

**CONTALI LEVHA TİPİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN
DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ**

FATİH AKTÜRK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

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

EYLÜL 2011

ANKARA

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Anabilim Dalı Başkanı

Fatih AKTÜRK tarafından hazırlanan CONTALI LEVHA TİPİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL
Birinci Tez Danışmanı

Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
İkinci Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan: Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ _____

Üye : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ _____

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL _____

Üye : Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ _____

Üye : Dr. Ekin BİNGÖL (Atılım Üni.) _____

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.

Fatih AKTÜRK

Üniversitesi	: TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü	: Fen Bilimleri
Anabilim Dalı	: Makine Mühendisliği
Birinci Tez Danışmanı	: Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL
İkinci Tez Danışmanı	: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Tez Türü ve Tarihi	: Yüksek Lisans – Eylül 2011

Fatih AKTÜRK

CONTALI LEVHA TİPİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde enerji kayıplarını en aza indirmek ve mümkün olan en yüksek verimlerde çalışmak mühendislik uygulamalarının birinci önceliği haline gelmiştir. Bunun sonucu olarak ısı transferini artırmaya yönelik çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmalara bağlı olarak ısı transferi alanında kullanılan ısı değiştirgeçlerinin tasarımları, şekilleri ve etkinlikleri gün geçtikçe yenilenmekte ve gelişmektedir. Bu gelişmeler sonucunda ortaya çıkan plakalı ısı değiştirgeçleri gün geçtikçe yaygınlaşmakta ve diğer tipteki ısı değiştirgeçlerinin yerini almaktadır. Bu tez çalışması contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrodinamik performans analizleri üzerine gerçekleştirilmiştir. Bu tezin konusu contalı plakalı ısı değiştirgeçleri için deney düzeneği tasarımının yapılıp, kurulması ve bu tip ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrodinamik performansının deneysel olarak incelenmesidir. Bu kapsamda TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'na deney düzeneği kurulmuş ve bu deney düzeneği kullanılarak chevron tipi endüstriyel plakalar için farklı koşullarda deneyler yapılmıştır. Geniş bir Reynolds sayısı aralığında, 450 ile 5250 arasında, deneyler yapılmıştır. Isı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrodinamik karakteristiklerini incelemek için, giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümleri, hem sıcak hem de soğuk akışkan için hacimsel debi ölçümleri ve giriş-çıkış portları arasındaki basınç düşümü ölçümleri yapılmıştır. Performans analizleri sonucunda, test edilen plaka için, ısı transferi hesaplamalarında kullanılmak üzere Nusselt sayısının ve basınç düşümü hesaplamalarında kullanılmak üzere sürtünme katsayısının Reynolds sayısına bağlı empirik formülleri bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar birbirleriyle ve literatürdeki bazı korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Bulunan yeni korelasyonlar literatürdeki korelasyonlarla benzer eğilimlerde sonuçlar göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Contalı plakalı ısı değiştirgeci, ısı transferi, chevron açısı, ısı performans analizi, hidrodinamik performans analizi, Nusselt sayısı korelasyonu, sürtünme katsayısı korelasyonu, deneysel, eşanjör

University : **TOBB Economics and Technology University**
Institute : **Institute of Natural and Applied Sciences**
Science Programme : **Mechanical Engineering**
Supervisor : **Assistant Professor Dr. Nilay SEZER UZOL**
Co-supervisor : **Professor Dr. Sadık KAKAÇ**
Degree Awarded and Date : **M.Sc. – September 2011**

Fatih AKTÜRK

**EXPERIMENTAL PERFORMANCE ANALYSIS OF GASKETED-PLATE
HEAT EXCHANGERS**

ABSTRACT

Decreasing the energy losses to minimum and working with the maximum efficiencies have become the first priority in engineering applications. Hence, researches are done to increase heat transfer. In consequence of these researches designs, shapes and efficiencies of heat exchangers which are used in heat transfer applications are renewed and developed day by day. As a result of these progresses, plate heat exchangers are emerged and become widespread and replace other types of heat exchangers. This thesis is about thermal and hydrodynamic performance analysis of gasketed-plate heat exchangers. This thesis includes the design and setting up of a gasketed plate heat exchanger test set-up, where thermal and hydrodynamic experimental analysis of gasketed plate heat exchangers are done. Hence, a set-up is constructed at the TOBB University of Economics and Technology Mechanical Engineering Labrotory and experiments are done for industrial type chevron plate heat exchangers under different conditions by using this set-up. Experiments are performed for a wide range of Reynolds numbers between 450 and 5250. To investigate the thermal and hydrodynamic characteristics of heat exchangers, measurements of temperatures at the inlets and outlets, measurments of volumetric flow rates for both hot and cold fluids, and measurements of pressure drops between inlet and outlet ports are done. As a result of these analysis specific Nusselt number correlations for heat transfer analysis and friction factor correlations for pressure drop calculations are found for each plate tested as a function of Reynolds number. The obtained results are compared with each other and with some of the existants correlations in the literature. The new correlations show similar trends with the correlations in the literature.

Key words: Gasketed-plate heat exchanger, heat transfer, chevron angle, thermal performance analysis, hydrodynamic performance analysis, Nusselt number correlation, friction factor correlation, experimental, heat exchanger

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL, Prof. Dr. Sadık KAKAÇ ve Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ'a ve yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışma "Plakalı Isı Değiştiricilerde Plakaya Bağımlı Isı Transferinin İncelenmesi ve Plaka Tasarımı için Deneysel ve Sayısal Analiz ve Modelleme" başlıklı, Santez-00347.2009-1 nolu SANTEZ projesinin bir parçası olarak Sanayi Bakanlığı Sanayi AR-GE Genel Müdürlüğü ve TEKTES Teknolojik Tesisat Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından desteklenmiştir. Bu çalışma sırasındaki desteklerinden dolayı firma yetkilileri Ufuk ATAMTÜRK, Abdullah ÖZCAN, Murat GÜRENLI'ye teşekkür ederim. Tesisatın kurulumu sırasındaki teknik yardımlarından dolayı Zafer YURTSEVEN, Kamil ARSLAN'a, destek ve yardımlarından dolayı Deniz BEKAR ve projede çalışmış Çağın GÜLENOĞLU, Berkay ÖZSÜER ve Gizem GÜLBEN'e teşekkür ederim. Tezimi değerlendiren ve gerekli düzeltmeleri yapmamı sağlayan sayın jüri üyeleri Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ ve Dr. Ekin BİNGÖL'e teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında bana her zaman destek veren, özellikle tez yazma dönemimde bana zaman kazandıran ve yardımcı olan Ece AYLI'ya ve yüksek lisansım boyunca manevi desteklerini esirgemeyen aileme ayrıca teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEZ BİLDİRİMİ.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
KISALTMALAR.....	xvii
SEMBOL LİSTESİ.....	xviii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Değiştirgeçleri.....	3
1.1.1. Contalı Plakalı Isı Değiştirgeçleri.....	5
1.2. Literatür Araştırması.....	16
1.3. Tezin Amacı ve Konusu.....	27
2. DENEY DÜZENEGİ TASARIMI ve KURULUMU.....	29
2.1. Deney Düzeneginin Tasarımı.....	29
2.2. Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar.....	37
2.2.1. Sıcaklık Ölçümü.....	37

2.2.2. Sistem Karakteristiği Hesaplamaları ve Akış Ölçümü.....	41
2.2.3. Basınç Düşümü Ölçümü	47
2.3. Tasarlanan Sistem İçin Kavitasyon Hesabı.....	49
2.4. Deney Tesisatı Kurulumu	49
2.4.1 Isıtıcı Gücü Hesabı.....	58
2.4.2 Kontrol Panosu.....	59
2.5. Deney Düzeneği Maliyet Analizi.....	60
3. DENEYLERDE KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN ÖZELLİKLERİ.....	61
4. DENEYSEL YÖNTEM.....	64
5. DENEYSEL SONUÇLAR	66
5.1. Deneysel Veriler ve Analizleri.....	66
5.1.1. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin Birinci Yaklaşım.....	66
5.1.2. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin İkinci Yaklaşım.....	69
5.1.3. Sürtünme Katsayısı Korelasyonu İçin Yaklaşım	70
5.2. Korelasyon Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	70
6. ISIL ve HİDRODİNAMİK PERFORMANS ANALİZLERİ.....	73
6.1. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin Elde Edilen Sonuçlar	73
6.2. Sürtünme Katsayısı Korelasyonu İçin Elde Edilen Sonuçlar.....	81
6.3. Plakalı Isı Değiştirgeci Seçim Programı	89
6.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Simülasyonları	90
7. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME	101
7.1. Gelecek Çalışmalar	102
KAYNAKLAR	103

EK-A Termoçift Teknik Resmi.....	107
EK-B Kurulumu Yapılan Sistem İçin Kavitasyon Hesabı.....	108
B.1. Sıcak Su Tarafı İçin Kavitasyon Hesabı.....	108
B.2. Soğuk Su Tarafı İçin Kavitasyon Hesabı	113
EK-C Kurulumu Yapılan Deney Düzeneği İçin Pompa ve Sistem Karakteristiği Hesaplamaları.....	118
EK-D Pompa Teknik Resmi.....	123
EK-E Depo Teknik Resmi	124
EK-F Deney Düzeneği Maliyet Analizi	126
EK-G Korelasyon katsayılarını bulmak için kullanılan MATLAB kodu	130
ÖZGEÇMİŞ	133

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1. Plakalı ısı değiştirgeçlerine ait genel parametreler ve gövde boru tipi ile karşılaştırılması	11
Çizelge 1.2. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde kullanılan conta malzemeleri ve kullanım alanları.....	12
Çizelge 2.1. ABB Process Master FEP311 akış ölçerin özellikleri	45
Çizelge 2.2. Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompa özellikleri.....	47
Çizelge 2.3. Kullanılan fark basınçölçerin özellikleri	48
Çizelge 2.4. Elektrik panosu bileşenleri ve sembolleri.....	60
Çizelge 3.1. Isı değiştirgeciine ait parametreler ve ölçümü yapılan değerler	63
Çizelge 6.1. Karşılaştırmalarda kullanılan korelasyonlar ve kullanım aralıkları.....	77
Çizelge 6.2. Benzer çalışmalardaki sürtünme katsayısı korelasyonları ve yeni bulunan korelasyon	83
Çizelge 6.3. Seçilmiş bazı analizler ve giriş sınır koşulları	94
Çizelge B.1. Sıcak su emiş noktası ve pompa ağzı arasındaki sistem bileşenleri ve kayıp katsayıları	110
Çizelge B.2. Sıcak su için farklı debi değerlerinde $NPSH_R$ değerleri ve $NPSH_A$ hesaplamaları (@100°C).....	112
Çizelge B.3. Soğuk su emiş noktası ve pompa ağzı arasındaki sistem bileşenleri ve kayıp katsayıları	114

Çizelge B.4. Soğuk su için farklı debi değerlerinde $NPSH_R$ değerleri ve $NPSH_A$ hesaplamaları.....	117
Çizelge C.1. Çevrimlerdeki tesisat elemanları, kayıp katsayıları ve sayıları	118
Çizelge C.2. Çevrimlerin boru uzunlukları, akışkan giriş-çıkış yükseklik farklılıkları ve toplam K_L değerleri	119
Çizelge C.3. Akışkanın sıcaklığa bağlı özellikleri ve sistem parametreleri (Üst ve alt limit çalışma şartlarında).....	122
Çizelge D.1. Wilo IPL 40/150 – 3/2 Pompa ölçüleri.....	123
Çizelge F.1. Tesisat malzeme ve kurulum maliyet listesi	126
Çizelge F.2. Kontrol panosu maliyet tablosu	128
Çizelge F.3. Ölçüm aletlerine ait harcamalar	129
Çizelge F.4. Deney tesisatı toplam maliyet tablosu.....	129

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. 5 Nisan 1890 yılında 58504 patent numarası ile işlenmiş bir PID	2
Şekil 1.2. Dr. Richard Seligman ve ürettiği PID.....	2
Şekil 1.3. Isı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması	4
Şekil 1.4. Değişik tip ısı değiştirgeçleri a) Gövde-boru tipi ısı değiştirgeci, b) Spiral tip ısı değiştirgeci, c) Contalı plakalı ısı değiştirgeci	4
Şekil 1.5. Contalı plakalı ısı değiştirgeci ve contalı plakalar.....	5
Şekil 1.6. Contalı plakalı ısı değiştirgecinin yapısı	6
Şekil 1.7. Tek geçişli PID için conta düzeni ve montaj	7
Şekil 1.8. Farklı tipteki baskı desenleri a) Washboard, b) Herringbone veya zig-zag, c) Chevron, d) Protrusions ve depressions, e) Secondary washboard ve f) Oblique washboard	8
Şekil 1.9. Chevron tipi plakanın genel yapısı ve karakteristik ölçüleri (ön görünüş, yan görünüş, isometrik görünüş ve iki plaka arasındaki açıklık).....	9
Şekil 1.10. Conta üzerinde sızdırma kontrol kesikleri (İlk plaka üzerinde gösterilmiştir.)	10
Şekil 1.11. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde tipik akış düzenleri (U tipi akış düzeni)	13
Şekil 1.12. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde tipik akış düzenleri (Z tipi akış düzeni).....	13
Şekil 1.13. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde kirlenme.....	14

Şekil 1.14. Contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinde kirlenme (fouling) ve temizlenmesi.....	14
Şekil 1.15. Rao vd tarafından kullanılan deney düzeneği.....	17
Şekil 1.16. Cerezo vd tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi	18
Şekil 1.17. Bobbili vd tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi	20
Şekil 1.18. Muley ve Manglik'in kullandığı deney düzeneği.....	21
Şekil 1.19. Warnakulasuriya ve Worek tarafından kullanılan test düzeneği	22
Şekil 1.20. Durmuş vd tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi	23
Şekil 1.21. Deveci tarafından kullanılan deney düzeneği.....	25
Şekil 1.22. Claesson tarafından kullanılan deney düzeneği.....	26
Şekil 2.1. Wilo TOP S/40-4 3 fazlı pompa	30
Şekil 2.2. Deney düzeneği 1'in şematik gösterimi	31
Şekil 2.3. Deney düzeneği 2'nin şematik gösterimi	31
Şekil 2.4. Deney düzeneği 3'ün şematik gösterimi.....	33
Şekil 2.5. Deney düzeneği 4'ün şematik gösterimi.....	33
Şekil 2.6. Kurulumu yapılan deney düzeneğinin şematik gösterimi	36
Şekil 2.7. Termoçift tiplerine göre sıcaklıkla – mV eğrileri.....	39

Şekil 2.8. Deneyleerde kullanılan J tipi termoçift ve yapılan adaptör.....	40
Şekil 2.9. Sıcaklık ölçüm cihazları a) Termoçiftler b) DT – 80 Veri toplayıcı.....	40
Şekil 2.10. Sıcak su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri (Sıcak su dışarıya atılıyor veya biriktiriliyor).....	42
Şekil 2.11. Sıcak su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri (Sıcak su devirdaim yapıyor)	43
Şekil 2.12. Soğuk su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri	44
Şekil 2.13. Ölçüm Cihazları a) Manyetik akış ölçer b) Pompalar ve debi ayar vanaları	46
Şekil 2.14. Wilo IPL 40/150 – 3/2	46
Şekil 2.15. Deney düzeneğinde kullanılan fark basınçölçer	48
Şekil 2.16. Tasarlanan deney düzeneği CAD modeli	49
Şekil 2.17. a) FAF marka glop vana, b) Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompa	50
Şekil 2.18. a) Akış ölçüm alanının CAD modeli, b) Mevcut sistem görüntüsü.....	51
Şekil 2.19. a) Düzenekte kullanılan esnek boruların CAD modeli, b) Mevcut sistem görüntüsü.....	52
Şekil 2.20. a) Termoçift bağlantısı, b) Ölçüm alma aparatı	53
Şekil 2.21. a) Fark basınçölçer bağlantısının CAD modeli ve b) Mevcut sistem görüntüsü.....	54
Şekil 2.22. a) Tahliye kanalı, b) Dalgıç pompalar.....	55

Şekil 2.23. Tasarlanan galvanize su depolarının CAD modeli	55
Şekil 2.24. Depo yalıtımında kullanılan foamboard ve yalıtılan sıcak su deposu	56
Şekil 2.25. Kurulumu yapılan deney düzeneğine ait görseller a) Tesisat ve ısı değiştirgeci arasındaki esnek bağlantı borular b) Soğuk ve sıcak su tankları ve bağlantıları c) Pompalar ve debi ölçerler	57
Şekil 2.26. Elektrik panosu tasarımı	59
Şekil 3.1. a) Deneyleerde kullanılan ORW – 3 serisi ısı değiştirgeci b) Chevron tipi ($\beta=30^\circ$) contalı plakalı ısı değiştirgeci plakası	61
Şekil 3.2. Kreon 3D Aquilon lazer tarayıcı	61
Şekil 3.3. ORW – 3 CAD modeli ve ısı transferi alanı.....	62
Şekil 3.4. Elde edilen ölçümlere göre baskı derinliği ölçüleri	62
Şekil 5.1. C katsayılarının ortalamadan sapmaları ve ortalama C değerinin a katsayısına göre değişimi.....	71
Şekil 6.1. Yeni bulunan korelasyon eğrisinin deney verileriyle gösterimi	74
Şekil 6.2. Elde edilen korelasyon eğrisi ve yapılan deneylerin plaka sayılarına göre dağılımı	75
Şekil 6.3. Elde edilen korelasyonda sıcak ve soğuk su için deney verilerinin dağılımı ..	76
Şekil 6.4. Yeni bulunan korelasyonun literatürdeki birkaç korelasyonla karşılaştırılması	78
Şekil 6.5. İkinci Nusselt yaklaşımının birinci yaklaşımla ve literatürdeki birkaç korelasyonla karşılaştırılması.....	79

Şekil 6.6. Deneyleerde elde edilen ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre dağılımı	80
Şekil 6.7. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve deneysel verilerle uyumu.....	81
Şekil 6.8. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve kullanılan deneysel verilerin plaka sayılarına göre dağılımı	82
Şekil 6.9. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve literatürde bulunan eski korelasyonlarla karşılaştırılması	84
Şekil 6.10. Yapılan deneyleerde elde edilen basınç düşümlerinin Reynolds sayısına göre değişimi ve farklı plaka sayılarındaki basınç düşümleri	85
Şekil 6.11. Yapılan deneyleerde elde edilen basınç düşümlerinin debiye göre değişimi ve farklı plaka sayılarındaki basınç düşümleri.....	86
Şekil 6.12. Performans analizleri gerçekleştirilen 4 ısı değiştirgecine ait ısı performans karşılaştırılması	88
Şekil 6.13. Performans analizi gerçekleştirilen 4 ısı değiştirgecine ait sürtünme katsayısı karşılaştırılması	89
Şekil 6.14. HAD için hazırlanan ve üç plakadan oluşan basitleştirilmiş ORW – 3 ısı değiştirgeci modeli	93
Şekil 6.15. Simülasyonlarda kullanılan çözüm ağı yapısı	93
Şekil 6.16. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	95
Şekil 6.17. Sayısal sürtünme katsayısı değerlerinin deneysel değerler ile karşılaştırılması	95

Şekil 6.18. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 1.....	96
Şekil 6.19. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 2.....	96
Şekil 6.20. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 3.....	97
Şekil 6.21. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 4.....	97
Şekil 6.22. Üç boyutlu akış çizgileri ve akış vektörleri – Analiz 1 (Hız değerine göre renklendirilmiştir.) (Üstteki iki şekil sıcak, alttaki iki şekil soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.).....	98
Şekil 6.23. Üç boyutlu akış çizgileri ve akış vektörleri – Analiz 3 (Hız değerine göre renklendirilmiştir.) (Üstteki iki şekil sıcak, alttaki iki şekil soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.).....	99
Şekil A.1. Termoçift teknik resmi.....	107
Şekil B.1. Deney düzeneği şematik gösterimi	108
Şekil D.1. Wilo IPL 40/150 – 3/2 Pompa Teknik Resmi ve ölçüleri.....	123
Şekil E.1. Birinci depo teknik resmi	124
Şekil E.2. İkinci depo teknik resmi.....	125
Şekil G.1. Korelasyon katsayılarını bulmak için kullanılan MATLAB kodu	131
Şekil G.2. Denklem çözümü akış şeması.....	132

KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
NPSH	Net Positive Suction Head
NTU	Number of Heat Transfer Unit
PID	Plakalı Isı Değiştirgeci
PID kontrol	Proportional–Integral–Derivative kontrol

