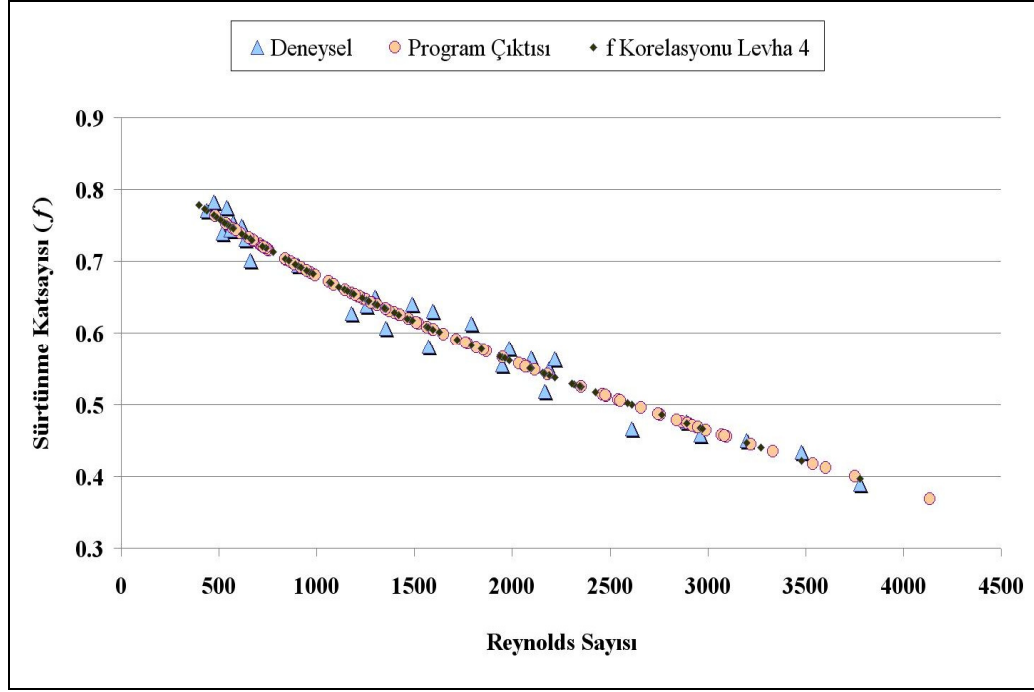
Levha 4 ile yapılan deneylerde 10 levha kullanılmıştır. Buna karşılık program ile aynı çalışma şartlarında elde edilen levha sayıları Şekil 5.35'de sunulmuştur.



Şekil 5.35. Levha 4 ile Yapılan Deneylerde Kullanılan Farklı Levha Sayılarına Karşılık Program ile Hesaplanan Levha Sayılarının Isıl Yük ile Değişimi

Şekil 5.35’de, çalışma kapsamında Levha 4 ile gerçekleştirilen deney şartları ve Levha 3’e ait tasarım geometrilerinin, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak sağlandığı durumda elde edilen levha sayısı sonuçları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde deney sırasında kullanılan levha sayısı ve aynı çalışma koşulları ve ısı yükü karşılamak için gerekli olan levha sayısı arasında uyumsuzluk olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak deney düzeneğindeki ısı yalıtımının yetersiz düzeyde olması değerlendirilmektedir.