SEMBOL LİSTESİ

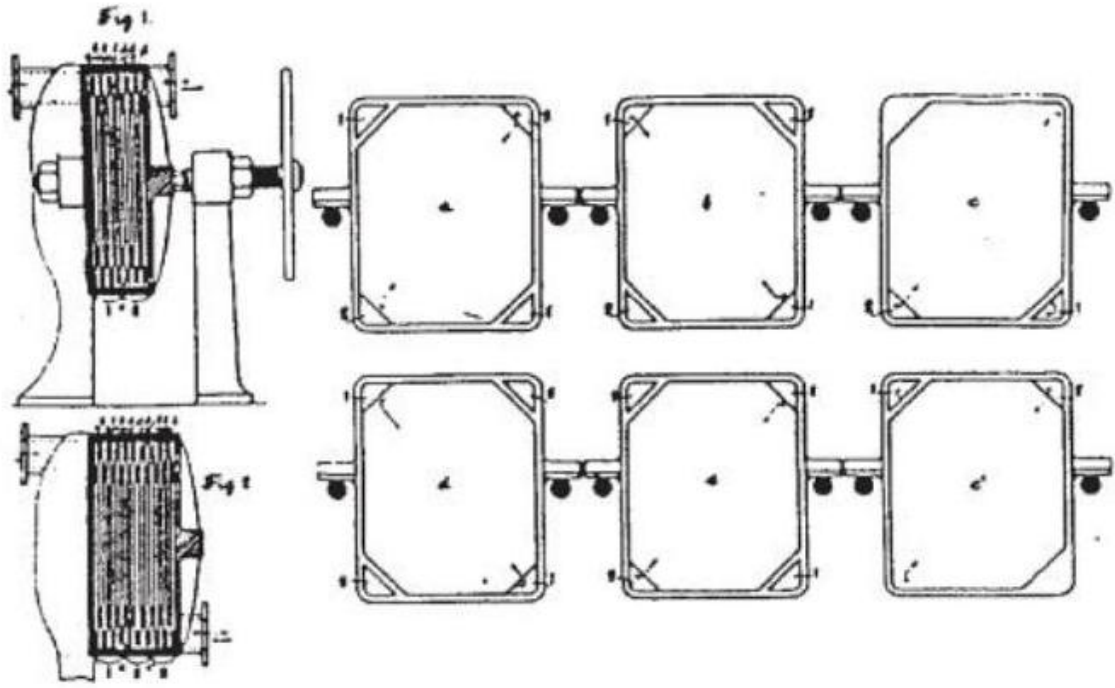
Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Toplam ısı transferi alanı [m^2]
b	Ortalama kanal boşluğu [m]
C_p	Özgül ısı kapasitesi [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
D_e	Eşdeğer kanal çapı [m]
D_h	Hidrolik kanal çapı [m]
f	Sürtünme katsayısı
G_{ch}	Kanal boyunca kütleli hız [$kgm^{-2}s^{-1}$]
h	Isı taşınım katsayısı [$Wm^{-2}K^{-1}$]
k	Isı iletim katsayısı [$Wm^{-1}K^{-1}$]
L_w	Conta içi plaka genişliği [m]
L_{eff}	Giriş-çıkış portları arası efektif akış uzunluğu [m]
\dot{m}	Kütleli debi [kgs^{-1}]
N_{cp}	Geçiş başına kanal sayısı
N_p	Geçiş sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç [Pa]
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transferi oranı [W]
Re	Reynolds sayısı
t	Plaka kalınlığı [m]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
ΔT_{LM}	Ortalama logaritmik sıcaklık [$^{\circ}C$]
U	Ortalama ısı transferi katsayısı [$Wm^{-2}K^{-1}$]
\dot{v}	Hacimsel debi [m^3s^{-1}]
β	Chevron açısı [$^{\circ}$]
ϕ	Yüzey genişletme katsayısı
ρ	Yoğunluk [kgm^{-3}]
μ	Dinamik viskozite [Pas]

İndisler	Açıklama
b	Bulk
c	Soğuk su
ch	Kanal
f	Akışkan
h	Sıcak su
in	Giren
out	Çıkan
w	Duvar

1. GİRİŞ

Isı transferi, sıcaklık farkından kaynaklanan bir enerji aktarımıdır [1]. Isı transferi uygulamaları birçok endüstriyel, ticari ve sıhhi uygulamada gerçekleştirilmektedir [2]. Bu uygulamalarda ısı değiştirgeci adı verilen sistemler kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda kullanılan akışkan tipleri çoğunlukla yüksek viskoziteye sahiptirler. Bu nedenle düşük Reynolds sayılarında akmakta, böylece düşük ısı transferi katsayılarında çalışmaktadırlar. Bunun sonucu olarak ısı transferini artırmaya yönelik çalışmalar gerçekleştirilmektedir [3]. Bu çalışmalara bağlı olarak ısı transferi alanında kullanılan ısı değiştirgeçlerinin tasarımları, şekilleri ve etkinlikleri gün geçtikçe yenilenmekte ve gelişmektedir. Bu çalışmalara 1880 yıllarında sütün iyi pastörize edilememesi nedeniyle meydana gelen tüberkilos vb. hastalıkların ciddi oranlarda artması, bunun üzerine gıda endüstrisinde meydana gelen hızlı ısıtma ve hızlı soğutma talebi de eklenince plakalı ısı değiştirgeçlerinin gereksinimi doğmuştur [2]. Bu alanda ilk patentin sahibi olan kişi 1878 yılında alman Albrecht Dracke olmuştur [4]. şekil 1.1'de 1890 yılında alınan ve Langen ve Hundhausen'e ait bir patentin şematik gösterimi yer almaktadır [5]. Bunların takibinde yine birçok patent alınmış ve plakalı ısı değiştirgeçleri 1923 yılında Dr. Richard Seligman (PID üreticisi APV'nin kurucusu) tarafından endüstriyel alanda kullanılmaya başlanmıştır (şekil 1.2) [2].



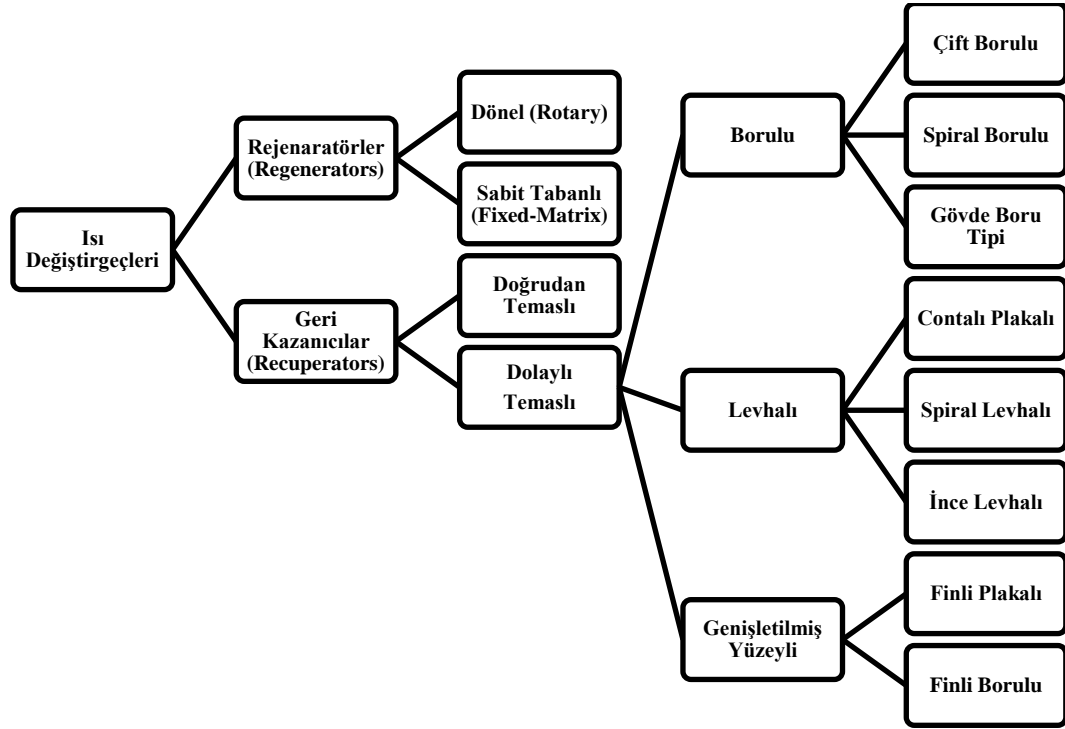
Şekil 1.1. 5 Nisan 1890 yılında 58504 patent numarası ile işlenmiş bir PID [2,5]



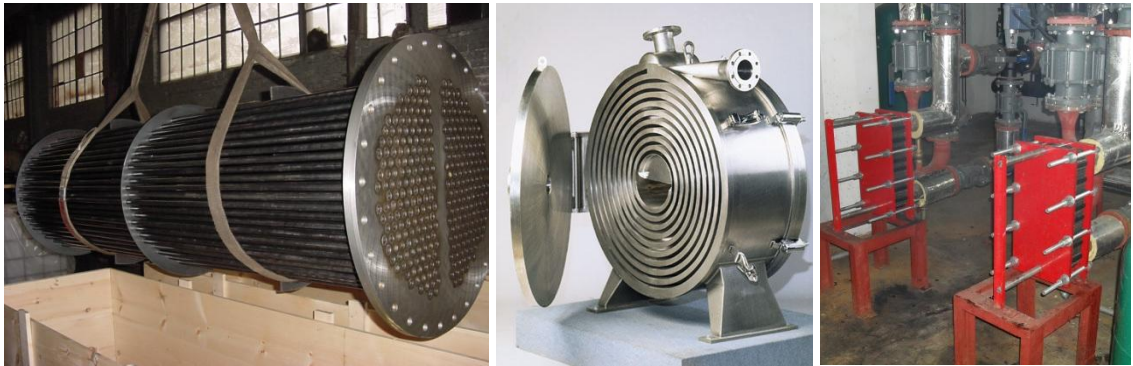
Şekil 1.2. Dr. Richard Seligman ve ürettiği PID [2,6]

1.1. Isı Değiştirgeçleri

Isı değiştirgeci bir akışkanın sahip olduğu ısıl enerjinin farklı sıcaklıktaki başka bir akışkana, akışkanlar birbirlerine karışmadan veya doğrudan temas ettirilerek aktarılmasını sağlayan bir araçtır [7]. Isı değiştirgeçleri, ısıtma sistemlerinde, havalandırma sistemlerinde, atık ısının geri kazanılmasında, enerji üretiminde, kimyasal işlem içeren uygulamalarda ve genel ısıtma ve soğutma içeren tüm uygulamalarda kullanılmaktadırlar [1,7,8]. Birçok farklı tipe sahip ısı değiştirgeçlerinin oldukça yaygın bir kullanım alanı vardır. Isı değiştirgeçleri, akışkan fazına, akış yönüne ve geometrik özelliklerine göre sınıflandırılabilirler [7]. Akışkan fazına göre tek veya iki fazlı, akış yönüne göre ise paralel veya karşıt akışlı olarak sınıflandırılmaktadırlar [7]. Isı değiştirgeçleri geometrik özelliklerine göre Şekil 1.3'de gösterilen diagramdaki gibi sınıflandırılmaktadırlar. Isıtma veya soğutmanın amacına göre veya ısı değiştirgecinin yapısına (kullanılacak Şartlarda çalışabilirliğine) göre uygun tipteki ısı değiştirgeci seçimi yapılır. Şekil 1.4'de farklı tipteki ısı değiştirgeçleri gösterilmiştir. Şekil 1.4a'da gövde boru tipi bir ısı değiştirgecinin iç boru kısmı görölmektedir. Şekil 1.4b ve Şekil 1.4c'de ise gövde boru tipi ısı değiştirgecinden daha sonra geliştirilmiş olan sipiral ve contalı plakalı ısı değiştirgeci gösterilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında da contalı plakalı ısı değiştirgeçleri incelenmektedir.



Şekil 1.3. Isı değıştirgeçlerinin sınıflandırılması [7]



(a)

(b)

(c)

Şekil 1.4. Değişik tip ısı değıştirgeçleri [9,10] a) Gövde-boru tipi ısı değıştirgeci, b) Spiral tip ısı değıştirgeci, c) Contalı plakalı ısı değıştirgeci

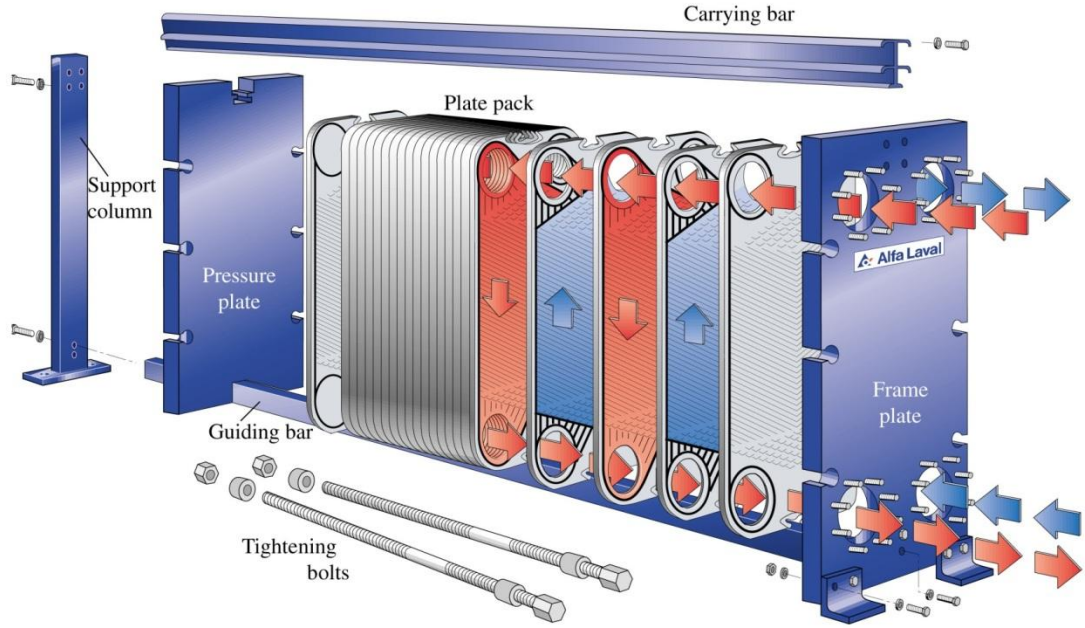
1.1.1. Contalı Plakalı Isı Değiştirgeçleri

Contalı plakalı ısı değiştirgeçleri, ön ve arka baskı levhalarının arasında sıkıştırılmış bir grup plakadan oluşmaktadır. Ara plakalarda, yüzey alanını genişletmek amacıyla güçlü preslerde baskı desenleri kullanılmıştır. Contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinin ve plakaların genel görünümü Şekil 1.5’de gösterilmiştir.



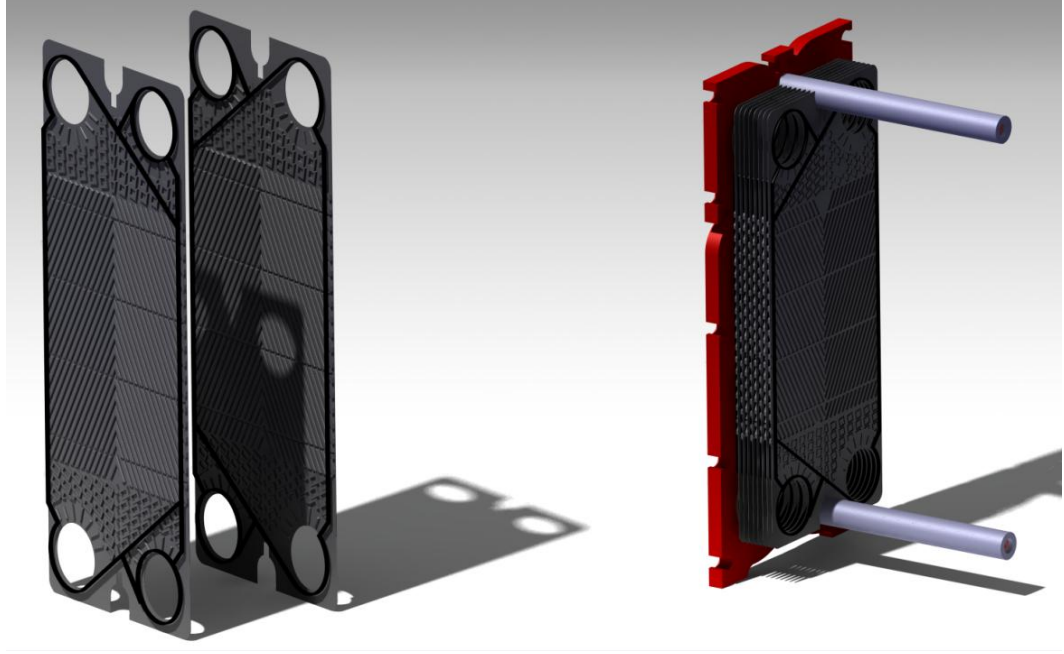
Şekil 1.5. Contalı plakalı ısı değiştirgeci ve contalı plakalar

Plakalar arasındaki akış düzeni ve sızdırmazlık contalar ile sağlanmaktadır. Genel yapı itibariyle karşıt akışlı, tek geçişli akış düzeni uygulanmaktadır [11]. Bu düzende, ilk ve son plaka hariç, her bir plakanın bir yüzeyinden sıcak akışkan geçerken, diğer yüzeyinden soğuk akışkan geçmektedir. İki akışkan birbirleriyle karışmadan, ince plakalar üzerinden ısı transferini gerçekteştirmektedir. Şekil 1.6’da bu yapı detaylı olarak gösterilmektedir.



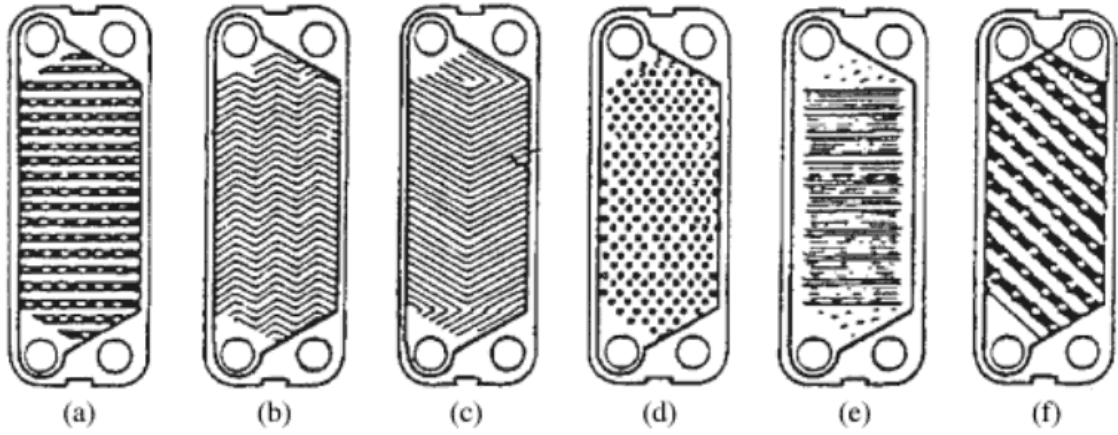
Şekil 1.6. Contalı plakalı ısı değiştirgecinin yapısı [ALFA LAVAL,2,3,7]

Şekil 1.6'da ve daha detaylı bir şekilde Şekil 1.7'de görüldüğü gibi bir contada sağ taraf kapalı iken takibinde gelen diğer contada sol taraf kapalıdır. Böylece akışkan yönleri tayin edilmekte ve akışkanların karışması önlenmektedir. Şekil 1.6 ve 1.7'de görüldüğü gibi plakaların düzgün bir hizada durmasını sağlayan klavuz çubukların üzerinde montajı yapılan plakalar, ön ve arka baskı levhalarının arasına saplamalar kullanılarak sıkıştırılmaktadırlar.



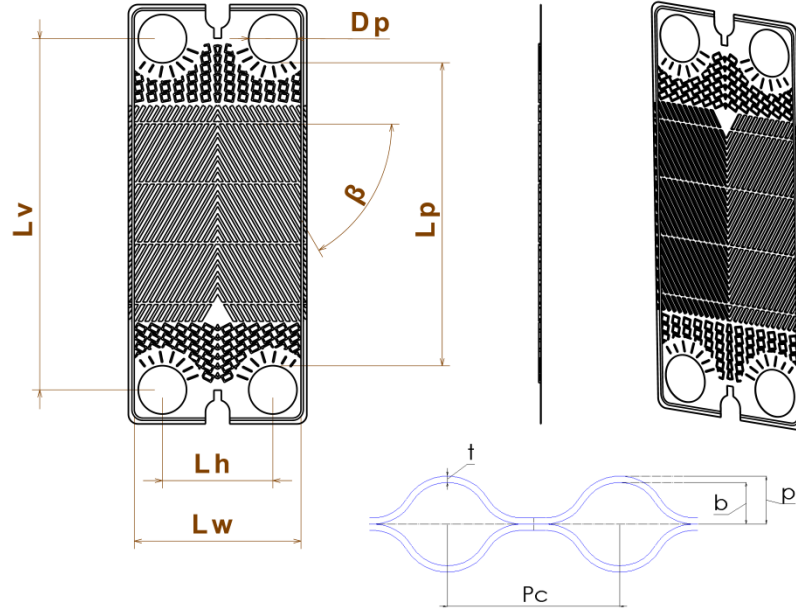
Şekil 1.7. Tek geçişli PID için conta düzeni ve montaj

Plakalı ısı değiştirgeçleri ilk kullanımlarından günümüze tasarım açısından iyileşerek gelmişlerdir. İlk zamanlar düz plakalar kullanılırken; zamanla hem ısı transferi yüzey alanını artıran hem de akışkanın türbülansa daha düşük Reynolds sayılarında ulaşmasını sağlayan farklı baskı desenleri kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 1.8’de geçmişten günümüze kullanılan bazı baskı desenleri ve bunlara ait adlandırmalar gösterilmiştir [2].



Şekil 1.8. Farklı tipteki baskı desenleri **a)** Washboard, **b)** Herringbone veya zig-zag, **c)** Chevron, **d)** Protrusions ve depressions, **e)** Secondary washboard ve **f)** Oblique washboard [2]

Günümüzde en çok kullanılan plaka tipi chevron tipidir. Bu tip plakalarda portlardan kanala giren akışkan öncelikle kötü dağılımı (maldistribution) engellemek için tasarlanmış dağıtıcı desenlerden ısı transferi bölgesine aktarılır. Chevron plakalarında bu bölge üçgensel bir yapıya sahiptir. Bu üçgensel desenler yatay eksenle plakanın en karakteristik özelliği olan chevron açısını tanımlamaktadır. Chevron plakasına ait diğer karakteristik bazı ölçüler Şekil 1.9'da gösterilmektedir. Bunlar port çapı, portlar arası dikey uzaklık, portlar arası yatay uzaklık, plaka genişliği, plaka kalınlığı, baskı kanal derinliği ve kanallar arası mesafedir.



Şekil 1.9. Chevron tipi plakanın genel yapısı ve karakteristik ölçüleri (ön görünüş, yan görünüş, isometrik görünüş ve iki plaka arasındaki açıklık)

Chevron plakalarından oluşan bir ısı değiştirgeci simetrik (aynı chevron açısına sahip plakalar kullanan) veya karışık (farklı chevron açısına sahip plakalar kullanan) konfigürasyon yapısına sahip olabilir [3].