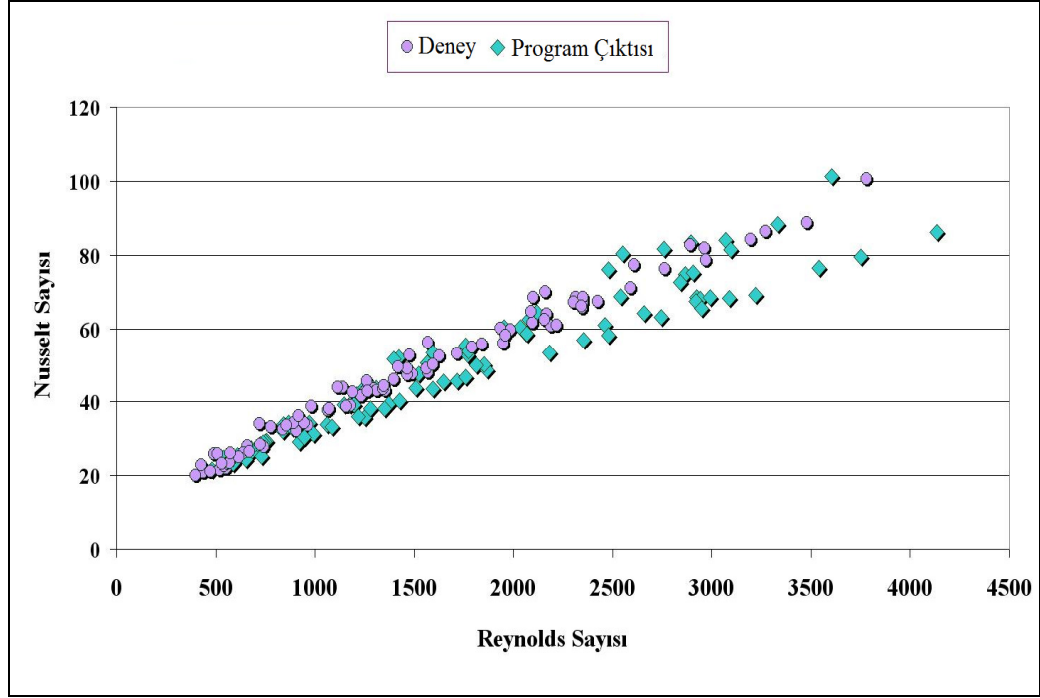
Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1’de anlatılan f korelasyonu, deneysel veriler ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.36’da verilmiştir.



Şekil 5.36. Levha 4 ile Yapılan Deneyler, Program Hesabı ve Geliştirilen Korelasyon ile Elde Edilen Sürtünme Katsayısının (f) katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.36'da, Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ve aynı deney koşulları ile Levha 4'e ait tasarım geometri değerleri, geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumlarda bilgisayar programı tarafından hesaplanan f katsayıları görülmektedir. Yapılan hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonuçları ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamaların uyumlu olduğu değerlendirilmektedir.

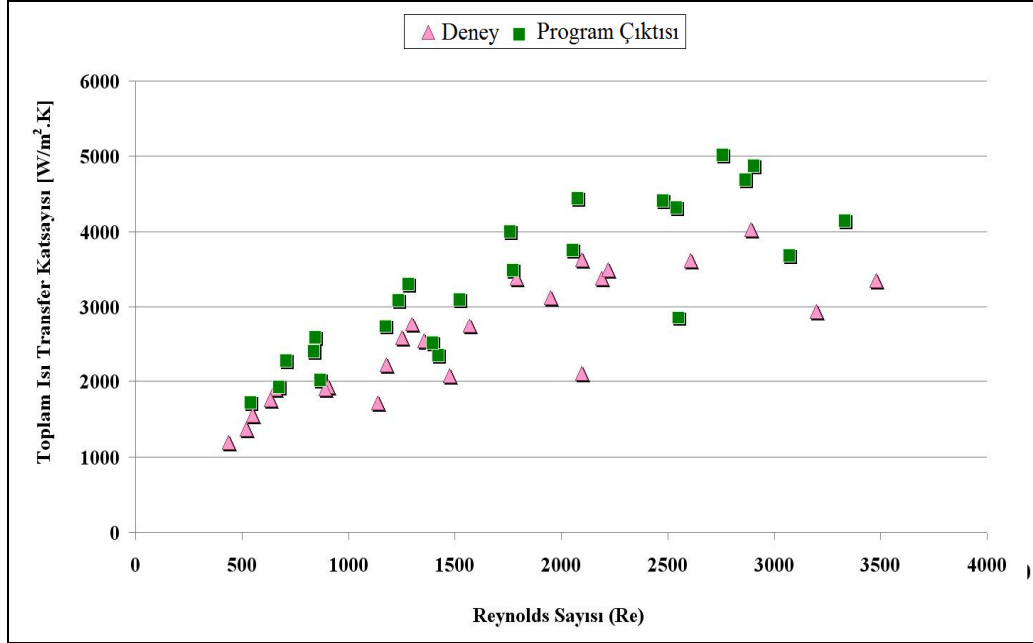
Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan verilerinin işlenmesi sonucu elde edilen ve Bölüm 3.5.1'de anlatılan Nu korelasyonu ve aynı çalışma şartlarının programa girilmesi sonucu elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.37'de gösterilmiştir.



Şekil 5.37. Levha 4 için Geliştirilen Korelasyon ve Program Hesabı ile Elde Edilen Nusselt Sayısının (Nu) Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.37’de Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 4’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda, bilgisayar programı tarafından hesaplanan Nusselt sayıları görülmektedir. Grafikte sunulan değerler arasındaki uyumsuzluk Şekil 5.35’de açıklanan deney düzeneğinde yalıtım yetersizliğinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Yalıtım geliştirilerek Levha 4 ile deneylerin tekrarlanmasının faydalı olacağı düşünülmektedir.

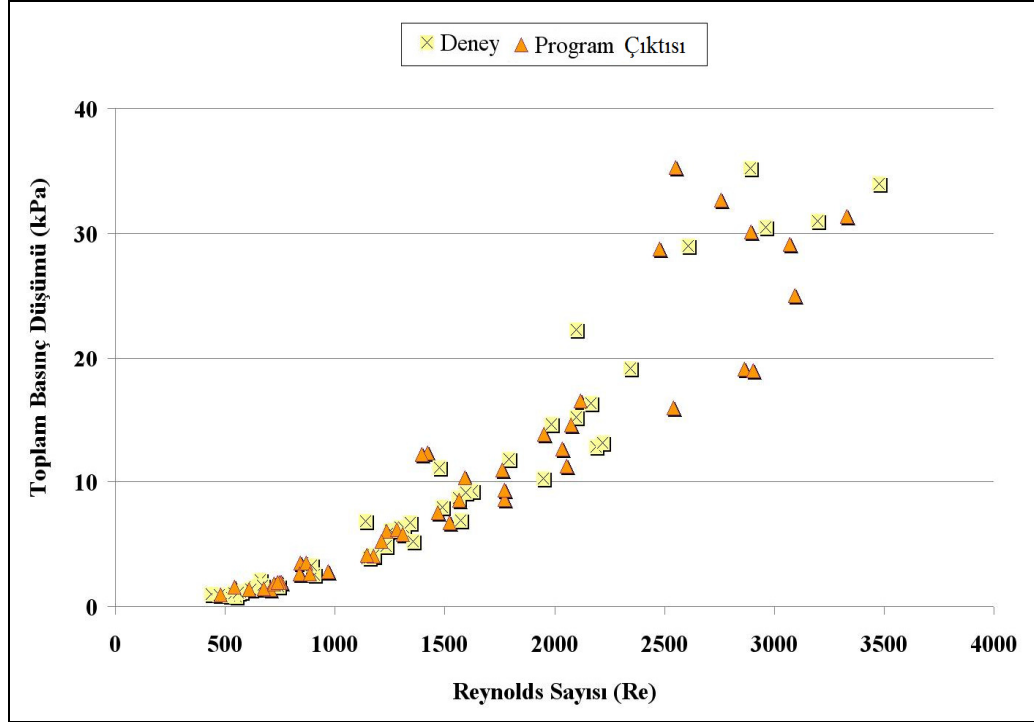
Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanlara ait sıcaklık ve debi değerlerinin, levha alanı ve levha sayılarının toplam ısı yüküne bölünmesinden elde edilen (Bakınız Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)) ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 4’e ait Nu korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam ısı transfer katsayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 5.38’de verilmiştir.



Şekil 5.38. Levha 4 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.38’de Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan sıcaklık ve debi verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 4’e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları verilmiştir. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyumsuzluk olduğu değerlendirilmektedir. Deney düzeneği ısı yalıtımının güçlendirilerek Levha 4 ile yapılan deneylerin tekrarlanması ile bu uyumsuzluğun giderileceği düşünülmektedir.

Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan akışkanların ısı değiştirgeci boyunca uğradıkları basınç düşümü verileri ve aynı çalışma şartlarının ve Levha 4’e ait f korelasyonunun programa girilmesi sonucu elde edilen toplam basınç düşümünün Re sayısı ile değişimi Şekil 5.39’da gösterilmiştir.