Plakalı ısı değiştirgeçlerine ait genel özellikler Çizelge 1.1’de gösterilmiştir. Bunlar maksimum çalışma basıncı, sıcaklığı ve debisi, ısı transferi katsayısı ve alanı, yaklaşık sıcaklık farkı, ısı kazan oranı, NTU değeri, maksimum basınç düşümü ve ısı değiştirgeci karakteristik boyutlarıdır. Bu çizelgede ayrıca plakalı ve gövde boru tipi ısı değiştirgeçleri karşılaştırılmaktadır. Plakalı ısı değiştirgeçleri boyutları daha küçük ve ısı transferi özellikleri daha yüksek olduğu için yaygın kullanılmaktadır. Paslanmaz çelik, AISI 304, 316 veya titanyumdan yapılan plakalar haricinde; plakalı ısı değiştirgeçlerinin kullanımını etkileyen faktörlerden biri de conta’dır. Conta malzemesi çalışılacak sıcaklığa, akışkanın türüne ve fazına göre değişiklik gösterebilir. Çizelge 1.2’de kullanım amaçlarına göre conta seçenekleri gösterilmiştir. Sızdırmazlığı sağlamak için

kullanılan contalar, plakalı ısı değiştirgecinde olası herhangi bir sızıntı olup olmadığının anlaşılmasında ayrıca rahatlatıcı bir elemandır. Şekil 1.10’da conta üzerinde sızıntı kontrolü için bırakılan kesikler görölmektedir.



Şekil 1.10. Conta üzerinde sızdırma kontrol kesikleri (İlk plaka üzerinde gösterilmiştir.)

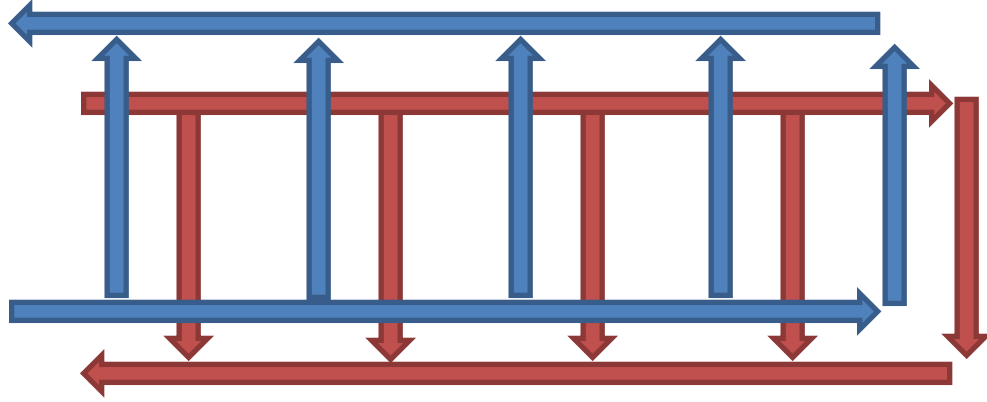
Plakalı ısı değiştirgeçlerinde giriş ve çıkış portlarının yerlerini değiştirmek suretiyle farklı yönlerde akışlar sağlanabilir. Genellikle U ve Z tipi akış düzenine sahip plakalı ısı değiştirgeçleri kullanılmaktadır (Şekil 1.11 ve Şekil 1.12). U tipi akış düzenine sahip bir plakalı ısı değiştirgecinde ilk plakada tüm yönleri kapalı conta kullanılarak akışın ön baskı plakası ile ilk plaka arasına geçmesi engellenir (Şekil 1.10). Son plakada ise port delikleri bulunmamaktadır. Böylece U akış düzeni sağlanmış olunur.

Çizelge 1.1. Plakalı ısı değiştirgeçlerine ait genel parametreler ve gövde boru tipi ile karşılaştırılması [2, 3, 12]

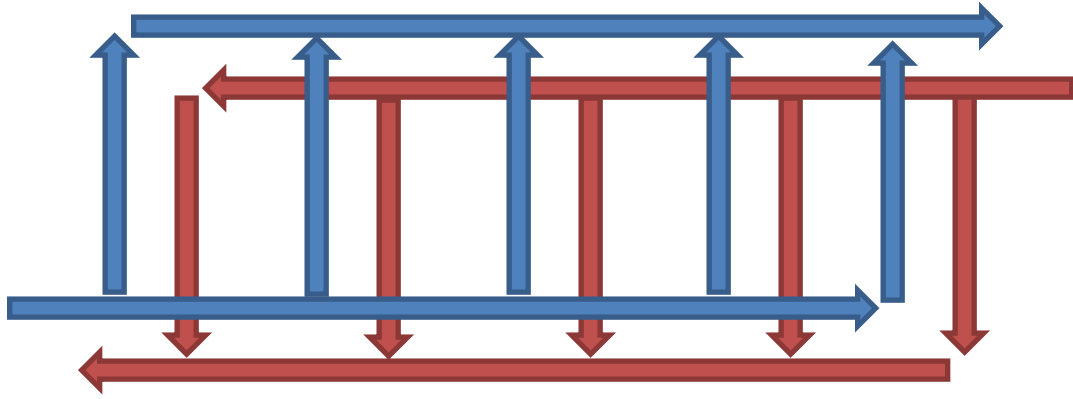
	ISI DEğİŞTİRGEÇLERİ		
	Contalı Plakalı	Kaynaklı Plakalı	Gövde-Boru Tipi
Maksimum çalışma basıncı	25 bar (Özel yapım ile 30 bar)	30 bar	70 bar
Maksimum çalışma sıcaklığı	160 °C (Özel contalar ile 200 °C)	225 °C (minimum 195 °C)	345 °C
Maksimum çalışma debisi	3600 m ³ /h	140 m ³ /h	-
Isı transferi katsayısı	7500 W/m ² K	7500 W/m ² K	4000 W/m ² K
Isı transferi alanı	0,1 – 2200 m ²	0,02 – 60 m ²	-
Maksimum bağlantı çapı	450 mm	100 mm	-
Yaklaşık sıcaklık farklılıkları	~1 °C		~5 °C
Isı kazanımı	% 93		-
NTU	0,3 – 6,0		-
Maksimum Basıncı düşümü	100 kPa / m kanal uzunluğu		65 kPa / gövde
Maksimum Plaka sayısı	700		1377 (boru sayısı)
Maksimum Port çapı	435 mm		3 m
Plaka kalınlığı	0,4 – 1,2 mm		1,2446 – 12,7 mm (boru et kalınlığı)
Plaka boyutu (Uzunluk x Genişlik)	0,3 – 3,5 m x 0,07 – 1,2 m		12 m (boru boyu)
Plaka aralıkları	1,5 – 5,4 mm		-
Baskı derinliği	1,5 – 5,4 mm		-

Çizelge 1.2. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde kullanılan conta malzemeleri ve kullanım alanları [3]

Conta Malzemesi	Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	Uygulama	Yorumlar
Lastik	70	Oksijenli çözücüler, asitler, alkoller	-
Neoprin (Sentetik kauçuk)	70	Alkoller, alkalınler, asitler, hidrokarbon çözücüler	-
Stiren Butadiyen (SBR)	85	Alkalınler, oksijenli çözücüler	Zayıf yağ dayanımı
Nitril	135	Süt ürünleri, içkiler, ilaç uygulamaları, biyokimyasallar, benzin, yağlar, alkalınler, organik çözücüler	Yüksek yağ dayanımı
Flor Elastromer	150	Yağlar	Yüksek maliyet
Butil	155	Alkalınler, asitler, yağlar, aldehitler, ketonlar, fenoller, esterler	Zayıf yağ dayanımı
Etilen – Propilen Kauçuk (EPDM)	155	Alkoller, sodyum, hipokloritler, birçok kimyasal	-
Florlu Lastik	180	Yağlar, benzin, organik çözücüler	-
Silikon	180	Aşındırıcı sıvılar	-
Sıkıştırılmış Asbest Elyafı	260	Organik çözücüler, yüksek sıcaklık uygulamaları	Düşük esneklik



Şekil 1.11. Plakalı ısı değıştirgeçlerinde tipik akış düzenleri (U tipi akış düzeni)



Şekil 1.12. Plakalı ısı değıştirgeçlerinde tipik akış düzenleri (Z tipi akış düzeni)

Contalı plakalı ısı değıştirgeçleri, kompakt tasarımları (küçük boyutlu olmaları), üretim kolaylığı, hassas çalışma aralığı, bakım kolaylığı ve verimleri nedeniyle günümüzde en çok kullanılan ısı değıştirgeci türlerindedir [3, 7, 13]. Yapıları sayesinde gerekli durumlarda plaka sayısı artırılarak kapasiteleri arttırılabilir [3].

Isı değıştirgeçlerinde en önemli konulardan biri de kirlenme (fouling)'dir [14] (Şekil 1.13). Bu nedenle ısı değıştirgeci belirli periyotlarda açılmalı ve gerekli temizlik yapılmalıdır. Contalı plakalı ısı değıştirgeci kullanımının en büyük avantajlarından birisi ısı değıştirgecinin hızlı ve kolay bir şekilde sökülüp, temizlenerek tekrar işleme

alınabilmesidir. Temizleme işlemi solüsyon kullanılarak veya tazikli su ile yıkanarak gerçekleştirilebilmektedir. Bu bakım işlemi ısı değiştirgecinin boyutlarına bağlı olarak 10 dakika ile 3 saat sürebilir. Şekil 1.14’de contalı plakalı ısı değiştirgecinde oluşan kirlenme ve bu kirlenmenin temizlenmesi gösterilmektedir.



Şekil 1.13. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde kirlenme



Şekil 1.14. Contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinde kirlenme (fouling) ve temizlenmesi

Plakalı ısı değiştirgeçlerinin en büyük dezavantajı ise yüksek basınç ve yüksek sıcaklık içeren uygulamalarda kullanıma uygun olmayışlarıdır. Conta malzemesi en kısıtlayıcı faktördür. Yine korozyona müsait ve yüksek vakumlu uygulamalara uygun değillerdir. Conta ömrünün sınırlı olması da bir başka dezavantajdır [3].

Muley'e [3] göre plakalı ısı değiştirgeçlerini tanımlayan iki farklı karakteristik değer vardır. Bunlar eşdeğer çap ve hidrolik çaptır. Hidrolik çap;

$$D_h = \frac{4 \times \text{Minimumakış alanı}}{\text{Islak çevre}}$$

olarak tanımlanırken, eşdeğer çap;

$$D_e = 2b$$

olarak tanımlanmaktadır. Hesaplamalarda D_h yerine D_e kullanılmasındaki en büyük avantaj referans olarak düz plaka ile yapılacak karşılaştırmalarda doğrudan karşılaştırma imkanı sağlamasıdır [3].

Plakalı ısı değiştirgeçlerinde önemli bir geometrik özellik ise yüzey genişleme katsayısıdır. Yüzey genişleme katsayısı, geliştirilmiş yüzey alanının (baskı desenli yüzey alanın), iz düşüm alanına (düz plaka yüzey alanına) oranı olarak tanımlanmakta ve ϕ ile gösterilmektedir.

$$\phi = \frac{\text{Geliştirilmişalan}}{\text{İz düşüm alanı}}$$

Contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinin termal ve hidrodinamik hesaplamaları için farklı Reynolds sayıları ve chevron açıları için literatürde birçok korelasyon verilmiştir [7]. Ancak bu korelasyonlar bütün plaka tipleri için doğru sonuç vermemektedir. Plaka geometrisi ısı transferini ve basınç düşümünü etkileyen ana sebeptir [15]. Bu nedenle belirli bir plakanın ısı ve hidrodinamik karakteristiğini belirlemek için performans deneyleri gerçekleştirmek gerekmektedir [16].

Plakalı ısı değiştirgeçlerinin karmaşık yapılarından dolayı ısı transferi analizleri oldukça geniş bir konudur. Gerçekleřen ısı transferinin ve meydana gelen basınç dūřümünün hesaplanması için çeşitli korelasyonların geliştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle farklı tipteki plakalı ısı değiştirgeçleri için performans deneyleri yapılmalı ve bu plakalara uygun korelasyonlar bulunmalıdır. Farklı akışkan tipleri ve plaka çeşitleri için yapılan deneyler bir sonraki bölümde yapılan literatür araştırmasında sunulmaktadır. Literatürde birçok deneysel ve sayısal çalışmalar mevcuttur [7].

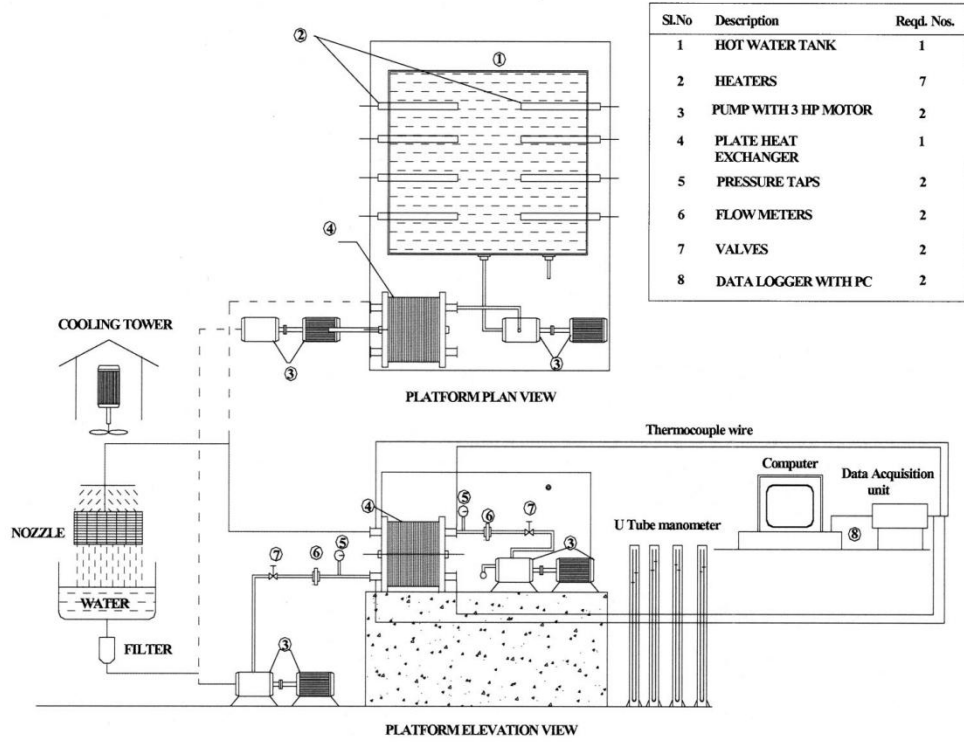
1.2. Literatür Araştırması

Benzer çalışmalarda kullanılan deney düzeneklerini incelemek ve elde edilen deneysel verilerden Nusselt sayısı ve sūrtünme katsayısı korelasyonlarının nasıl bulunduğu üzerine literatür taraması yapılmıştır.

Rao ve Das [17] 40 plakalı chevron tipi bir endüstriyel ısı değiştirgeci ile deneyler yapmıştır. 3 beygir gücündeki pompaların önüne kısılma vanaları konularak akış debisi kontrol edilmiştir. ASME standartlarında orifis kullanılarak debi ölçümü yapılmıştır. Isı değiştirgecinin port sayıları arttırılmış ve arka tarafa yapılan yeni portlar ve vanalar yardımıyla aynı ısı değiştirgeci hem U hem de Z konfigürasyonunda çalıştırılmıştır. Basınç dūřümü U tipi civalı manometreler kullanılarak ölçülmüş ve dijital manometre ile doğrulanmıştır. T tipi termoçiftler ile sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Yapılan çalışma sonucunda Reynolds sayısına bağlı bir sūrtünme katsayısı korelasyonu elde edilmiştir ve bulunan empirik korelasyonun 1000 ile 7000 Reynolds sayılarında geçerli olduğu vurgulanmıştır. Deęiřik port çaplarında tekrarlanan deneylerden artan port çapının kötü dağılımı (maldistribution) dūřürdüęü, ancak artan plaka sayısının ise tam tersi bir etki yaratarak kötü dağılımı arttırdığı gözlemlenmiştir.

Rao vd [18] tarafından yapılan çalışmada porttan kanala geçişteki kötü dağılım teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda aynı şartlarda gerçekleştirilen

deneylerde; Z tipi dizilişle sahip ısı değıştirgeçlerinde kötü dağılımın, U tipi ısı değıştirgeçlere oranla daha şiddetli olduğu görölmüşür. Ayrıca kötü dağılımın basınç düşümünü artırıcı, ısı transferini azaltıcı yönde etki yaptığı da gösterilmiştir. Yapılan çalışmada kötü dağılımı ve basınç düşümünü azaltmak için çoklu geçiş sayılarında çalışılması gerektiği belirtilmiştir. Rao vd [18] tarafından kullanılan deney düzeneği Şekil 1.15’de gösterilmiştir. Sistemde ısınan su soğutma kulesine gönderilerek soğutulmakta ve tekrar kullanılmaktadır.

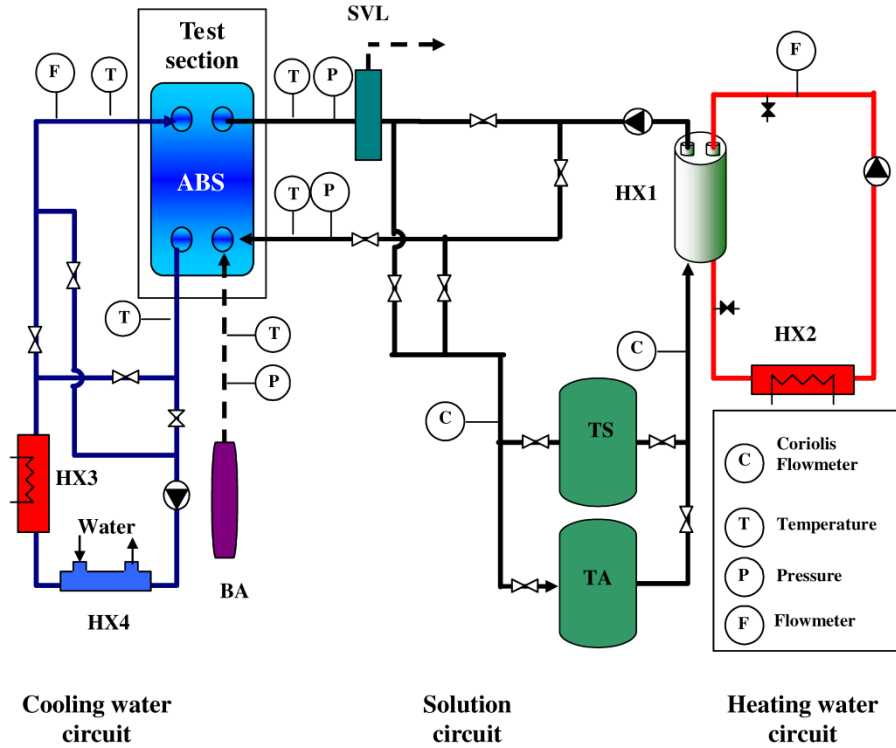


Şekil 1.15. Rao vd [18] tarafından kullanılan deney düzeneği

Dović ve Švaić [15] chevron tipi plakalarda geometrinin ısı değıştirgeci performansına etkisini incelemiştir. Değişik chevron açılarında ve farklı baskı derinliği-dalga boyu oranlarında (b/l) oranlarında deneyler yapmışlardır. Ayrıca plakalı ısı değıştirgeçlerinde deney ile gözlemlenmesi zor olan akışı mürekkep ile görüntülemişlerdir. Yapılan çalışmalarda b/l oranındaki değişikliğin ihmal edilebilir seviyelerde olduğu, ancak farklı

chevron açılarında farklı sonuçların alındığı gözlemlenmiştir. b/l oranı Reynolds sayısının giderek artmasıyla ancak etkili hale gelmiştir. Çalışmalarında literatürde var olan verilerden faydalanmış ve farklı (b/l) oranlarında karşılaştırmalar yapmışlardır.

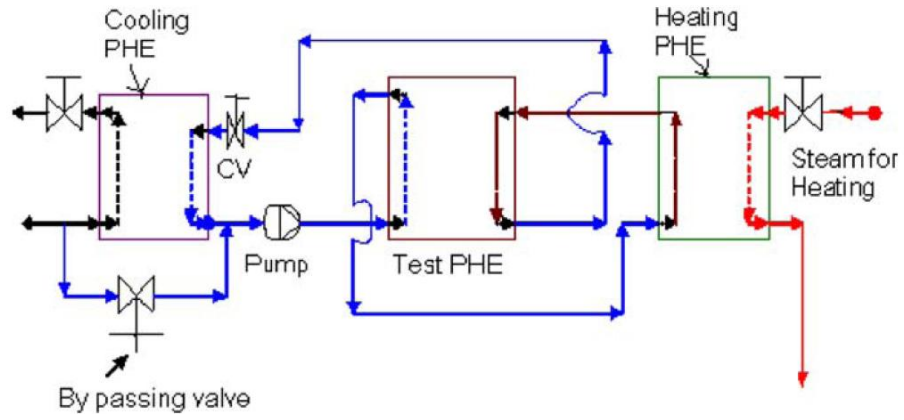
Cerezo vd [19] tarafından kullanılan deney düzeneğinde (Şekil 1.16) toplam üç çevrim bulunmaktadır: soğutma, ısıtma ve çözelti çevrimi. Soğuk su çevriminde 5kW'lık ısıtıcı, manyetik akış ölçer, pompa ve ısı değiştirgeci bulunmaktadır. Sıcak su çevrimi ise çözeltiyi ısıtmada kullanılmaktadır. Bu çevrimde de yine hat üzerinde 5kW'lık bir ısıtıcı, akış ölçer ve pompa bulunmaktadır. Deneylerdeki esas amaç çözültideki emilmenin incelenmesidir. Bu amaçla ısı değiştirgecinin her iki giriş ve çıkışında sıcaklık ve basınç ölçümleri ve kütsel debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Her iki çevrimde su kullandığı zaman, $66 < Re < 400$ aralığını laminer olarak tanımlamış ve $400 < Re < 900$ aralığını ise sistemin çalıştığı türbülans aralığı olarak, her iki durum için de ayrı Nusselt korelasyonları bulmuşlardır.