Şekil 5.39. Levha 4 ile Yapılan Deneyler ve Program Hesabı ile Elde Edilen Toplam Basınç Düşümü Değerlerinin Reynolds Sayısı (Re) ile Değişimi

Şekil 5.39 incelendiğinde, Levha 4 ile yapılan deneylerde toplanan basınç düşümü verileri ile aynı deney koşulları ve Levha 4'e ait tasarım geometri değerleri geliştirilen bilgisayar programına girdi olarak verildiği durumda bilgisayar programı tarafından hesaplanan toplam basınç düşümleri görülmektedir. Hesaplamalarda basınç düşümü bir üst limit değeri verilerek sınırlandırılmamıştır. Grafik incelendiğinde, deney sonucunda alınan veriler kullanılarak hesaplanan değerler ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalar arasında uyum olduğu değerlendirilmektedir.

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

Çalışmanın temel amacı doğrultusunda; farklı çalışma koşullarını ve kısıtlamaları karşılayacak, proje kapsamında incelenen farklı levha tiplerini kullanarak CLTID'nin ısı ve hidrolik tasarımını yapan ve uygun tasarım seçeneklerini kullanıcı seçimine sunan, kullanıcı dostu, kullanım dili Türkçe olan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır.

Yapılan kapsamlı literatür taramasında LTID'ne ait Nu ve f korelasyon yayınlarının kısıtlı olduğu görülmüştür. Literatürdeki çalışmaların birçoğunda levha tasarım geometrik özellikleri ve çalışmanın kapsadığı çalışma aralığı verilmediği gözlemlenmiştir. Literatürdeki bu kısıtlılığın sebebinin LTID alanının sürekli gelişen ve rekabet içeren bir alan olması olarak değerlendirilmiştir. Buna rağmen, literatürden edinilen bilgiler Nu ve f hesabı için referans noktasını oluşturmuştur. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Makine Laboratuvarı'na kurulan deney düzeneği, literatürdeki benzer çalışmalara ait deney düzenekleri örnek alınarak oluşturulmuştur.

Proje kapsamında, farklı levha tipleri ile birleştirilmiş CLTID'lerinin ısı ve hidrolik performansı incelenmiştir. Farklı tasarım geometrilerine sahip levhalar kullanılarak hazırlanan deney düzeneklerinden alınan sıcaklık, debi ve basınç düşümü verileri analiz edilmiştir. Her levha için ayrı olmak üzere, levhaların sırasıyla ısı ve hidrolik performansını temsil eden Nu ve f korelasyonları elde edilmiştir. Aynı levha tipi ile yapılan deneyler değişik levha sayıları için tekrarlanmıştır. Böylece geliştirilen Nu ve f korelasyonlarının levha sayısından bağımsız olduğu doğrulanmıştır.

Hazırlanan ek bir bilgisayar programı sayesinde, geliştirilen korelasyonlar, benzer çalışma düzenekleri ile benzer çalışma şartlarında yapılan literatürdeki çeşitli araştırmalar sonucu verilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, proje kapsamında analiz edilen levha tipleri için geliştirilen korelasyon eğrilerinin literatürdekilerle benzer karakteristiğe sahip olduğu görülmektedir. Aynı çalışma koşulunda çeşitli korelasyonlar ile hesaplanan değerlerdeki farklılıkların en temel nedeni araştırmacıların her çalışma sonucunda

kendi deneylerinde kullandıkları levhaya özel ve araştırma kapsamında incelenen çalışma şartlarında geçerli olan Nu ve f korelasyonlarını elde etmeleridir. Ayrıca Çizelge 2.1’de verilen korelasyonlar incelendiğinde, Nu ve f korelasyonlarının farklı değişkenlere bağlı olarak çıkartıldığı görülmektedir. Örneğin, bazı araştırmalarda akışkanın viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmışken, diğer çalışmalarda bu değişim ihmal edilmiştir. Isı değiştirgeci içerisinde akışkanın sıcaklıkla viskozitesinin değişimi dikkate alınmıştır.

Hazırlanan tasarım programına, proje kapsamında farklı levhalar için geliştirilen korelasyonlar eklenmiştir. Kullanıcı tarafından belirlenen CLTID çalışma koşulları ve kısıtlamaları doğrultusunda, ilgili korelasyonlar kullanılarak ısı ve hidrolik tasarımı yapılan farklı levha tipleri için elde edilen sonuçlar kullanıcı seçimine tablo halinde sunulur.

Geliştirilen programa deney verileri girdi olarak verilmiştir ve elde edilen sonuçlar deney verileri ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların uyumlu olduğu değerlendirilmiştir. Böylece tasarım programının doğrulanması yapılmıştır.

6.2. Tavsiyeler ve Gelecekte Planlanan İşler

Çalışma kapsamında farklı levhalar ile çok sayıda deney yapılmış olunmasına rağmen çalışmanın bir sonraki noktaya taşınabilmesi için birkaç tavsiye yapılmıştır.

- Deney düzeneğinde hem sıcak akışkan tarafı hem de soğuk akışkan tarafı için ısı yalıtımının güçlendirilmesi ve bazı levha tipleri için deneylerin tekrar edilerek, geliştirilen korelasyonların bu doğrultuda güncellenmesi bilgisayar programı tarafından yapılan hesaplamaların pratik ile daha uyumlu olacağı değerlendirilmektedir.
- Programın yüksek Reynolds sayılarında da geçerli sonuç verebilmesi için özellikle $Re > 5000$ değerleri deneyler yapılmalıdır.
- Farklı levha sayıları ile deneyler tekrarlanmalıdır. Böylece levha tipi için levha sayısından bağımsız sonuçlar alınabilir.

- Yapılan ek deneyler analiz edilerek, proje kapsamında geliştirilmiş olan Nu ve f korelasyonları güncellenebilir.
- Farklı geometrilere sahip Chevron tipi levhalar ile akışkan cinsleri için deneyler yapılabilir. Bu analizler geliştirilen programa eklenir bu sayede program daha fazla çalışma koşulu ve kısıtlamalara cevap verebilir hale gelir.
- Isı değiştirgeci içerisindeki zamana bağlı olarak oluşan kirlenme faktörü çeşitli akışkanlar ve çalışma koşulları için incelenebilir.
- İleriki dönemlerde yapılması planlanan projeler kapsamında, ısı transferi ve basınç dūřümü optimize edilerek geliştirilecek olan yeni levha tasarımları ile deneyler tekrarlanabilir. Dięer bir seçenek ise levha geometrilerinin HAD kullanılarak optimize edilmesi olabilir. Hazırlanan CLTID tasarım programına levhalara ait ilgili korelasyonların ve geometrik değerlerin girilmesi ile tamamen yerli bir CLTID paketi hazırlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Kakaç, S., ve Hongtan, L., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, *CRC Press*, ABD ,2002.
- [2] Shah, R.K., ve Dusan, P.S., Fundamentals of Heat Exchanger Design, *John Wiley and Sons*, New York, 2003.
- [3] Wang, L., Sundén, B., ve Manglik, R.M., Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, *WIT Press*, Boston, 2007.
- [4] Muley, A., 1997, Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers, *Doktora Tezi, University of Cincinnati*, Department of Mechanical, Industrial, and Nuclear Engineering of the College of Engineering, Ohio, Amerika Birleşik Devletleri.
- [5] Aktürk, F., 2011, Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel Performans Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, T.O.B.B. Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi*, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- [6] García-Cascales, J.R., Vera-García, F., ve Corberán-Salvador, J.M., Assessment of Boiling and Condensation Heat Transfer Correlations in the Modelling of Plate Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, (30) 1029-1041, 2007.
- [7] “Alfa Laval - World Leader in Heat Transfer, Centrifugal Separation and Fluid Handling”, erişim adresi: <http://www.alfalaval.com>, erişim tarihi: 20 Eylül 2009.
- [8] Wang, L., ve Sundén B., Optimal Design of Plate Heat Exchangers with and without Pressure Drop Specifications, *Applied Thermal Engineering*, 23, 295-311, 2003.
- [9] “Tranter, Inc. Heat Transfer People, Plate & Frame Heat Exchanger Catalogue”, erişim adresi: <http://tranter.com/europe/products/gasketed/phe-folder-eng-0912>, erişim tarihi: 12 Ekim 2009.
- [10] Aktürk, F., Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N., ve Kakaç, S., Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed-Plate Heat Exchanger, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'2011) Elazığ, Türkiye, Mayıs 2011.
- [11] Aktürk, F., Sezer-Uzol, N., Aradağ, S., Kakaç, S., ve Atamtürk, U., Levhalı Isı Değiştirgeçlerinde Levhaya Bağımlı Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi ve

Modellenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, Nisan 2011.