Şekil 1.16. Cerezo vd tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [19]

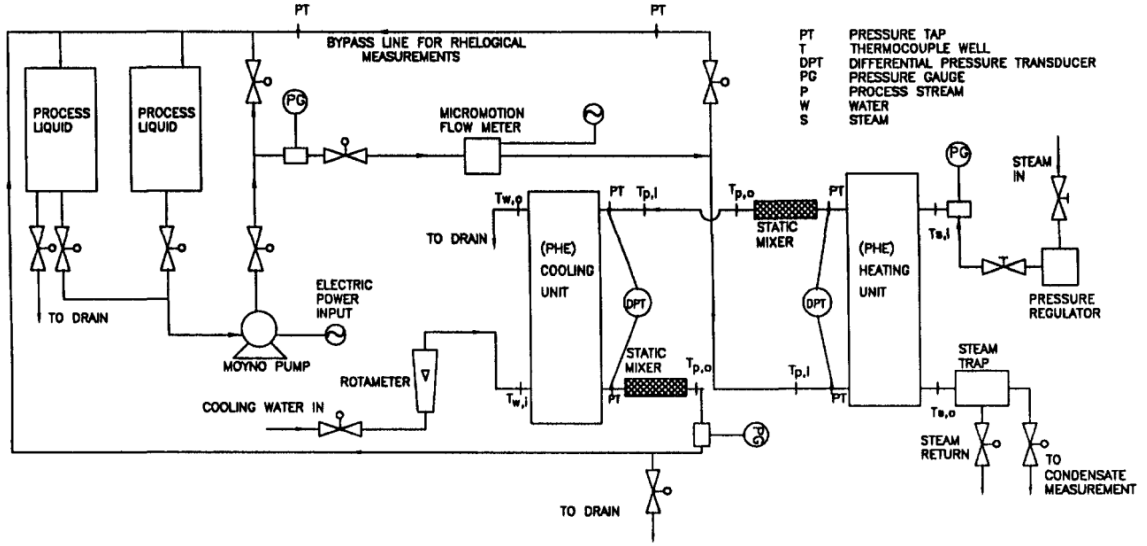
Afonso vd [20] tarafından gerçekleştirilen sayısal çalışmada yoğurdun soğutulması için kullanılan plakalı ısı değiştirgecinde newtonyen olmayan özelliklerin ısıl performansı incelenmiştir. Ayrıca, 30°lik chevron açısına sahip 0,265 m uzunluğunda, 0,102 m genişliğinde ve 0,0005 m kalınlığındaki plakalardaki ısı transferi deneysel olarak incelenmiş ve yoğurt için deneysel bir ortalama Nusselt sayısı korelasyonu bulunmuştur. Sayısal çalışmada hesaplamaları basitleştirebilmek adına baskı desenleri ve geometrik şekilleri olan plakalar yerine, düz levha üzerinde iki yönlü akış var olduğu kabul edilmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Bobbili vd [13] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, 1000 ve 17000 arasında değişen Reynolds sayıları için farklı plaka sayılarında (21 ve 81 plakalı ısı değiştirgeçleri ile) deneyler gerçekleştirilmiş ve akışkan olarak sıcak ve soğuk tarafta su kullanılmıştır. Yapılan deneylerde ilk, ortanca ve son plakalarda basınç problemleri ile statik basınç ölçümleri alınmıştır. Böylece basınç düşümü değerleri elde edilmiştir. Ayrıca basınç fark ölçerler kullanılarak toplam basınç düşümü değerleri de ölçülmüştür. PT-100 tipi termociftler kullanılarak ısı değiştirgeci giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bobbili vd [13] tarafından kullanılan deney düzeneğine ait şematik gösterim Şekil 1.17'de yer almaktadır. Buna göre bir tanesi test ısı değiştirgeci olmak üzere toplam üç ısı değiştirgeci kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk çevrimde kullanılan ısı değiştirgeçleri ile çevrim kapalı olarak çalıştırılmış ve döndürülen su aynı sıcaklıkta sisteme geri verilmiştir. Bobbili vd [13] çalışmaları sonucunda $900 < Re < 10000$ aralığı için fanning sürtünme katsayısı korelasyonu geliştirmişlerdir. Ayrıca yapılan çalışmalar sonucunda bağlantı konnektörü ve port girişi aynı çapta olan sistemde kötü dağılımın etkisinin minimize edildiği görülmüştür.



Şekil 1.17. Bobbili vd tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [13]

Muley ve Manglik [21] tek geçişli, U tipi, karşıt akışlı, chevron tipi plakalı ısı değiştirgecinde ısı transferini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Farklı chevron açılarında ve Reynolds sayılarında (600 – 10000) deneyler yaparak Nusselt ve fanning sürtünme katsayısı için korelasyonlar bulmuşlardır. Elde edilen sonuçlara göre chevron açısındaki artışın, ısı transferini arttırdığını belirtmişlerdir. Kullandıkları baskı desenli plakalardaki basınç düşümünün ise düz plakaya oranla 13 ile 44 kat daha fazla olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 1.18. Muley ve Manglik'in kullandığı deney düzeneği [3, 21]

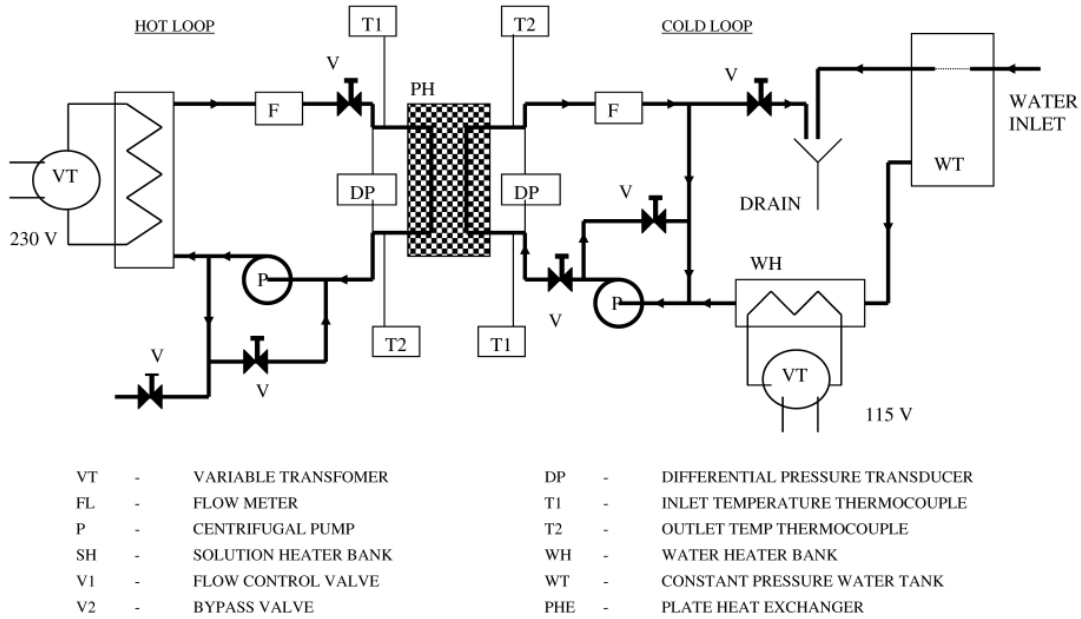
Khan vd [22] simetrik ve karışık chevron açılımlarına sahip çeşitli plakalarla deneyler gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı 500 – 2500 aralığında yapılan deneylerde her iki tarafta da 3,5 – 6,5 Prandtl sayılarında su kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda Reynolds sayısının ve chevron açısının ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve chevron açısının fonksiyonu olan bir Nusselt sayısı korelasyonu elde edilmiştir.

Gut vd [16] laboratuvar tipi, düz plakalara sahip bir ısı değiştirgeci ile deneyler gerçekleştirmişlerdir. İki farklı konfigürasyon ile deneyler yapmış ve bunlara bağlı olarak örnek bir boyutlandırma (plaka sayısı belirleme) çalışması sunmuştur.

Islamoglu ve Parmaksizoglu [23] baskı desenli plakalara sahip ve akışkan olarak hava kullanılan bir ısı değiştirgecinde ısı transfer katsayılarını ve sürtünme katsayısını hesaplamak için deneyler yapmıştır. Sıcak hava ototransformatörlü fanlar aracılığıyla ısı değiştirgecine gönderilmiş ve debi ölçümü orifis kullanılarak ölçülmüştür. Basınç ise eğik cam manometre kullanılarak ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümlerinde K tipi termociftler kullanılmış ve sinyaller multimetre ile okunmuştur. 5 mm ve 10 mm kanal

yüksekliklerinde deneyler tekrarlanmış ve 1200 ile 4000 Reynolds aralığında çalışılmıştır. Artan kanal yüksekliğinin hem Nusselt sayısı hem de sürtünme katsayısını artırdığı gözlemlenmiştir.

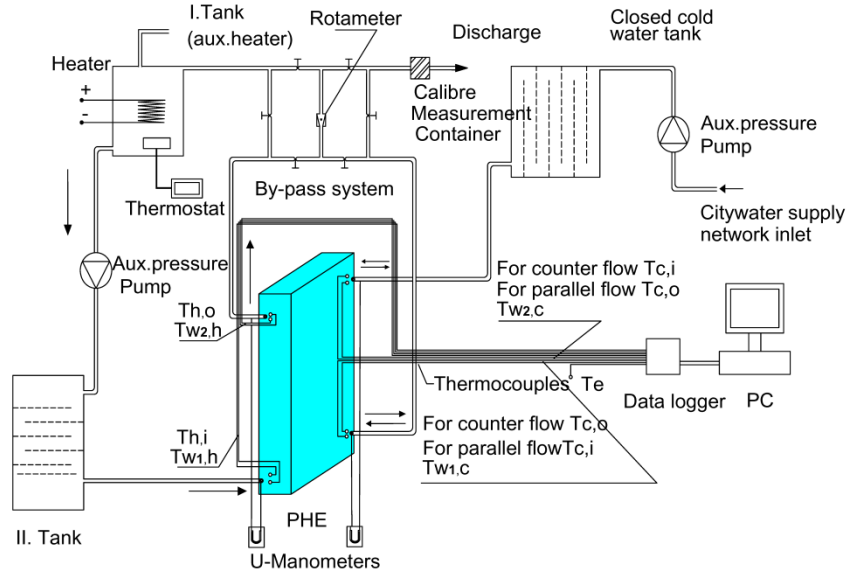
Warnakulasuriya ve Worek [24] endüstriyel tipte bir plakalı ısı değiştirgeci kullanarak, bir soğutma çevrimindeki 3 çevrimden biri olan çözeltinin soğutulmasındaki yardımcı soğutucu devresini incelemiştir. Çalışmanın amacı Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için korelasyonların bulunarak sistemin iyileştirilmesini sağlamaktır. Oluşturulan deney düzeneği (Şekil 1.19) ile yapılan deneyler sonucunda literatürdeki empirik modeller dikkate alınarak ve elde edilen verilere eğri uydurularak gerekli korelasyonlar elde edilmiştir.



Şekil 1.19. Warnakulasuriya ve Worek [24] tarafından kullanılan test düzeneği

Durmuş vd [25] tarafından yapılan çalışmada akışkan olarak su kullanılmış ve 3 farklı plaka ile deneyler gerçekleştirilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Düz plaka, washboard desenli plaka ve asteriks desenli plakalar kullanılmıştır. 15 plakalı setler ile deneyler

gerçekleştirilmiştir. Kullanılan plakaların porttan kanala geçişini sağlayan desenler aynı tutulmuş, böylece benzer bir akış dağılımı sağlanması amaçlanmıştır. Laminer akış bölgesinde çalışılmış ve farklı sıcaklıklarda Reynolds sayısı 50 ile 1000 aralığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Sıcak su aralıkları 45 °C ile 80 °C arasında tutulmuştur. Çalışılan plakaların ısı transfer alanı desenleri hariç diğer bütün geometrik parametreleri aynı tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar Gut'un [16] çalışmaları ile karşılaştırılmış ve benzer sonuçlar gözlemlenmiştir. Çalışma sonunda her üç plaka için paralel ve karşıt akım düzenleri için ayrı empirik korelasyonlar elde edilmiştir. Durmuş vd [25] tarafından kullanılan deney düzeneği Şekil 1.20'de gösterilmiştir.



Şekil 1.20. Durmuş vd [25] tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi

Miura vd [26] tarafından yapılan çalışmada laboratuvar ölçekli bir test ısı değiştirgeci ile deneyler yapılmış, elde edilen sonuçlar HAD analizleri ile karşılaştırmalarda kullanılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sadece hidrodinamik analiz üzerine gerçekleştirilmiş ve basınç düşümü irdelenmiştir. Buna ilave olarak akış kötü dağılımı incelenmiştir. Yapılan çalışmada baskı desensiz, düz plakalar kullanılmıştır.

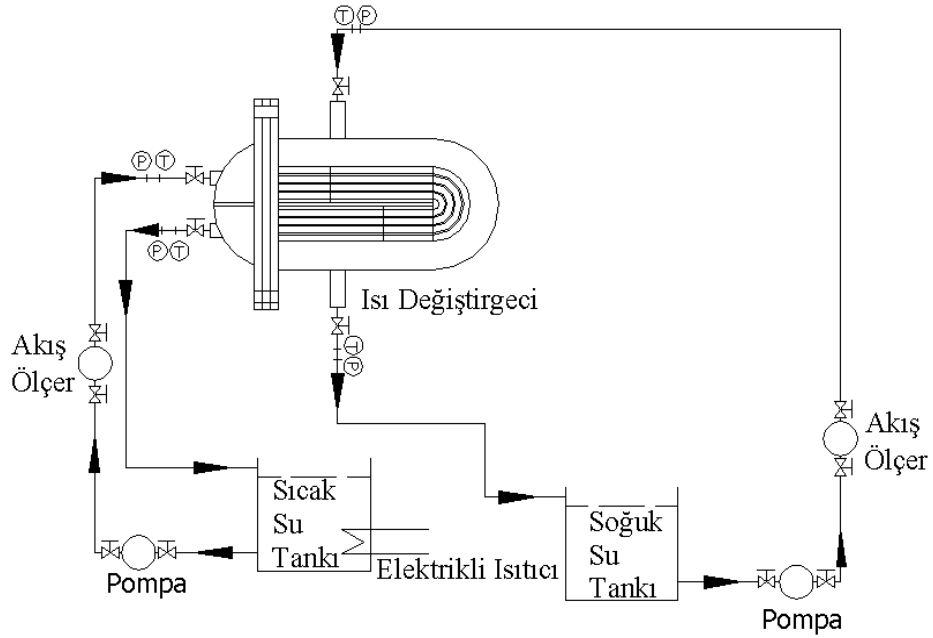
Tsai vd [8] tarafından yapılan çalışmada plakalı ısı değiştirgecinin giriş ve çıkış portlarından basınç ölçümleri veri toplayıcı (Agilent 39704A) ile alınmış, PC'ye RS232C seri bağlantı ile aktarılmıştır. Her bir deneyde daimi akış koşullarında; basınç düşümleri her 10 saniyede ve toplamda 60 defa alınmıştır. Bunlar kullanılarak ortalama ve standart sapma hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalar farklı debilerde tekrarlanmış, deneysel sonuçlardan elde edilen veriler ile HAD simülasyonları için şartlar belirlenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ısı değiştirgecinin hidrodinamik karakteristiği hem deneysel, hemde sayısal olarak irdelenmiştir. HAD simülasyonları ile iç akışın davranışı gözlemlenmiş ve hız vektörleri çizdirilmiştir.

Muley doktora tezinde [3] plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı transferini ve basınç düşümünü incelemiş farklı koşullarda endüstriyel tip plakalarla deneyler gerçekleştirerek plakalara özgü Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı korelasyonlarını elde etmiştir. Muley ısı transferi hesaplamalarında empirik korelasyonu elde etmek için modifiye edilmiş bir Wilson-plot metodu kullanmıştır. Deneylerinde iki simetrik bir de karışık (mixed) kofigürasyonda karşıt akımlı plakalı ısı değiştirgeçleri kullanmış ve elde edilen sonuçları karşılaştırmıştır. Akışkan olarak su ve bitki özlü yağ kullanmıştır. Elde edilen korelasyonlar laminer ve türbülanslı olmak üzere iki ayrı bölge için ayrı ayrı bulunmuştur. Laminer bölge için bulunan korelasyonlar, deneysel verilerle $\pm\%10$ uyum sağlarken; türbülanslı bölgede bu uyum sürtünme katsayısında $\pm\%5$ değerlerine kadar indirilmiştir. Muley'in doktora tezi için hazırladığı deney düzeneği Şekil 1.18'de gösterilmektedir.

Haile [27] yüksek lisans tezinde plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı performans analizini gerçekleştirmiştir. Tezindeki amaç optimum plaka sayısını bulmak için bir metodoloji geliştirmektir. Deneyler sonucunda elde ettiği ortalama ısı transferi katsayısını literatürdeki korelasyonlar ile oluşturduğu programdan elde ettiği çıktılar ile karşılaştırmıştır.

Deveci [28] tarafından yapılan çalışmada tasarımı yapılan gövde boru tipi ısı değiştirgeci için performans testleri gerçekleştirilmiştir. Bell-Delaware ve Kern metodları

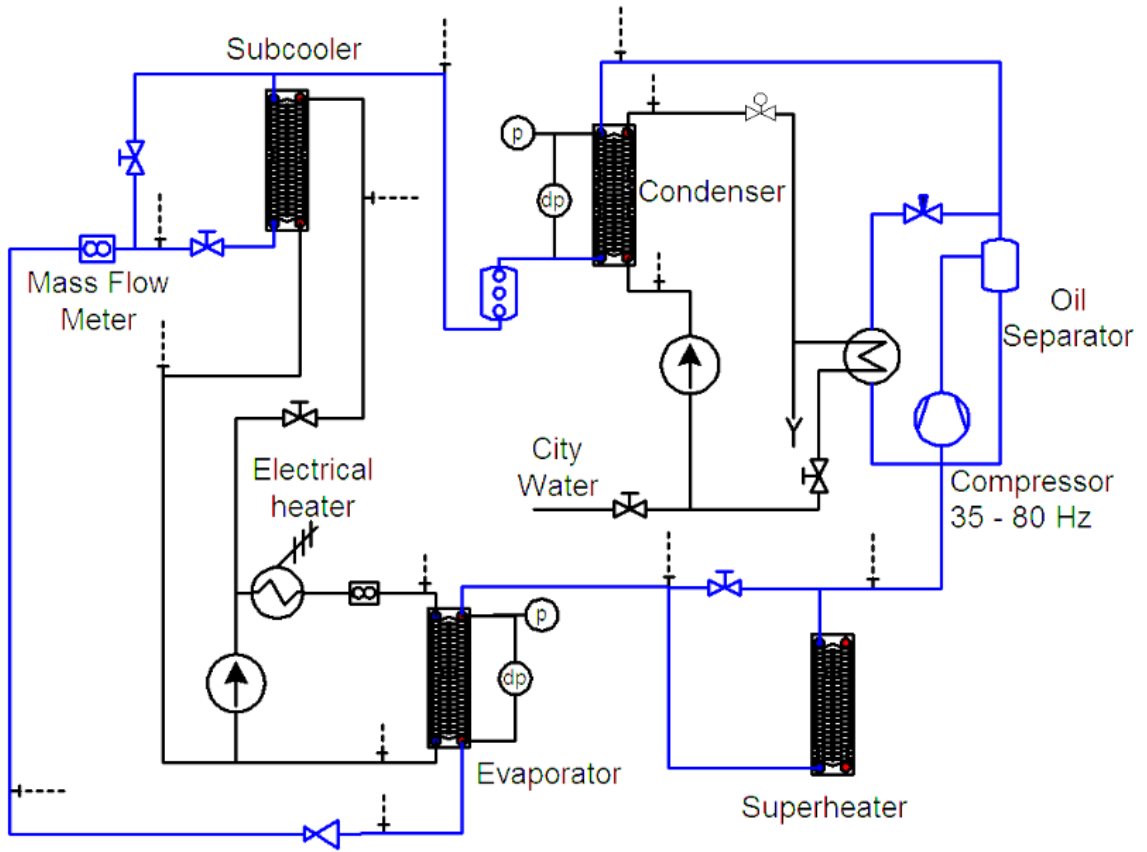
kullanılarak elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Deveci [28] tarafından kullanılan deney düzeneği Şekil 1.21’de gösterilmiştir. Buna göre sıcak ve soğuk su pompalardan çıktıktan sonra manyetik akış ölçerler ile debisi ölçülmüş ve ısı değiştirgecine girişte de K tipi termoçiftler ile sıcaklıkları ölçülmüştür. Debi ayarlamaları pompaların üzerindeki üçlü frekans kademesi ile sağlanmıştır. Bu nedenle sadece üç farklı debide çalışılmıştır. Şekil 1.21 incelendiğinde ısı değiştirgecinden çıkan akışkanın doğrudan tekrar aynı depoya dönmekte olduğu görülmektedir. Bu nedenle deneyler sırasında akışkan depolarında sabit sıcaklık sağlanamamıştır.



Şekil 1.21. Deveci [29] tarafından kullanılan deney düzeneği

Claesson [30] tarafından doktora tezi olarak sunulan çalışmada domestik ısı pompalarında buharlaştırıcı olarak çalışan lehimli plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısıl ve hidrodinamik performans analizleri araştırılmıştır. Bu çalışmayı farklı kılan tuzlu suyun (%24 etanol-su karışımı) debisindeki değişiklikten kaynaklanan Wilson-plot metodunun uygulanamayışdır. Çalışmada diğer tarafta akışkan olarak R134a ve R22 kullanılmış ve sadece bu kısım incelenmiştir. Daimi şartlarda deneyler gerçekleştirilmiş ve sayısal

çalışmalarla karşılaştırılmıştır. PID kontrollü valf yardımı ile sıcaklık kontrolü sağlanmıştır ve frekans invertörü ile farklı ısı kapasitelerinde çalışılmıştır. Mikro ve manyetik akışölçerler ile debi ölçümü yapılmış ve T tipi termoçiftler ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Fark basınçölçerler ile basınç düşümleri tespit edilmiştir. Ölçümler her 10 saniyede bir gerçekleştirilmiştir. Claesson tarafından kullanılan deney düzeneği Şekil 1.22’de gösterilmiştir.



Şekil 1.22. Claesson [30] tarafından kullanılan deney düzeneği

Plakalı ısı değiştirgeçleri üzerine yapılan diğer bazı çalışmalarda, Lyytikäinen vd [31] tarafından 2 boyutlu yaklaşımla ısı değiştirgecinde plakadan plakaya olan ısı aktarımı ve sürtünme katsayıları çözümlenmiştir. Bu çalışmada HAD ile saatler süren analizler yerine dakikalar içerisinde sonuç almak mümkün olmuştur. Bu yöntemle elde edilen

basınç düşümü sonuçları, ısı transferi sonuçlarına oranla daha iyi doğruluktur. Fernandes vd [32] tarafından yapılan çalışmada ise laminer akışta ticari HAD yazılımı kullanılarak, hidrodinamik karakteristikler HAD yardımıyla hesaplanmıştır. Fernandes vd [32] yüksek viskozitedeki akışkanlarla çalışarak laminer bölgede kalmaya çalışmışlardır. Farklı baskı açıları için tortuosity katsayısını ve Kozeny katsayısını araştırmışlardır. Tüm analizlerini tam gelişmiş laminer akış ve sabit fiziksel özelliklerde newtonyan akışkan kabulü altında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmaları sonucunda tortuosity ve Kozeny katsayılarının artan baskı açısıyla azaldığını bulmuşlardır. Galeazzo vd [33] baskısız, düz plakalarda akışı ve ısı transferini sayısal çözümlenmişlerdir. Dört kanallı bir ısı değiştirgeci modellenmiş ve HAD ile analiz edilmiştir. Paralel ve seri konfigürasyonlarda deneyler tekrarlanmıştır. Sonuçlar önceki çalışmalardaki 1 boyutlu sonuçlarla ve deneylerle karşılaştırılmıştır.

1.3. Tezin Amacı ve Konusu

Bu tez çalışmasının amacı contalı plakalı ısı değiştirgeçleri için deney düzeneği tasarımının yapılıp, kurulması ve bu tip ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrodinamik performansının deneysel olarak incelenmesidir. Ayrıca; test edilecek plakalara özel Nusselt sayısı ve sürtünme katsayıları için gerekli korelasyonların çıkarılması da hedeflenmektedir. Bu kapsamda, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'nda kurulan deney düzeneği ile chevron tipi endüstriyel plakalar üzerinde farklı koşullarda deneyler yapılmıştır. Geniş bir Reynolds sayısı aralığında (450 ile 5250 arasında) yapılan analizler sırasında ısı değiştirgecinin giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümleri, hem sıcak hem de soğuk akışkan için hacimsel debi ölçümleri ve giriş ve çıkış basınç düşümü ölçümleri yapılarak; ısı ve hidrodinamik karakteristikleri incelenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlardan, çalışılan plaka için, ısı transferi hesaplamalarında kullanılmak üzere Nusselt sayısının ve basınç düşümü hesaplamalarında kullanılmak üzere sürtünme katsayısının Reynolds sayısına bağlı

empirik formüllerini bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar literatürdeki bazı korelasyonlarla karşılaştırılmıştır.

Bu tezde, Bölüm 2’de bu çalışmada kullanılan deney düzeneğinin tasarımı, kullanılan ölçüm cihazları ve kurulum aşamaları anlatılmaktadır. Bölüm 3’te deneylerde kullanılan plakaya ait özellikler verilmiştir. Bölüm 4’de deneysel yöntem anlatılmıştır. Bölüm 5’te deneysel sonuçlar ve hesaplamalar gösterilmiş, Bölüm 6’da ise deneysel sonuçlar ve performans analizleri ile, ısı değiştirgecinin ısı ve hidrodinamik karakteristikleri incelenmiştir. Bölüm 7’de bu tez çalışması ile elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler anlatılmış, gelecekte yapılabilecek çalışmalar önerilmiştir.

2. DENEY DÜZENEĞİ TASARIMI ve KURULUMU

2.1. Deney Düzeneginin Tasarımı

Deney tesisatının en uygun şekilde tasarlanması için gerekli literatür araştırmaları yapılmış, benzer deneysel sistemlerle ilgili makaleler incelenmiş ve kullanılan sistemlerde yapılan ölçüm ve analiz çalışmaları hakkında bilgiler toplanmıştır.

Literatür araştırmaları sonucunda, deneylerde dikkat edilmesi gereken noktalardan en önemlileri; sıcak ve soğuk depolardan gelen akışkanın sabit sıcaklıkta ısı değiştirgecine girmesinin sağlanmasıdır [28]. İkinci olarak ölçüm aletleri birbirleriyle etkileşime girmeyecek bir şekilde ve dış etkilerden yalıtılmış olarak deneylerin yapılması gerekmektedir [20, 22]. Deney düzeneği tasarımı yapılırken deneyin doğruluğunu veya yapılabilirliğini etkileyecek bu gibi unsurları en aza indirmek amaçlanmıştır. Bu kapsamda birçok farklı deney düzeneğinin şematik tasarımı gerçekteştirilmiştir. Bunlar üzerinde iyileştirmeler yapılarak hem uygulanabilirlik, hem de proje bütçesi doğrultusunda en uygun deney düzeneği oluşturulmaya çalışılmıştır.

Deney düzeneği oluşturulurken; önceden varolan pompaların kullanılacak olmaları nedeniyle, normal tasarım adımları izlenememiştir. Bu nedenle sisteme uygun pompa seçimi yapmak yerine, Wilo TOP S/40-4 3 fazlı pompalara (şekil 2.1) uygun bir sistem tasarlanmıştır. Deney düzeneği tasarımları, SANTEZ proje ortağı firma tarafından sağlanacak Wilo TOP S/40-4 3 fazlı pompa (şekil 2.1) düşünülerek yapılmıştır. Bu pompa ile küçük ve basit bir sistem oluşturulmak istenmiştir. Bu pompa üzerindeki devir ayarı ile üç farklı devirde çalıştırılabilmektedir. Böylece pompaya başka müdahale yapmadan debinin ayarlanabilmesi mümkün olmakta ancak bu çok kısıtlı bir aralıkta yapılabilmektedir.

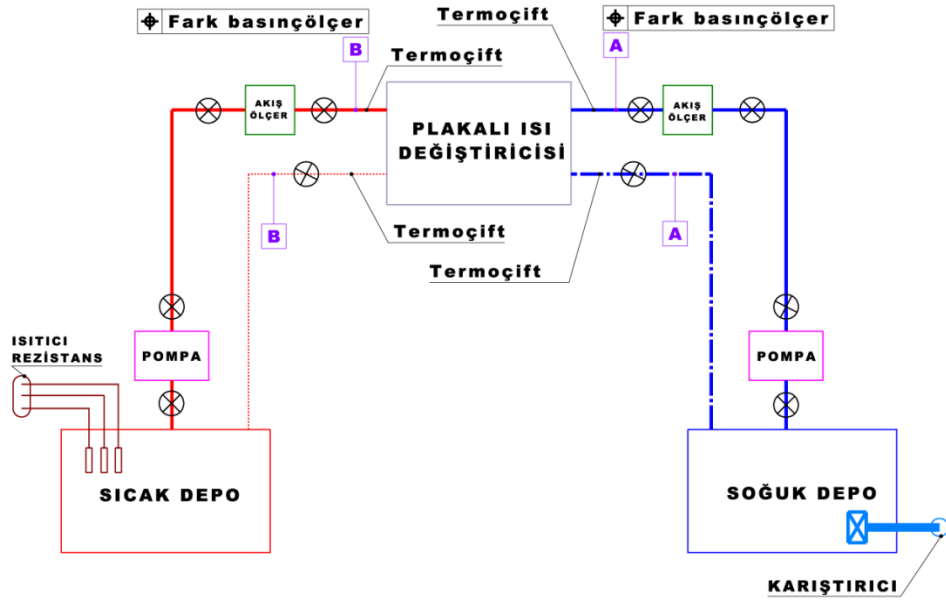


Şekil 2.1. Wilo TOP S/40-4 3 fazlı pompa [34]

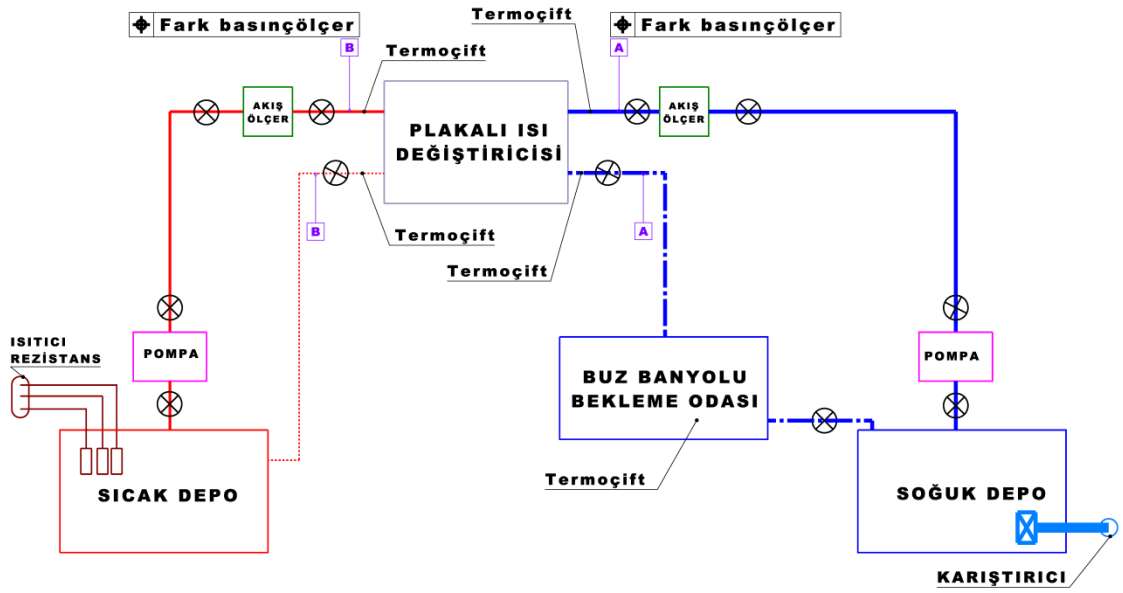
Pompanın haricinde, deney düzeneğinde olması gereken ölçüm cihazları, literatür taraması yapılırken edinilen bilgilere göre seçilmiştir. Isı değiştirgeci performans analizi sırasında ölçülmesi gereken değerler, ısıl ve hidrodinamik performans analizleri için gerekecek veriler dikkate alınarak sistem bileşenleri oluşturulmuştur. Bu kapsamda sistemin ana bileşenlerini plakalı ısı değiştirgeci, sıcaklık ölçerler, debimetre ve fark basınçölçer (pressure transmitter) aletleri oluşturmaktadır.

İlk tasarımı yapılan deney düzeneği Şekil 2.2’de gösterilmektedir. Bu sistem incelendiğinde ısı değiştirgecinden ısınarak tekrar soğuk depoya dönecek akışkan, depodaki sıcaklığı sürekli yükseltecektir. Böylece sistem daimi durumdan çıkarak zamana bağlı sıcaklık değişimleri meydana getirecektir. Bu da Deveci [28]’nin karşılaştığı problemlerden biridir. Yine bu tasarımda sıcak depoya geri dönen soğumuş akışkanın, PID kontrollü ısıtıcılar ile kontrol edilmesi düşünülmüştür.

Şekil 2.2’deki sistem biraz daha iyileştirilerek Şekil 2.3’de gösterilen düzenek oluşturulmuştur. Burada amaç contalı plakalı ısı değiştirgecinden ısınarak çıkacak olan soğuk akışkanı ayrı bir depoya almak ve burada buz ile sıcaklığını düşürmektir. Benzer bir uygulama İslamoğlu vd [23] tarafından kullanılmıştır. Ancak bu sistemin kontrolü zor olacağından ve sürekli buz takviyesinin laboratuvar ortamında sağlanmasının güç olmasından dolayı uygulanabilirlik açısından verimli bulunmamıştır.



Şekil 2.2. Deney düzeneği 1'in şematik gösterimi



Şekil 2.3. Deney düzeneği 2'nin şematik gösterimi

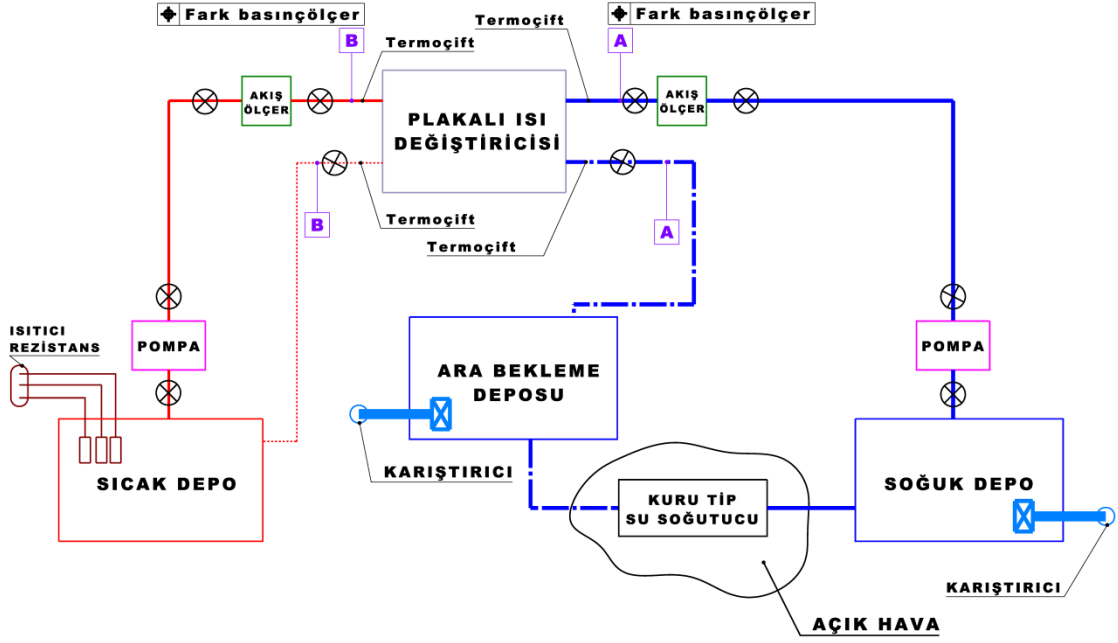
Şekil 2.4'te gösterilen düzenekte ise Şekil 2.3'de kullanılan buz sistemi yerine bir ısı değiştirgeci düşünülmüş, bu amaçla kuru tip fanlı bir soğutucunun kullanılması düşünülmüştür. Soğutma kulesi gibi görev yapacak olan bu sistemin maliyeti çok yüksek olacağından uygulanamamıştır. Benzer bir sistem Rao vd [18] tarafından uygulanmıştır.

Yapılan farklı çalışmalar sonucunda sisteme sabit sıcaklıkta soğuk su sağlayabilecek ve maliyeti en az seviyede tutabilecek uygulanabilirliği en kolay yöntem şehir şebekesinden doğrudan besleme almak olarak görülmüştür. Bu çerçevede Şekil 2.5'de gösterilen deney düzeneği 4 tasarlanmıştır.

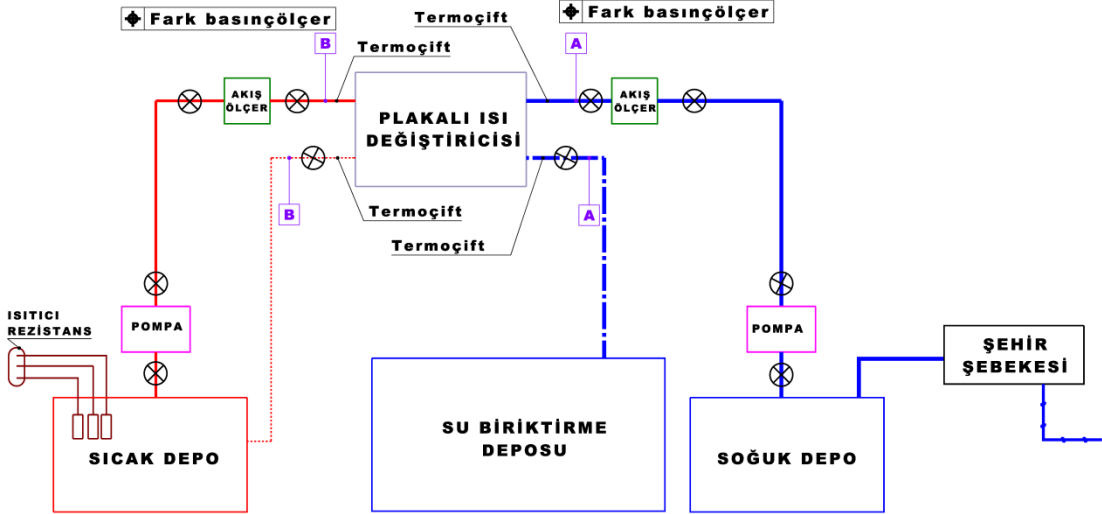
Tasarımı düşünülen bütün deney düzeneklerinde; sıcak ve soğuk akışkanın plakalı ısı değiştirgecine giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık değerlerinin (toplam 4 noktada) ve akışkanın hem sıcak hem de soğuk çevrimdeki debi değerlerinin ölçülmesi planlanmıştır. Yine plakalı ısı değiştirgeçlerinin tasarımında en önemli etkenlerden biri olan basınç düşümünün ise, sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın giriş ve çıkışları arasında ölçülmesi planlanmıştır.

Yine bütün tasarımlarda sıcak depoda sabit sıcaklık sağlanması için PID kontrollü elektrikli rezistansların kullanılması planlanmıştır. Soğuk depo için ise alternatifler değerlendirildikten sonra sürekli şehir şebekesinden besleme planlanmıştır. Şehir şebeke suyunun mevsimsel sıcaklık değişimi ve gündüz-gece arasındaki sıcaklık farklılıkları haricinde daimi koşullar (steady-state) içinde bulunduğu düşünülebilir. Deney sürelerinin de 30'ar dakikalık süreleri aşmayacak şekilde gerçekleştirilecekleri düşünüldüğünde, deney süresince soğuk rezervuar için daimi koşullar sağlanmaktadır.

Soğuk kaynak olarak kullanılan şebeke suyunun geri beslemesi olmayacak, onun yerine ısı değiştirgecinden çıkan soğuk su ayrı bir depoda toplanacaktır. Bu nedenle şehir şebekesinden gelen suyun ısı değiştirgecinden çıkışının ardından toplanması için bir su biriktirme deposu oluşturulacak ve atık suyun daha sonra deneylerde veya başka amaçlar için tekrar kullanılması sağlanacaktır.



Şekil 2.4. Deney düzeneği 3'ün şematik gösterimi



Şekil 2.5. Deney düzeneği 4'ün şematik gösterimi

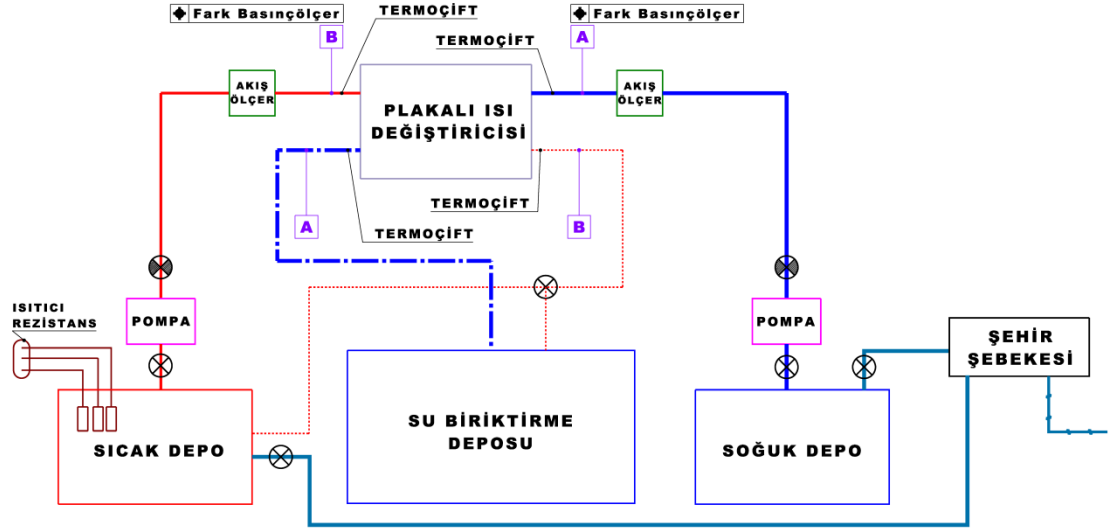
Bir diğerk rezervuar olan sıcak akışkan deposundan alınan akışkanın, çevrim sonrası ısı değıştirgecini terk etmesi ile tekrar sıcak depoya aktarımı düşünölmüştür. İlk sıcaklık değerinin altında bir değerle ısı değıştirgecinden çıkacak bu akışkanın sıcak depoyu bir miktar soğutacağı kesindir. Bu amaçla PID kontrollü ısıtıcılar ile gerekli sıcaklık değerinin sabit tutulması planlanmıştır. Ancak, yüksek debilerde, kontrolün zorluğu ve sabit sıcaklığın sağlanmasının zorluğu nedeniyle sisteme üç yollu sıcaklık kontrol vanası eklenmesi düşünölmüştür. Üç yollu vana kontrol sisteminde pompadan çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkan ile çevrimden dönen ve bir miktar soğumaya maruz kalan sıcak akışkanın kontrol mekanizması ile karıştırılması sağlanarak istenen sıcaklık değerleri daha kesin bir şekilde elde edilebilecektir. Üç yollu vanada gerekli oranlarda karıştırılarak elde edilen akışkan sisteme doğru ilerlerken kelebek vana ile pompa maksimum sınırları dahilinde istenilen debilere kısılabilecektir. Bu işlem pompa veriminin düşmesine yol açsa da, deney çeşitliliği açısından faydalı olacağı kesindir. Ancak, kontrol sisteminin ve kontrol vanasının maliyetli olduğu göröldüğünden; soğuk depodaki gibi suyun ayrı bir depoda biriktirilmesine karar verilmiştir.