- [12] Zahid, H. A., Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators, *Heat Transfer Engineering*, 24 (5), 3-16, 2003.
- [13] Fernandes, C.S., Dias, R.P., Nóbrega, J.M., ve Maia, J.M., Laminar Flow in Chevron-Type Plate Heat Exchangers: CFD Analysis of Tortuosity, Shape Factor and Friction Factor, *Chemical Engineering and Processing*, 46, 825-833, 2007.
- [14] Lyytikäinen, M., Hämäläinen, T., ve Hämäläinen, J., A Fast Modelling Tool for Plate Heat Exchangers Based on Depth-Averaged Equations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (5-6), 1132-1137, 2009.
- [15] Afonso, I.M., Simplified Numerical Simulation to Obtain Heat Transfer Correlations for Stirred Yoghurt in a Plate Heat Exchanger, *Food and Bioproducts Processing*, 86, 296-303.
- [16] Prabhakara, B.R., Sunden, B., ve Das, S.K., An Experimental Investigation of the Port Flow Maldistribution in Small and Large Plate Package Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1919-1926, 2006.
- [17] Cerezo, J., Bourouis, M., Valles, M., Coronas, A., ve Best, R., Experimental Study of an Ammonia-Water Bubble Absorber Using a Plate Heat Exchanger for Absorption Refrigeration Machines, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1005-1011, 2009.
- [18] Durmuş, A., Benli, H., Kurtbaş, İ., ve Gül, H., Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers Having Different Surface Profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1451-1457, 2009.
- [19] “PolyFlow, ANSYS POLYFLOW CFD Software for Polymer Processing & Glass Formin”, erişim adresi: <http://www.polyflowinc.com>, erişim tarihi: 10 Haziran 2009.
- [20] Galeazzo, F.C.C., Miura, R.Y., Gut, J.A.W., ve Tadini, C.C., Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Science*, 61, 7133-7138, 2006.
- [21] Gut, J.A.W., Fernandes, R., Pinto, J.M., ve Tadini, C.C., Thermal Model Validation of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations. *Engineering Science*, 59, 4591-4600, 2004.

- [22] Islamoglu, Y. ve Parmaksizoglu, C., The Effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Heat Exchanger Channel, *Applied Thermal Engineering*, 23, 979-987, 2003.
- [23] Kho, T. ve Müller-Steinhagen, H., An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers, *TransIChemE*, Vol 77, Part A, 1999.
- [24] Miura, R.Y., Galeazzo, F.C.C., Tadini, C.C., ve Gut, J.A.W., The Effect of Flow Arrangement on the Pressure Drop of Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering Science*, 63, 5386-5393, 2008.
- [25] Muley, A., ve Manglik, R.M., Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer*, 121, 110-117, 1999.
- [26] Rao, B.P., Sundén, B. ve Das, S.K., An Experimental and Theoretical Investigation of the Effect of Flow Maldistribution on the Thermal Performance of Plate Heat Exchangers, *Journal of Heat Transfer*, 127, 332-343, 2005.
- [27] Thonon, B., ve Mercier, P., Plate Heat Exchangers: Ten Years of Research at GRETh. Part 2. Sizing and Flow Maldistribution, *Revue Generale de Thermique*, 35 (416), 561-568, 1996.
- [28] Tsai, Y.C., Liu, F.B., ve Shen, P.T., Investigations of the Pressure Drop and Flow Distribution in a Chevron-Type Plate Heat Exchanger, *International Communications on Heat and Mass Transfer*, 36, 574-578, 2009.
- [29] “ANSYS, Fluent Flow Modeling Simulation Software”, erişim adresi: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+FLUENT>, erişim tarihi: 20 Ekim 2009.
- [30] Warnakulasuriya, F.S.K., ve Worek, W.M., Heat Transfer and Pressure Drop Properties of High Viscous Solutions in Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 52-67, 2008.
- [31] Shah, R.K., ve London, A.L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts Academic Press*, New York, 1978.
- [32] Kays, W.M., ve Perkins, H.C., in Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Ganic E.N (Eds.), *Hand Book of Heat Transfer Fundamentals*, McGraw Hill, New York, 1985.