SANTEZ proje ortağı tarafından verilen Wilo TOP-S40/4 3 fazlı pompalar, deney düzeneğinin farklı boyutlardaki ısı değıştirgeçlerini de test edebilmesi için Wilo marka IPL 40/150 – 3/2 model pompalar ile değıştirilmiştir. Şekil 2.6'da deney düzeneğinin son hali gösterilmektedir. Deney düzeneğinin son şekli ile diğerk düzeneklere göre avantajları şunlar olmuştur:

- Akış ölçerlerin kapasitesi ve pompaların gücü kapsamında bütün debilerde çalışabilirlik,
- Esnek boru bağlantıları ile birçok ebatla ısı değıştirgecine bağlanabilirlik,
- Debi çeşitliliği açısından daha geniş çalışma aralığı sağlaması, böylece bu aralıkta daha çok deney sayısı ile elde edilecek korelasyonların doğruluğunun artması,

- Sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarının daimi (steady-state) koşullarda kabul edilebilirliği.

Deney düzeneğinde bir adet yalıtılmış sıcak su deposu, bir adet soğuk su deposu ve bir adet kullanılmış suyu biriktirme deposu bulunmaktadır. Sıcak depoda suyun ısıtılması için elektrikli rezistanslar kullanılmaktadır. Su ısıtıldıktan sonra, elektrikli rezistanslar kapatılarak sistem pompa yardımıyla tek taraflı (sadece sıcak su çevrimi) devridaim edilmektedir. Böylece ısının suya eşit bir şekilde dağılması sağlanacaktır. Soğuk depo için sürekli şehir şebekesinden besleme yapılmaktadır. Yine soğuk depoda oda sıcaklığında yeteri kadar bekletilen su, oda sıcaklığında sistemde kullanılabilir. Şekil 2.6'da da gösterildiği gibi pozitif yükü sağlayan yükseklikten, metal galvanize borular aracılığıyla akışkan depolardan pompalara gelmekte, buradan pompanın basmasıyla sisteme gönderilmektedir. Pompalardan sonra belli bir noktaya kadar metal galvanize borularla gelen akışkanın sisteme bağlanan debi ölçerler ile debi ölçümü alındıktan sonra esnek boru bağlantıları ile ısı değiştirgeçlerine bağlantıları yapılmıştır. Böylece bu tasarıma göre ısı değiştirgecinin girişlerinde (sıcak ve soğuk girişler) akış ölçer kullanılarak akışkan debisi ölçülmektedir. Bu kapsamda yapılan çalışmalar ölçme donanımı başlığı altında anlatılmaktadır. Esnek boru bağlantısı seçilmesindeki temel neden farklı boyutlardaki ısı değiştirgeçlerinin sistemde denenecek olması, böylece her deney için tesisatın tekrar sökülmesine gerek kalmamasının sağlanmasıdır. Esnek boru bağlantıları ısı değiştirgeçlerine manşonlar aracılığıyla yapılmıştır. Bu kapsamda esnek boru tarafında hızlı geçme bağlantılı (quick coupling) eleman, ısı değiştirgeci tarafında ise dişli bağlantılı olan manşonlar kullanılmıştır. Manşonlar üzerinde açılacak iki port aracılığıyla termo çiftler ve fark basınçölçer bağlantıları yapılmıştır. Şekil 2.6'da gösterilen AA ve BB referans noktaları arasında fark basınçölçerler ile basınç düşümü ölçümleri gerçekleştirilmektedir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Kurulumu yapılan deney düzeneğinin şematik gösterimi

Şekil 2.6’da görüldüğü gibi sistem üzerinde bazı noktalarda vanalar kullanılmıştır. Burada amaç sistemin elemanlarının (ısı değiştirgeci, pompa, borular gibi) olası bir değişikliği halinde sistemin bütününün sökülmeden en kısa sürede değiştirilmesi planlanan elemanın değişiminin yapılmasıdır.

Sıcak kaynaktan alınan suyun ısı değiştirgeci çıkışına t boru ve vana sistemi konulmuştur. Böylece hem sıcak deponun kendi içinde deney öncesinde devirdaim etmesine olanak sağlanmış, hem de deney sırasında vanaların yönleri değiştirilmek suretiyle kullanılan suyun tekrar sıcak su deposuna dönmesi engellenmiştir. Böylece kullanılan suyun soğuk su gibi biriktirme deposuna alınması sağlanmıştır. Yapılan bu t bağlantı ile ileride sisteme eklenmek istenen üç yollu sıcaklık kontrol vanasının sistem sökülmeden bağlanması da mümkün olacaktır.

Soğuk kaynak olarak kullanılan şebeke suyunun ise geri beslemesi olmayacak, onun yerine ısı değiştirgecinden çıkan soğuk su ayrı bir depoda toplanacaktır. Böylece sistemde kullanılan suyun ısı değiştirgecinden çıkışının ardından toplanması için bir su

biriktirme deposu oluşturulacak ve atık suyun daha sonra tekrar kullanılması sağlanacaktır.

Sistem üzerine bağlanacak cihazların ve glob vananın bağlantıları flanşlı bağlantılarla yapılmıştır. Boru geçişleri dişli olduğundan sistem üzerinde çok fazla kayba neden olmamakta ve ısı değiştirgecinin yaratacağı basınç düşümünden kaynaklanan kayıpların yanında ihmal edilebilir kalmaktadır. Ancak bu kayıplar da sistem karakteristiğini belirlerken dikkate alınmıştır.

2.2. Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar

Deney tesisatında kullanılmak üzere seçilmiş cihazlar ve bunlar seçilirken yapılan hesaplamalar aşağıda anlatılmaktadır.

2.2.1. Sıcaklık Ölçümü

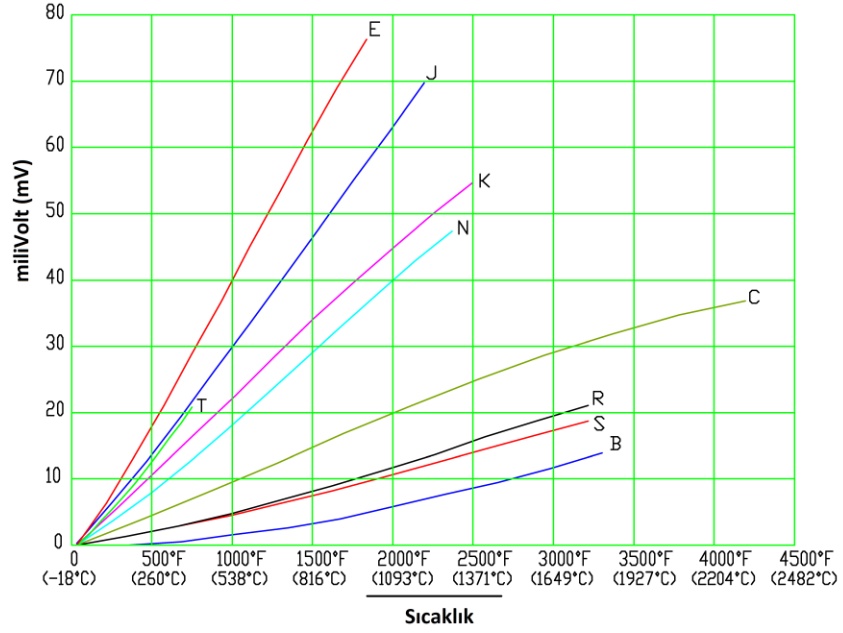
Sıcaklık ölçümleri termoçiftler aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler düşünüldüğünde, sıcaklık ölçüm cihazının bazı sınırlamaları ve ortama uygun bazı özellikleri karşılaması gerekmektedir. Bu özellikler şu şekilde belirlenmiştir;

- 0 °C – 100 °C arası ölçüm alabilmeli,
- Termoçift arkları kirlenmeye karşı korumalı olmalı,
- Termoçift geometrisi boru içinde ölçüm almaya uygun olmalı,
- Anlık verileri bilgisayara aktarabilmelidir.

Kullanılan akışkan su olduğu ve her iki rezervuarda da sıvı faz olduğu için suyun sıvı faz sınırlarında çalışılmıştır. Bu nedenle 0 °C – 100 °C arasında ölçümler alınabilmelidir.

Akışkan sıcaklıklarını ölçmek için, ilk olarak literatürdeki çalışmalarda [23,28] da olduğu gibi -200°C ile 1200°C arasında ölçümler alabilen DIN 43710 standartlarına göre K tipi olarak belirtilen NiCr-Ni veya Cr-Al'dan yapılmış termociftler kullanılması düşünülmüştür. Ancak yapılan detaylı araştırmalar sonucunda DIN 43710 standartlarına göre J tipi termociftlerin, deneylerin gerçekleştirileceği 0 – 100 °C sıcaklık aralığında daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu nedenle daha önce düşünülen K tipi termociftler yerine, -200 – 800 °C arasında ölçüm alabilen J tipi termociftlerin kullanılmasına karar verilmiştir. Deney düzeneğinde sıcaklık ölçmek için DIN 43710 standartlarına göre J tipi termociftler kullanılmıştır. Fe-Cu, %45Ni'den yapılan J tipi termociftler, Şekil 2.7'de de görüldüğü gibi 0°C – 100°C (32°F – 212°F) aralığında diğer tip termociftlere göre daha doğrusal bir milivolt değeri izlemektedir. Bu nedenle bu aralıkta daha doğru sonuçlara ulaşmak mümkündür.

Termocift ucu boru içinde ölçüm alabilecek geometride olmalıdır ve sabit olarak tutturulabilecek bir şekle sahip olmalıdır. Farklı boyutlardaki plakalarla çalışılacağı göz önünde bulundurularak, uzun telli termociftler kullanmak deneyler sırasında kolaylık sağlayacaktır.



Şekil 2.7. Termoçift tiplerine göre sıcaklıkla – mV eğrileri [35, 36]

Isı değiştirgeçlerinin en büyük problemlerinden biri olan kirlenme sorunu belirli bir süre sonra termoçiftleri etkileyebilir. Isı değiştirgecinde oluşacak kirlenme, sıcaklık ölçüm alımını gerçekleştiren termoçift arklarına yapışarak alınacak ölçümleri etkileyebilir. Bu nedenle kirlenmenin olamayacağı şekilde termoçiftler kullanılmalıdır.

Termoçiftlerin kirlenmeye karşı korunması için ve bu korunmanın yapılırken, koruyucunun kendisinin kirlenme yapmaması için uygun bir koruyucu kılıf seçilmelidir. Bu nedenle paslanmaz özellikte olan Inconel çeliğinden yapılan ve ebatları boruların içine girebilecek ve akış rejimini fazla etkilemeyecek şekilde olan koruyucu kılıflar tasarlanmış ve borulara dişli bağlantısı yapılabilecek şekilde adaptörlere montajlanmıştır (Şekil 2.8 ve 2.9a). Tasarımı yapılan termoçiftlere ait teknik resim Ek - A'da gösterilmektedir.

Deneyler sırasında giriş ve çıkışta sabit sıcaklıklar elde edilemeyebilir. Bu nedenle deneyin sağlıklı yapılp yapılamadığını belirlemek amacıyla sürekli sıcaklık takibi

gerekmektedir. Ancak bu şekilde sistemin gerçekten zamandan bağımsız (daimi) koşullarda çalıştığından emin olunur.

Bu nedenle J tipi termočiftler Şekil 2.9b’de gösterilen DT – 80 veri toplayıcı ile kullanılmış, böylece anlık veriler hem cihaz üzerinde görölmüş hem de bağlantı kablosu veya veri çubuğu kullanılarak dijital ortama kaydedilebilmiştir.



Şekil 2.8. Deneylerde kullanılan J tipi termočift ve yapılan adaptör



(a)



(b)

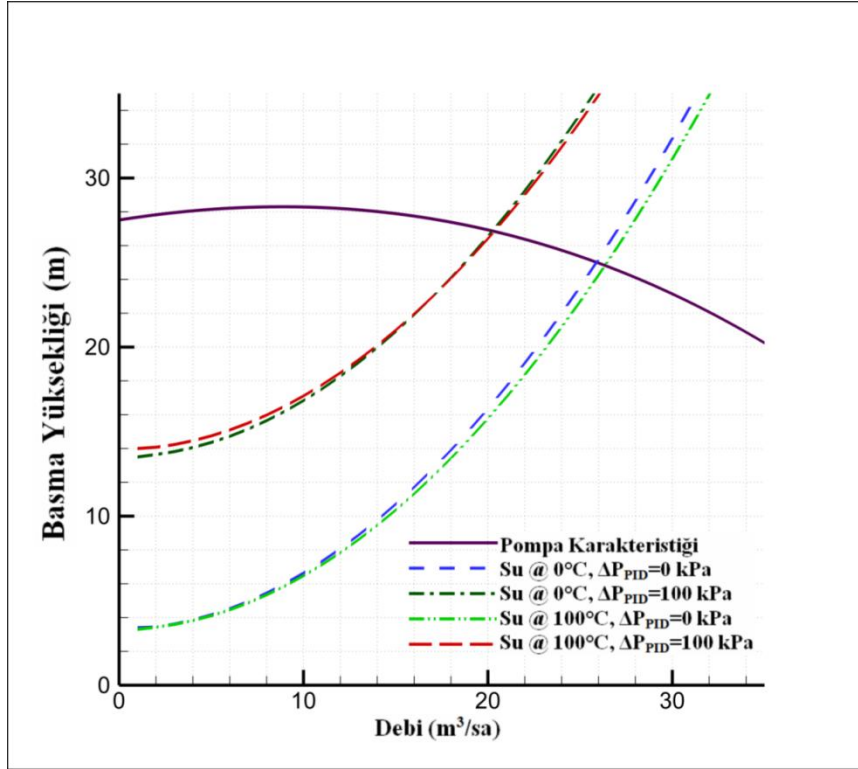
Şekil 2.9. Sıcaklık ölçüm cihazları **a)** Termočiftler **b)** DT – 80 Veri toplayıcı

2.2.2. Sistem Karakteristiği Hesaplamaları ve Akış Ölçümü

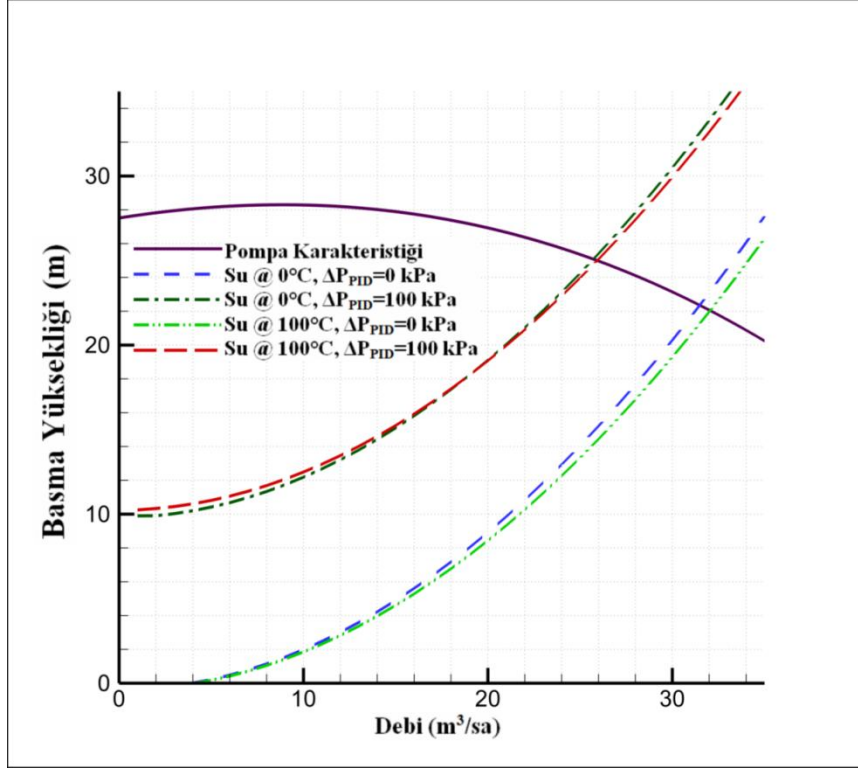
Sisteme giren akışkan debilerinin belirlenmesi için kullanılacak akış ölçer için çeşitli tiplerde incelemeler yapılmıştır. Mekanik, manyetik ve ultrasonik akış ölçerler değerlendirilmiş, proje bütçesi ve deney verilerinin doğruluğu açısından manyetik akış ölçer kullanılması planlanmıştır. Deney düzeneğinde kullanılmak üzere manyetik akış ölçer seçilmesi nedeniyle doğru ölçümler alınabilmesi için, akış ölçer seçiminde kullanılacak akışkanın çeşidi, akışkanın sıcaklığı, pompa gücü ve bağlantının yapılacağı boru çapı kısıtlayıcı faktörler olarak belirlenmiştir.

Genel tasarım sıralamasının aksine, sisteme göre pompa seçimi yapmak yerine, varolan pompaları kullanabilmek için pompaya göre sistem tasarlanmıştır. şekil 8b'de gösterilen ve sistemde kullanılan pompalar 3kW gücünde ve herbiri tam güçte toplam 6A akım çekmektedir. Pompanın kavitasyon oluşmadan çalışması için gerekli NPSH (Net Positive Suction Head) değerleri kataloglardan [34] bulunmuş ve mevcut NPSH değerleri hesaplanmıştır. Buna göre depo yükseklikleri 3,15 m seviyesine konulmuştur. Detaylı kavitasyon hesabı Ek-B'de verilmiştir. Pompa çıkışlarında flanşlı bağlantılar kullanılarak boru çapları DN40'dan DN50'ye çıkarılmıştır. Pompalar için gerekli hesaplamalar yapılmış, pompa sistem karakteristikleri çıkarılarak çalışma şartları belirlenmiştir. Detaylı pompa ve sistem karakteristiği hesaplamaları Ek-C'de gösterilmiştir. Buna göre oluşturulan sistem ve pompa eğrileri (farklı debilerdeki (Q) basma yüksekliği (H) değerleri) şekil 2.10, şekil 2.11 ve şekil 2.12'de gösterilmektedir. şekil 2.10'da farklı basınç düşümleri için 0°C ve 100°C sıcaklık değerinde, sıcak su çevriminin biriktirme deposunda toplanması veya dışarı atılması durumundaki sistem karakteristiği eğrileri ile pompa karakteristik eğrisi gösterilmektedir. şekil 2.11'de ise bu çevrim sıcak su sistemde devirdaim yaptırılırken gösterilmektedir. Bu şekillerde çevrim karakteristik eğrileri ile pompa karakteristik eğrisinin çakıştığı noktalar sistemin çalışma noktasını göstermektedir. şekil 2.12'de ise soğuk su tarafı için gerçekteştirilen

hesaplamalar gösterilmektedir. Soğuk su tarafı açık çevrim olup, kullanılan su doğrudan biriktirme deposuna gönderilmekte veya atılmaktadır.

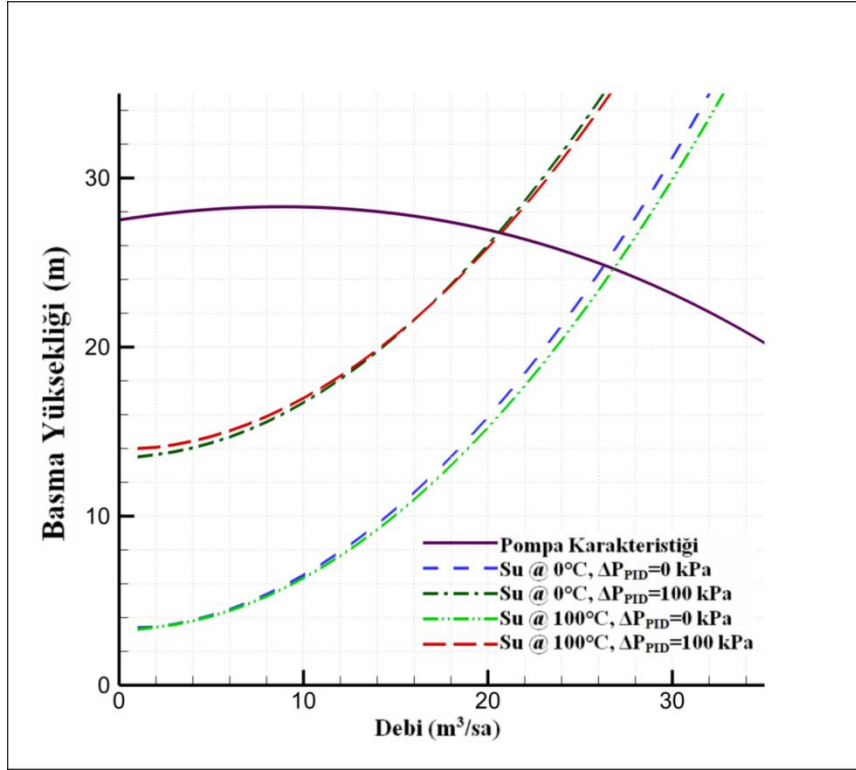


Şekil 2.10. Sıcak su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri (Sıcak su dışarıya atılıyor veya biriktiriliyor)



Şekil 2.11. Sıcak su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri (Sıcak su devirdaim yapıyor)

Kullanılan ilk ısı değiştirgecinin giriş portları 2" boyutundadır ve kullanılabilecek daha küçük ve büyük boy ısı değiştirgeçleri için ortalama bir değerdedir. Ayrıca 2" boru çapı için gerçekleştirilen, Şekil 2.10, Şekil 2.11 ve Şekil 2.12'de gösterilen değerler elde edildiğinden 2" boru çapı (DN50) sistem için uygun bulunmuştur. Bu seçimde etkili olan bir diğer neden Bobbili vd [13] tarafından yapılan çalışmadır. Bu çalışmaya göre giriş port büyüklüğü ile boru çapı aynı olan ısı değiştirgeçlerinde akış kötü dağılımı daha az görülmektedir. Bu nedenle sistemde mümkün olan en az sayıda redüksiyon kullanılmış, böylece boru çapı mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır.



Şekil 2.12. Soğuk su çevrimindeki pompa ve sistem karakteristikleri

Pompanın çıkışına konulan pistonlu (glob) vananın kullanılması ile sistemde yüksek kayıp katsayısı oluşmaktadır. Şekil 2.10, Şekil 2.11 ve Şekil 2.12’de ısı değiştirgecinde öngörülen basınç düşümü değerleri incelendiğinde artan basınç düşümü üstel sistem karakteristiğinin ivmesini artırmaktadır. Böylece pompa karakteristiği ile olan kesişimi (çalışma noktası) daha düşük debilerde gerçekleşmektedir. Kullanılacak pistonlu vana da yaratacağı ek düşüm katsayısı (k_{vana}) ile sistem ve pompa karakteristik eğrilerinin daha küçük debilerde kesişmesini sağlayacaktır [37]. Bu sayede sistem sıcak taraf için 0 – 18 m^3/h , soğuk taraf için ise 0 – 20 m^3/h aralığında çalışabilmektedir. Ek – C’de yapılan hesaplamalar anlatılmaktadır.

Vanaların kısılması düşük debilerde çalışmayı sağlayacak ancak sistemde oluşacak kayıplar pompa verimini oldukça düşürecektir. Yapılan deneylerde pompaların verimlerinin bir önemi olmadığından dolayı deneysel sonuçlar etkilenmeyecektir.

Çizelge 2.1. ABB Process Master FEP311 akış ölçerin özellikleri [38]

Marka	ABB Instrumentation
Model	Process Master
Tip	FEP311
Hat Çapı	DN 50 (2")
Liner	PTFE
Proses Bağlantısı	Flanşlı, DIN PN 40, Karbon çelik
Elek. Malzemesi	SST 1.4571
Koruma Sınıfı	IP 67 (NEMA 4X)
Kablo Bağlantısı	M20x1,5
Besleme Gerilimi	100...230 V AC, 50 Hz
CPU Bağlantısı	HART + 20 mA Active + Pulse + CO

Kullanılacak yeni pompalar yüksek güçlerde çalışmaktadır ve böylece daha yüksek debilerde ölçümler alınabilecektir. Pompalardan çıkan borulara konulacak bir kelebek vanası ile ve debimetre aracılığıyla debi miktarı ayarlanabilecektir. Böylece daha önceden planlandığı gibi sadece üç farklı fazda çalışılmayacak, pompa gücünün yeteceği istenen her debide ölçümler alınabilecektir. Bu avantaj ile çok farklı debilerde ölçümler alınarak daha geniş bir veri aralığında deneyler yapılabilir.

Şekil 2.14'de gösterilen ve sistemde kullanılacak olan Wilo IPL 40/150 – 3/2 marka ve model pompanın özellikleri Çizelge 2.2'de gösterilmektedir. Ek - D'de verilen ve pompaya ait dış hat ve bağlantı geçitlerinin ölçülerini gösteren teknik resme göre pompa çıkışlarında flanşlı bağlantılar kullanılarak boru çapları DN40'dan DN50'ye çıkarılacaktır.

Akışkan sıcaklığı 0 – 100 °C olacağı ve çevrimde su kullanılacağından debimetre seçiminde kısıtlayıcı bütün faktörler belirlenmiştir. Bu amaçla araştırmalar kapsamında Şekil 2.13'de gösterilen ve Çizelge 2.1'de özellikleri verilen (boru çapı DN50 olarak)

LCD göstergeli ABB Process Master FEP311 manyetik akış ölçerin kullanılmasına karar verilmiştir. ABB Process Master FEP311 2" (DN50) hat çapında $\pm 0,4\%$ doğruluk ile [38] maksimum 60 m³/h ölçüm alabilmekte ve -25 – 130 °C akışkan sıcaklıklarına dayanabilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 2.13. Ölçüm Cihazları a) Manyetik akış ölçer b) Pompalar ve debi ayar vanaları



Şekil 2.14. Wilo IPL 40/150 – 3/2 [34]

Çizelge 2.2. Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompa özellikleri [34]

Ana motor besleme gücü	3~400V/50Hz
Ölçülen Güç	3 kW
Ölçülen hız	2900 1/dak
Tam güçteki akım	6 A
Flanş bağlantı çapı	DN 40/PN 10
NPSH (gerekli)	2,24 m
Çalışma Basıncı	Maksimum 10 bar
Basınç derecesi	PN 10
Akışkan sıcaklık aralığı	-10 °C – 120 °C
Çalışma ortam sıcaklığı	Maksimum 40 °C

2.2.3. Basınç Düşümü Ölçümü

Tüm ısı değiştirgeçlerinde bulunan ve tasarımı doğrudan etkileyen faktörlerden biri olan basınç düşümünün ölçülmesi yapılacak olan performans analizlerinde ve ısı değiştirgeci seçim programlarında önemli bir yere sahiptir. Bu nedenle sistemin sıcak ve soğuk su çevrimlerinde plakalı ısı değiştirgecinden kaynaklanan basınç düşümü ölçülecektir.

Plakalı ısı değiştirgeçlerinde basınç kaybı plaka sayısı, geçiş sayısı, akışkan hızı, geometrik yapı, akışkan yoğunluğu, akışkan kinematik viskozitesi ve yüzey pürüzlülüğüne bağlı bir parametredir [13,24]. Kullanılan ısı değiştirgeçlerinin performans analizleri önceden yapıp bilinmediği için basınç düşümleri kesin olarak bilinmemektedir. Bu tip plakaların endüstride uygulamaları göz önüne alınarak maksimum basınç düşümü 100 kPa olarak kabul edilmiştir.

Bu değerler arasında ölçüm yapabilen fark basınçölçerler araştırılmış ve ABB Instrumentation firmasının Çizelge 2.3’de özellikleri verilen 264DSHSSA2A1/B1.L1 modelinin kullanılmasına karar verilmiştir (Şekil 2.15).



Şekil 2.15. Deney düzeneğinde kullanılan fark basınçölçer

Çizelge 2.3. Kullanılan fark basınçölçerinin özellikleri [39]

Marka	ABB Instrumentation
Tip	264DSHSSA2A1/B1.L1
Span Limitleri	1,6 ... 160 KPa (16...1600 mbar)
Kalibrasyon	0...50 KPa
Besleme	10,5...42 V DC
Diyafram Maddesi	AISI 316 L SS
Dolgu Sıvısı	Silikon yağı
Proses Flanşı	AISI 316 L SS ¼" NPT – f
Gövde Malzemesi	Alüminyum alaşımı
Bağlantı Çıkışı	4-20 mA, HART Dijital bağlantı
Montaj Bloğu	Boru montaj, Karbon çelik
Doğruluk	0,075 %
Çalışma Ortamı Sıcaklığı	-40°C...+85°C
Koruma	IP 67
Gösterge	Dijital LCD bütünleşik gösterge

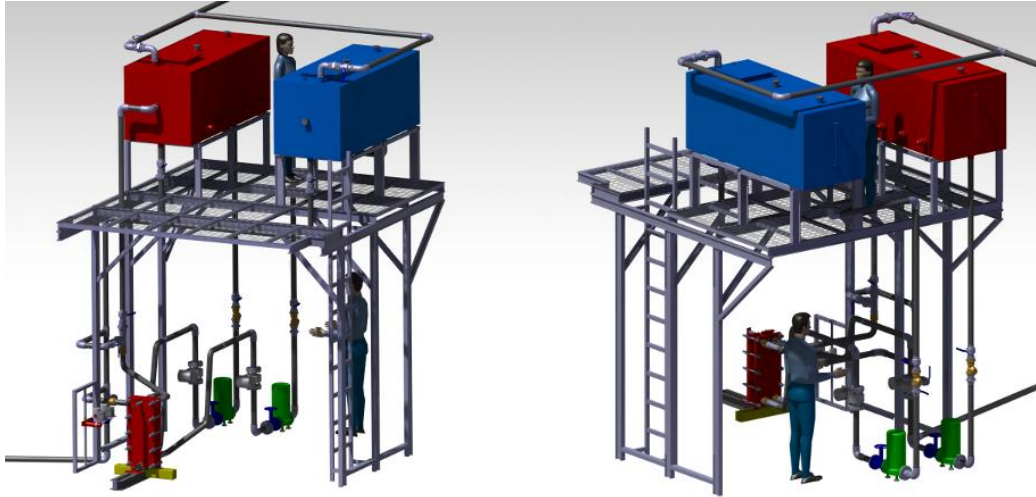
Fark basınçölçerin seçiminde dikkate alınan bir diğer özellik çalışılan akışkanın sıcaklığına dayanım olmuştur. Alımı yapılan fark basınçölçer $\pm\%0,075$ doğruluk [39] ile maksimum 160 kPa basınç farkını ölçebilmekte ve $-40^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında çalışabilmektedir.

2.3. Tasarlanan Sistem İçin Kaviteasyon Hesabı

Tasarımı yapılan sistem için kaviteasyon hesabı yapılmış ve Ek-B’de verilmiştir. Buna göre sistem sıcaklık bazlı maksimum 100°C ’de ve maksimum $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$ debide çalışabilecektir.

2.4. Deney Tesisatı Kurulumu

Öncelikle deney düzeneğinin şematik tasarımları tamamlanmış, farklı senaryolar için bu tasarımlar üç boyutlu ortama aktarılmıştır. Şekil 2.6’da şematik tasarımı gösterilen deney düzeneğine ait üç boyutlu tasarım Şekil 2.16’da gösterilmektedir.



Şekil 2.16. Tasarlanan deney düzeneği CAD modeli

Şekil 2.16’da gösterildiği gibi tasarlanan sistemde sıcak ve soğuk su depoları belirli bir yüksekliğe yerleştirilmiştir. Böylece pompa için gerekli yükseklik elde edilmiştir. Depoların en altında bulunan manşonlardan emiş yapılmaktadır. Sistemde DN50 standardında metal galvanize borular kullanılmıştır. Pompalara girmeden önce filtrelenen su yabancı maddelerden arındırılarak hem sisteme zarar vermemesi hem de daha sağlıklı ölçümler alınması amaçlanmıştır. Pompaların çıkışına konulan FAF marka pistonlu (glop) vanalar (Şekil 2.17) ile sistem debisi ayarlanabilecektir. Debi ayarlama işlemi akış ölçerden gözle kontrol ile yapılabilecektir.



(a)

(b)

Şekil 2.17. a) FAF marka glop vana, b) Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompa

Vanada kısılan akış 300 mm sonra dikleşen boru alanına girmektedir (Şekil 2.18). Bu dik bölüm, minimum ölçüleri akış ölçere girmeden önce 3xDN ve akış ölçerden sonra 2xDN olan akış ölçüm alanını oluşturmaktadır. Dikey ekseninde yerçekiminden faydalanarak, borunun her zaman tam dolu olması sağlanmış, böylece kullanılan akış ölçüm cihazı ile en doğru ölçüm değerleri elde edilebilmiştir.



(a)

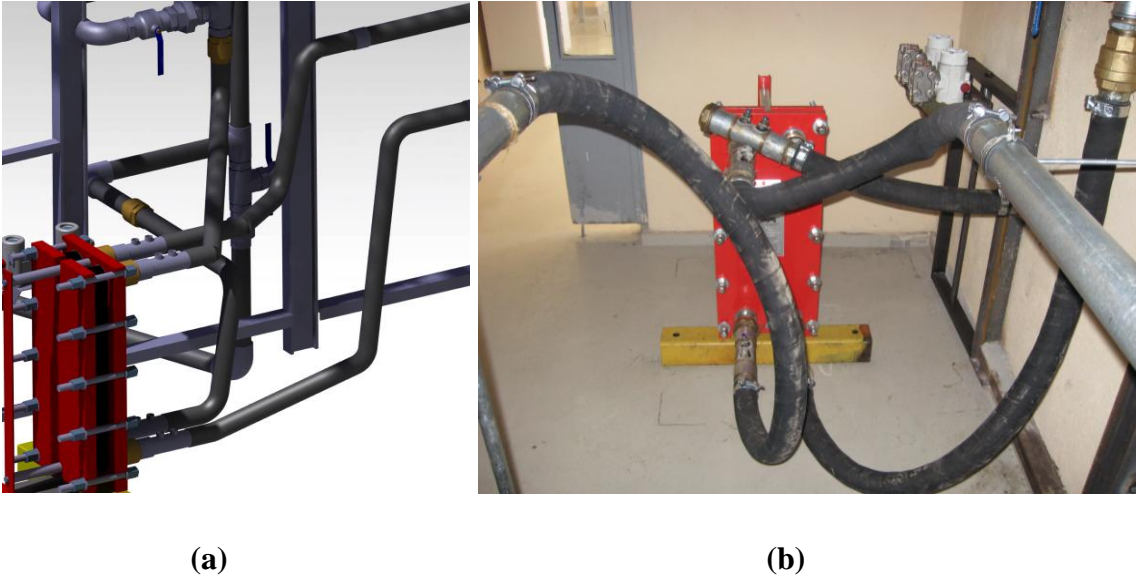


(b)

Şekil 2.18. a) Akış ölçüm alanının CAD modeli, b) Mevcut sistem görüntüsü

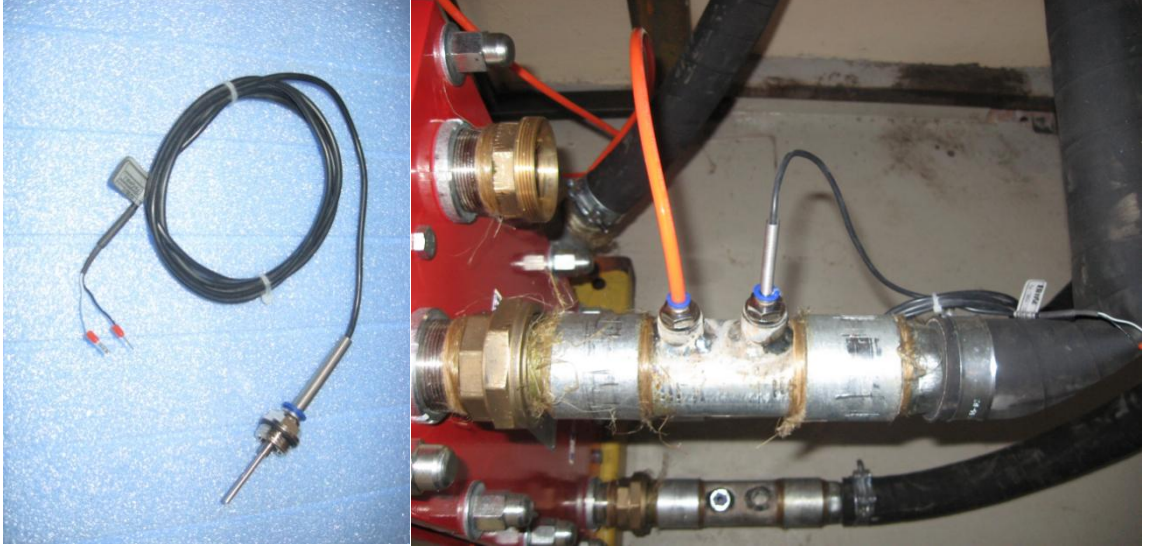
Kurulan sistemde akış ölçerden önceki düz boru uzunluğu 150 mm (3xDN) olması gerekirken, mevcut sistemde bu değer 480 mm; ve akış ölçerden sonraki düz boru uzunluğu 100 mm (2xDN) olması gerekirken, mevcut sistemde bu değer 385 mm olarak yapılmıştır. Bu değerler akışın, ölçüm bölgesinde kaotikten uzak, düzgün bir form kazanması için önemli ve akış ölçerin üretici firması tarafından kataloglarında belirtilmiş değerlerdir [38]. Belirli bir noktaya kadar metal galvanize borularla gelen akışkanın debi ölçümü dikey bölümde alındıktan sonra ısı değiştirgecine kadar yatay bir şekilde borular ile devam etmektedir. Daha sonra sistem esnek boru bağlantıları ile ısı değiştirgecine bağlanmıştır. Esnek boru bağlantısı seçilmesindeki temel neden ise farklı boyutlardaki ısı değiştirgeçlerinin sistemde test edilebilir olmasını sağlamaktır (Şekil 2.19). Giriş ve çıkış portlarının yerleri değişse bile esnek boru bağlantıları sayesinde sisteme bağlanabilirlik mümkün olacaktır. Esnek boru bağlantılarının ısı değiştirgeci giriş ve çıkış portlarına gelen tarafına yapılan özel adaptör (fitting) ile sıcaklık ve fark basınç

ölçümleri hemen ısı değiştirgeci ağızlarından alınacak, böylece sistemde ve özellikle esnek bağlantı bölgesinde meydana gelebilecek bir kayıp ölçümlere yansıtılmayacaktır. Bu ölçümlerin düzgün alınması ısı değiştirgecinin performansının doğru test edilmesinde büyük önem arz etmektedir.



Şekil 2.19. a) Düzenekte kullanılan esnek boruların CAD modeli, **b)** Mevcut sistem görüntüsü

Termoçiftler Şekil 2.20’de gösterildiği gibi özel olarak yapılan adaptörlerden sisteme bağlanmaktadır. Termoçiftlerden veriler DT80 Data Taker veri toplayıcı ile $\pm 0,45\%$ doğrulukta [40] bilgisayar ortamına alınarak depolanmıştır.

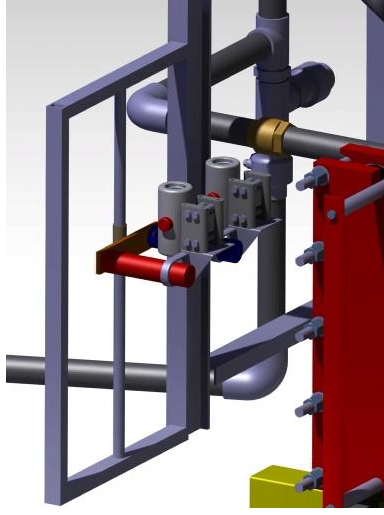


(a)

(b)

Şekil 2.20. a) Termoçift bağlantısı, b) Ölçüm alma aparatı

Termoçift bağlantısının hemen yanından basınç fark ölçerlerin bağlantısı Şekil 2.21’de gösterildiği gibi yapılacaktır. Basınç ölçüm cihazları yüksekliği ayarlanabilir bir destek üzerine sabitlenmiştir. Böylece farklı boyutlardaki ısı değiştirgeçleri kullanıldığında giriş-çıkış yükseklikleri değişse bile, fark basınçölçer ile test ölçüm noktaları arasında esnek ince borularla bağlantılar rahat bir şekilde yapılabilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 2.21. a) Fark basınçölçer bağlantısının CAD modeli ve **b)** Mevcut sistem görüntüsü

Kurulan test düzeneği biri açık, biri ise ister açık ister kapalı iki adet çevrimden oluşmaktadır (Şekil 2.6). Soğuk ve sıcak çevrimlerden soğuk çevrim her zaman açık bir çevrimdir. Bunun nedeni ise sistemde bir soğutucunun bulunmamasıdır. Isı değiştirgecinde ısınan su doğrudan dışarıya atılmakta veya ihtiyaç halinde kullanım suyu olarak biriktirme deposuna aktarılarak değerlendirilmektedir.

Sıcak su tarafı ise ileride yapılabilecek bir kontrol sistemi düşünülerek gerektiğinde depoya geri dönmesi için tasarlanmıştır. Sıcak su çevriminde soğuk su çevrimiyle beraber istenildiğinde atılır veya depolanarak kullanılabilir. Sistemde her iki depo için de olası bir durum için tahliye giderleri konulmuştur. Depolarda kullanılan şamandıra sistemi ile olası su taşkınları önlenmektedir. İleride depolara ilave bağlantı yapılabilmesi için ise bazı bölgelerde boş manşonlar bırakılmıştır. Sistemden atılan suyun kanalizasyon şebekesine tahliyesi için mevcut bir adet dalgıç pompa yetersiz kaldığı için bir adet ilave pompa eklenmiştir (Şekil 2.22).



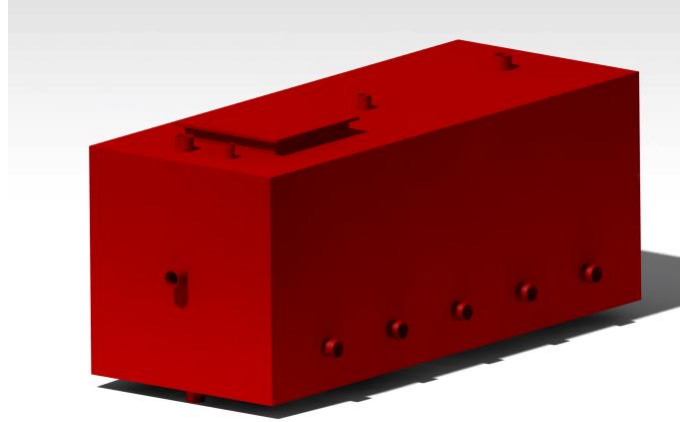
(a)



(b)

Şekil 2.22. a) Tahliye kanalı, b) Dalgiç pompalar

Tasarımı özel olarak yapılan galvanize su depoları 4 mm St-37 sacından yapılmıştır (Şekil 2.23). Bekleyen suyun metalle etkileşimini en aza indirmek için galvanize sacın kaynak bölgeleri ise ekstradan gümüş solüsyon ile boyatılmıştır. Tanklara ait teknik resim Ek-E’de verilmiştir.