- [33] Marriott, J., Where and How to Use Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, 78 (12), 127-135, 1971.
- [34] Buonopane, R.A., Troupe, R.A. ve Morgan, J.C., Heat Transfer Design Methods for Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, 56 (1), 57-61, 1963.
- [35] Cooper, A., Recover More Heat with Plate Heat Exchangers, *Chem Eng.*, 285 280–285, 1974.
- [36] Raju, K.S.N., ve Bansal, J.C., Design of Plate Heat Exchangers, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, *Hemisphere*, Washington, D.C., 913-932, 1983.
- [37] Raju, K.S.N., ve Bansal, J.C., Plate Heat Exchangers and Their Performance in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, *Hemisphere*, Washington, D.C., 899-912, 1983.
- [38] Edwards, M.F., Heat Transfer in Plate Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, *Hemisphere*, Washington, D.C., 933-947, 1983.
- [39] Focke, J.Z., ve Olivier, I., The effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, *Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (8), 1669–1679, 1985.
- [40] Jackson, B.W., ve Troupe, R. A., Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Progress*, 60 (7), 65–67, 1964.
- [41] Emerson, W.H., The Thermal and Hydrodynamic Performance of a Plate Heat Exchanger: II, A. DeLaval Exchanger National Engineering Laboratories, 285, 1967.
- [42] Kovalenko, L.M., ve Maslov, A. M., Soviet Plate Heat Exchangers, *Konservnaya I Ovoshchesushil Naya Promyshlennost*, 7, 15–17, 1970.
- [43] Maslov, A., ve Kovalenko, L., Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers, *Molochnaya Promyshlennost*, 10, 20–22, 1972.
- [44] Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., ve Ohtani, S., Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger, *Heat Transfer Japanese Research*, 1(1), 90–95, 1972.
- [45] Chagal-Vaie, A. A., 1975, The Performance of Plate Heat Exchanger, *Doktora Tezi, University of Bradford*, Bradford, UK.

- [46] Rosenblad, G., ve Kullendroff, A., Estimating Heat Transfer from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces, *Warme-und Stoffubertragung*, 8 (3), 187–191, 1975.
- [47] Amooie-Foomeny, M. M., 1977, Flow Distribution in Plate Heat Exchangers, *Doktora Tezi, University of Bradford*, Bradford, UK.
- [48] Marriott, J., Performance of an Alfaflex Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress*, 73 (2), 73–78, 1977.
- [49] Tovazhnyanski, L.L., Kapustenko, P.A., ve Tsibulnik, V.A., Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Channels of Plate Heat Exchangers, *Energetika*, 9, 123-125, 1980.
- [50] Bond, M. P., Plate Heat Exchangers for Effective Heat Transfer, *The Chemical Engineering*, 367, 162-167, 1981.
- [51] Kumar, H., The Plate Heat Exchanger: Construction and Design, 1st UK National Conference on Heat Transfer Inst. Chem. Symposium Series, 86, 1275-1286, United Kingdom, 1984.
- [52] Shah, R. K., ve Focke, W.W., Plate Heat Exchangers and Their Design Theory in Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere, Washington, D.C. 4149-4176, 1985.
- [53] Leuliet, J.C., Mangonnat, J.F., ve Laiande, M., Flow and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers Treating Viscous Newtonian and Pseudoplastic Products, 1. Modeling the Variations of the Hydraulic Diameter, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 68 (2), 220–229, 1990.
- [54] Rene, F., Leuliet, J.C. ve Lanlande, M., Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Food Fluids in Plate Heat Exchangers: Experimental and Numerical Approaches, *Food and Bioproducts Processing: Transaction of the IChE, Part C*, 69 (3), 115-126, 1991.
- [55] Chisholm, D., ve Wanniarachchi, A.S., Maldistribution in Single-pass Mixed-channel Plate Heat Exchangers, *ASME HTD Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries*, 201, 95-99, 1992.
- [56] Heavner, R.L., Kumar, H., ve Wanniarachchi, A.S., Performance of an Industrial Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle, *AIChE Symposium Series*, 89 (295), 262–267, New York, 1993.
- [57] Roetzel, W., Das, S.K., ve Luo, X., Measurement of the Heat Transfer Coefficient in Plate Heat Exchangers Using a Temperature Oscillation

- Technique, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37 (1) 325–331, 1994.
- [58] Bogaert, R. ve Bölcs, A., Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range, Experimental Heat Transfer, (8), 293-311, 1995.
- [59] Talik, A.C., ve Swanson, L.W., Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using a Propylene-Glycol/Water Mixture as the Working Fluid Proc, 30th National Heat Transfer Conference, 12 (83), New York, 1995.
- [60] Wanniarachchi, A.S., Ratnam, U., Tilton, B.E. ve Dutta-Roy, K., Approximate Correlations for Chevron-Type Plate Heat Exchangers, 30th National Heat Transfer Conference, 12 (314), 145–151, New York, 1995.
- [61] Martin, H., A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-Type Plate Heat Exchangers, Chemical Engineering Process, 35, 301-310, 1996.
- [62] Muley, A., ve Manglik, R.M., Enhanced Heat Transfer Characteristics of Single Phase Flows in a Plate Heat Exchanger with Mixed Chevron Plates, Journal of Enhanced Heat Transfer, 4 (3), 187-201, 1997.
- [63] Kim, Y.S., 1999, An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger, *Yüksek Lisans Tezi, Yonsei University, Seul, Güney Kore.*
- [64] Muley, A., ve Manglik, R.M., Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in a PHE with $\beta=60^\circ$ Chevron Plates, Heat and Mass Transfer, *McGraw-Hill*, New Delhi, India, 1990.
- [65] “NIST WebBook 2010, Thermo physical Properties of Fluid Systems”, erişim adresi: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>, erişim tarihi: 20 Şubat 2009.
- [66] “The MathWorks: Accelerating the Pace of Engineering and Science 2010 MATLAB”, erişim adresi: <http://www.mathworks.com/academia/index.html>, erişim tarihi: 25 Şubat 2009.
- [67] Gülenoğlu, Ç., Aktürk, F., Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N. ve Kakaç, S., Farklı Sayı ve Boyutta Levhalara Sahip Levhalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel İncelenmesi ve Bilgisayar Seçim Programı Oluşturulması, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK’2011), Zonguldak, Türkiye, Eylül 2011.

- [68] Gülben, G., Aktürk, F., Gülenoğlu, Ç., Aradağ, S. Sezer-Uzol, N. ve Kakaç, S., 00347STZ.2009-1SANTEZ 4. Gerçekteşme Raporu, Eylül 2011.
- [69] “Visual Basic Developer Center. Visual Basic 2010 Express Edition” erişim adresi: <http://msdn.microsoft.com/en-us/vbasic/default.aspx>, erişim tarihi: Ocak 2010.
- [70] “Microsoft Word 2010” erişim adresi: <http://office.microsoft.com/tr-tr/word/>, erişim tarihi: Aralık 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜLBEN, Gizem
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 26.08.1986, Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (554) 2344026
e-mail : gizemgulben@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	2008
Lise	TED Ankara Koleji	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2010-	ROKETSAN Füze ve Roket Sistemleri A.Ş.	Mühendis
2009-2010	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Proje Asistanı

Yabancı Dil

İngilizce, İspanyolca, Rusça

Yayımlar

1. Gülenoğlu, Ç., Aktürk, F., Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N. ve Kakaç, S., Farklı Sayı ve Boyutta Levhalara Sahip Levhalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel

İncelenmesi ve Bilgisayar Seçim Programı Oluşturulması, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'2011), Zonguldak, Türkiye, Eylül 2011.

2. Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N. ve Kakaç, S., Development Of A Computer Program For Gasketed Plate Heat Exchangers Based On Experimental Analysis, 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, (ICCHMT 2011), İstanbul, Türkiye, Temmuz 2011.
3. Aktürk F., Gülben G, Aradağ S., Sezer-Uzol, N., ve Kakaç S., Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed-Plate Heat Exchanger, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'2011) Elazığ, Türkiye, Mayıs 2011.
4. Aktürk, F., Sezer-Uzol, N., Aradağ, S., Kakaç, S., ve Atamtürk U., Levhalı Isı Değiştirgeçlerinde Levhaya Bağımlı Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi ve Modellenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, Nisan 2011.
5. Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N. ve Atamtürk, U., Development of a Computer Program for the Numerical Investigation of Heat Transfer in a Gasketed Plate Heat Exchanger, Proceedings of the ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering, 1. Systems Design and Analysis (ESDA 2010), İstanbul, Türkiye, Temmuz 2010.