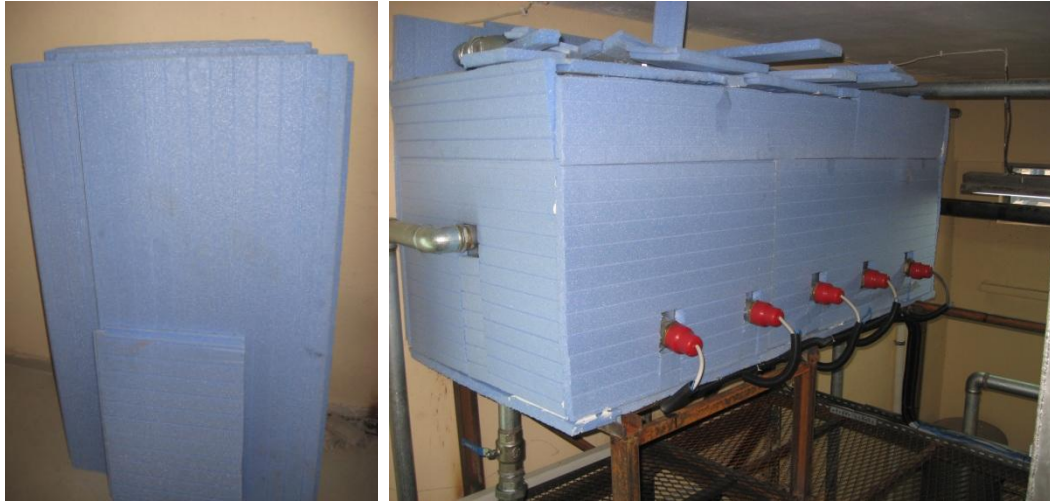
Şekil 2.23. Tasarlanan galvanize su depolarının CAD modeli

Tankın yan bölgesinde 5 adet 2" lik ısıtıcı rezistans girişi bulunmaktadır. Yine alt tarafta birisi acil su tahliyesi diğeri ise pompa emişi olmak üzere 2" lik 2 adet çıkış

bulunmaktadır. Depolardaki su seviyesinin görülebilmesi için 0,5" lik 2 adet manşon yan tarafta üst ve alt taraflara kaynatılmış ve bunlar arasına şeffaf hortum gerdirilerek seviye göstergesi yapılmıştır. Deponun diğer yanında ise ortada 2" lik çevrim geri dönüşü için manşon kaynatılmıştır.

Deponun üstünde ise 400 mm x 400 mm'lik bir menhol kapağı ve şamandıra sistemi için 1" ve 2" lik birer adet manşon kaynatılmıştır. İleride olabilecek olası bir değişiklik ve deponun kaldırılmasında kullanılmak için 2 adet 2" lik manşonda fazladan kaynatılmıştır.

Isıtıcı rezistanslar depo tabanından 150 mm yukarıya yerleştirilmiş, böylece depo tam dolu değilken bile çalışması öngörülmüştür. Böylece yüksek sıcaklık ve düşük debi gerektiren test şartlarında daha kısa sürede sistem hazır duruma gelebilecektir. 500 mm'lik uzunluktaki rezistans ısıtıcılar sisteme deponun yan yüzeyinde ve eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Böylece depo içinde homojen bir ısı dağılımı hedeflenmiştir. Sisteme bir tanesi 6 kW gücünde toplam 5 adet ısıtıcı takılmıştır. 2 adet 10'ar kW'lık yedek ısıtıcılar ise gerekli bir durumda sisteme ilave edilebilecektir. Sıcak su kaynağı deponun dışı 30 mm'lik köpük plaka (foamboard) ile yalıtılmıştır (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. Depo yalıtımında kullanılan foamboard ve yalıtılan sıcak su deposu

Sistemin ısı kontrolü kurulan bir pano ile sağlanmıştır. Başlangıçta, bu panonun PIC veya PID kontrollerle sistem çıktılarını ısıtıcılara geri besleme yapması ve anlık gerekli akım miktarını ayarlayarak sistemi ısıtması planlanmıştır. Ancak yüksek debilerde bu değişimlerin kontrolünün zorluğu, daimi bir durum sağlanabilmesi için üç yollu vananın kullanılmasının zorunlu olması ve tüm bunların yüksek maliyetle sonuçlanacak olması nedeniyle manuel bir kontrol panosu oluşturulmuştur.

Deney düzeneğine ait diğer bazı görseller Şekil 2.25’de verilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2.25. Kurulumu yapılan deney düzeneğine ait görseller **a)** Tesisat ve ısı değiştirgeci arasındaki esnek bağlantı borular **b)** Soğuk ve sıcak su tankları ve bağlantıları **c)** Pompalar ve debi ölçerler

2.4.1 Isıtıcı Gücü Hesabı

Sistemin 1000 kg'lık, 5°C'deki şehir şebeke suyunu 100°C'ye ısıtma süresi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

Isıtmak için gerekli güç miktarı,

$$Q = mC\Delta T \quad (2.1)$$

$$Q = 1000kg \cdot 4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (100 - 5)K = 397765 kJ$$

5 adet 6kW'lık ısıtıcı kullanıldığında şebekeden çekilecek akım miktarı aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir:

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (2.2)$$

Buna göre:

$$30kW = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot I \cdot \cos(8.5) \Rightarrow I = 46,087 A$$

Suyun 100°C'ye gelme süresi ise:

$$P \cdot \Delta t = Q \Rightarrow P \cdot \Delta t = mC\Delta T \Rightarrow 30kW \cdot \Delta t = 1000kg \cdot 4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (100 - 5)K$$

$$\Rightarrow \Delta t = 13258,833 s$$

$$\Rightarrow \Delta t = 220,98 dak$$

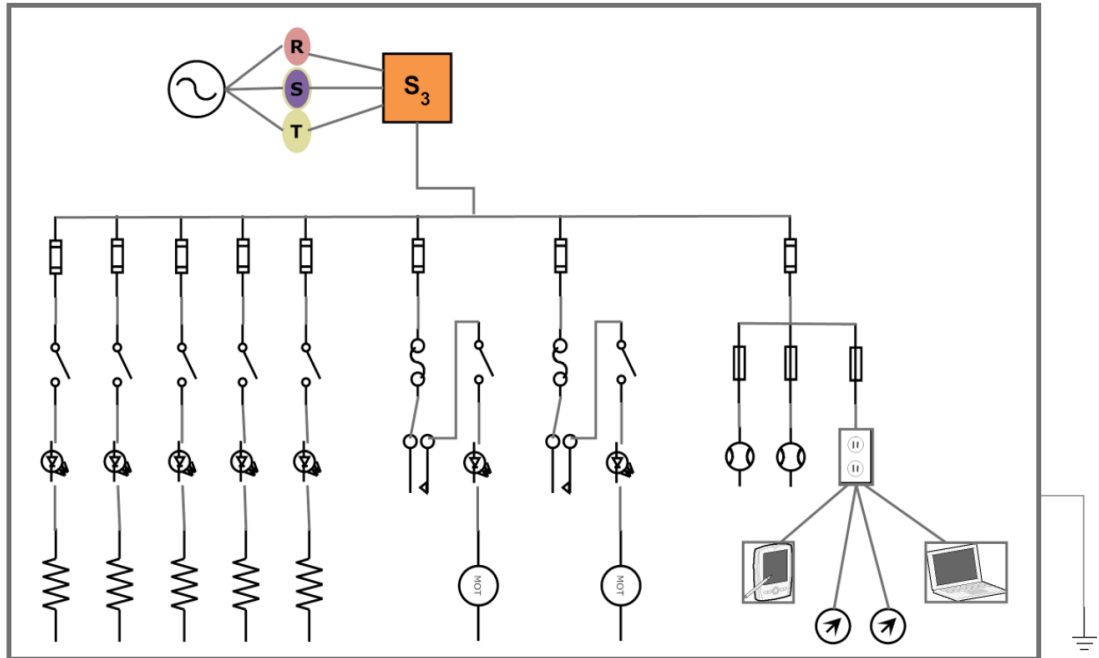
$$\Rightarrow \Delta t = 3,683 sa$$

olarak bulunur.

Sistemde 2 adet 10 kW'lık, 3 adet 6 kW'lık, toplam 38 kW'lık ısıtıcı kullanılması durumunda bu süre 2,91 saat (174,5 dakika)'ya kadar inmektedir ve şebekeden çekilen toplam akım değeri 58,376 Amper'e çıkmaktadır.



















2.4.2 Kontrol Panosu

Sistemdeki elektronik cihazların sağlıklı bir şekilde elektronik bağlantılarının yapılabilmesi ve tek merkezden kontrol edilebilmesi için bir kontrol panosu oluşturulmuştur. Bu pano sıcak suyun tekrar kullanılmak üzere sıcak su deposuna geri dönebilmesi ve otomatik kontrol yapılabilmesine uygun olarak tasarlanmıştır. Siemens VL 160X termik manyetik şalter (TMS) ile ısınma ve manyetik alandan korunacak sistem maksimum 125A akım çekebilecektir. Tüm elemanlar için otomatik sigortalar kullanılmış, pompalara giden hat üzerinde ise ayrıca motor koruma şalterleri yer almaktadır. İleride yapılabilecek bir PID kontrol sistemi için yine kontaktörlere yer verilmiştir. Üç fazlı akım kullanan ısıtıcılar ve pompalara beslemeler üzerindeki pako şalterler ile sistem şimdilik manuel olarak (aç/kapa) çalışmaktadır. İki fazlı çalışan akış ölçerler (debimetreler), fark basınçölçerler ve veri toplayıcı (data taker) için ayrı bir devre verilmiş ve priz bağlantısı yapılmıştır. Panoya ait kablolama şeması Şekil 2.26'da gösterilmiş ve kullanılan semboller Çizelge 2.4'de açıklanmıştır.



Şekil 2.26. Elektrik panosu tasarımı

Çizelge 2.4. Elektrik panosu bileşenleri ve sembolleri

Elemanın Sembolü	Elemanın Adı	Elemanın Sembolü	Elemanın Adı
	AC Akım		Resistans
	3 Faz		Pompa Motoru
	Termik Manyetik Şalter		120 Volt Çıkış
	Otomatik Sigorta		Akış Ölçer
	Tek Faz Sigorta		Basınç Ölçer
	Pako Şalter		Toprak
	Motor Koruma Şalteri		Datalogger
	LED		PC
	Kontaktör		Kablo Bağlantısı

2.5. Deney Düzeneği Maliyet Analizi

Deney düzeneğinde kullanılan malzemelere ve işçiliğe ait maliyet analizi Ek-F'de ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir. Buna göre sistemin kurulumu için yapılan toplam harcama 33501,80 TL'dir.

3. DENEYLERDE KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN ÖZELLİKLERİ

Bu tez kapsamında yapılacak deneylerde ORW serisi ısı değıştirgeçleri test edilmiştir. Deneylerde kullanılacak plakaların (Şekil 3.1) ölçülerinin bilinmesi, ileriki aşamalarda yapılacak ısı ve hidrodinamik performans hesaplamalarında gerekmektedir. Bu nedenle, 5 µm hassasiyetteki [41] Kreon 3D Aquilon lazer tarayıcı (Şekil 3.2) kullanılarak plakaların Stereolithography (STL) verileri elde edilmiştir. Bu STL verileri ile plakaların üç boyutlu CAD modelleri oluşturulmuştur (Şekil 3.3). Böylece plakaların bilinen özelliklerine ek olarak plaka kalınlıkları, ısı transfer alanı gibi geometrik özellikleri bulunmuş ve Çizelge 3.1’de belirtilmiştir. Ölçümler sonucunda elde edilen plakaya ait baskı derinliği Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

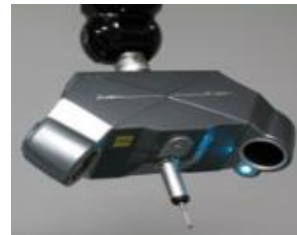
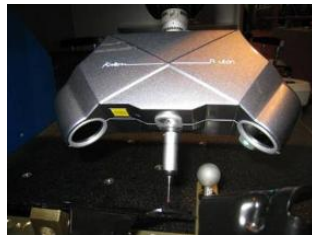


(a)

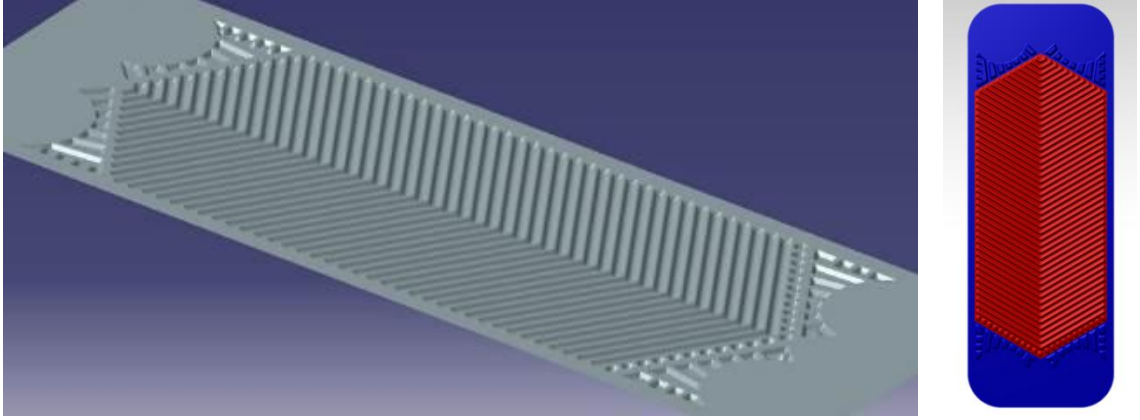


(b)

Şekil 3.1. a) Deneylerde kullanılan ORW – 3 serisi ısı değıştirgeci b) Chevron tipi ($\beta=30^\circ$) contalı plakalı ısı değıştirgeci plakası

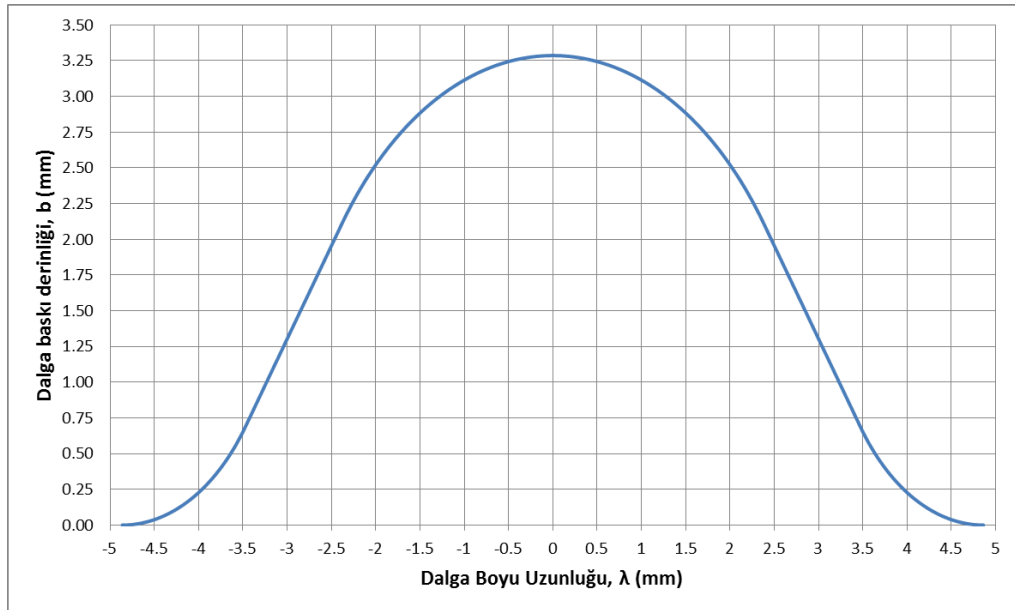


Şekil 3.2. Kreon 3D Aquilon lazer tarayıcı [42]



Şekil 3.3. ORW – 3 CAD modeli ve ısı transferi alanı

Bu ölçümler sonucu yapılan hesaplamalara göre deneylerde kullanılan ORW-3 plakasının $0,1416 \text{ m}^2$ genişletilmiş ısı transferi yüzey alanı vardır ve genişleme faktörü 1,304 olarak hesaplanmıştır. Isı transferi yüzey alanı hesaplanırken Şekil 3.3’de kırmızı ile gösterilen iki akışkanın aktığı yüzeylerin kesişimi dikkate alınmıştır.



Şekil 3.4. Elde edilen ölçümlere göre baskı derinliği ölçüleri

Çizelge 3.1. Isı değiştirgecine ait parametreler ve ölçümü yapılan değerler

Parametre	Simge	Birim	ORW3
Maksimum akış hızı		l/saat	90000
Maksimum çalışma basıncı & maksimum test basıncı		Bar	16 & 21
Plaka başına ısıtma yüzey alanı (katalog değeri)		m ²	0,125
Isı transferi katsayısı (katalog değeri)	U	W/m ² .K	3489-5815
Plaka Malzemesi		-	AISI 316
Conta		-	Kauçuk NBR, EPDM, HNBR, VITON (FKM)
Contalar arası plaka genişliği	L _w	m	0,230
Geçit merkezleri arası plaka uzunluğu	L _v	m	0,6058
Contalar arası plaka uzunluğu	L _p	m	0,537
Geçit merkezleri arası plaka genişliği	L _h	m	0,1451
Geçit çapı	D _p	m	0,069
Chevron Açısı	β	°	30
Genişleme katsayısı	φ	-	1,304
Yüzey alanı	A _{1p}	m ²	0,10856
Genişletilmiş yüzey alanı	A ₁	m ²	0,141594
Ondülasyon adımı	p _c	mm	9,84
Plaka adımı	p	mm	3,3
Plaka kalınlığı	t	mm	0,45

4. DENEYSEL YÖNTEM

Bu tez kapsamında deney düzeneğinin tasarımı ve kurulumu tamamlandıktan sonra ilk deneyler ORW-3 tipi contalı plakalı ısı değiştirgeci için yapılmıştır. 10, 15 ve 21 plaka sayısına sahip plakalı ısı değiştirgeçleri test edilmiştir. U dizilişli ve tek geçişli plaka tipi kullanılmıştır. 10 plakalı ısı değiştirgecinde primer devre (sıcak akışkan) 5 kanal geçişine sahipken, sekonder devre (soğuk akışkan) 4 kanal geçişine sahiptir. 15 ve 21 plakalı setlerde ise eşit kanal geçiş sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Bütün ısı değiştirgeçlerinde karşıt akım kullanılmıştır.

Plaka sayısının değiştirilmesi özellikle farklı basınç düşümü ve farklı Reynolds sayılarında deneylerin yapılmasını sağlamıştır. Bu ısı değiştirgeçleri için farklı debilerde ve farklı giriş sıcaklıklarında deneyler yapılmış ve sıcak ve soğuk su çevrimlerindeki debiler, ısı değiştirgeci giriş ve çıkış sıcaklıkları ve her iki çevrim için giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı (basınç düşümü) ölçümleri yapılmıştır. Yapılan deneyler sırasında debi $0,57 \text{ m}^3/\text{sa}$ ($0,16 \text{ kg/s}$) – $6,6 \text{ m}^3/\text{sa}$ ($1,80 \text{ kg/s}$) aralığında, sıcak su sıcaklığı 53°C - 90°C aralığında ve soğuk su sıcaklığı 9°C - 25°C aralığında kullanılmıştır. Buna göre Reynolds sayısı 450 ile 5250 aralığında sonuçlar elde edilmiştir.

Deneylerin yapılışı sırasında şu yöntem izlenmiştir:

- 1) Elektrikli rezistanslar kullanılarak, istenen sıcaklığa kadar ısıtılan sıcak su, ısıtıcılar kapatıldıktan sonra kendi içerisinde devridaim edilerek ısının homojen olarak dağılması sağlanmıştır. Termoçift aracılığıyla ısı değiştiricisinin girişinde sıcaklık değeri ölçülerek durağan bir değer elde edilene kadar bu gözlem yapılmıştır.
- 2) Durağan bir giriş sağlandıktan sonra vanaların yönleri değiştirilerek, sıcak suyun ısı değiştiricisini terk etmesinden sonra sistemden dışarı atılması sağlanmıştır.
- 3) Fark basınçölçerlere gelen esnek kabloların içerisine hapsolan hava alınmıştır.

- 4) Her iki pompa çalıştırılarak ve glob vanalar kullanılarak debimetrenin gözle kontrolü yapılmış ve istenen debiye ayarlanmıştır.
- 5) 5 dakika boyunca aynı debilerde çalışılarak sıcaklık ölüm değerleri datalogger aracılığıyla dijital ortama kaydedilmiş, basınç düşümü ve debi ölümleri ise 20 saniye aralıklarla not edilmiştir.

5. DENEYSEL SONUÇLAR

Gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler kullanılarak ısı değiştirgecinin ısıl ve hidrodinamik analizi geçekleştirilmiştir. Bu hesaplamalarda aşağıda belirtilen yöntemler kullanılmıştır.

5.1. Deneysel Veriler ve Analizleri

Bölüm 5.1.1 ve Bölüm 5.1.2’de gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler kullanılarak ısıl performans analizleri için iki ayrı metot gösterilmiştir. Bölüm 5.1.3’de ise sürtünme katsayısının basınç düşümünden hesaplanması gösterilmiştir. Gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda elde edilen korelasyonlar Bölüm 5.1.3’de gösterilmiştir.

5.1.1. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin Birinci Yaklaşım

Yapılan hesaplamalarda ısı transfer denklemlerinden toplam transfer edilen ısı enerjisi hesaplanmaktadır [7,22]. Bunun için hacimsel debiden bulunan kütlesel debi $\dot{m} = \dot{V}\rho$ formülüyle hesaplanıp, aşağıdaki termodinamiğin birinci yasaından gelen enerjinin korunumu denkleminde ilgili değerler yerine konulur.

$$Q = \dot{m}_{hot} C_{p,hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (5.1a)$$

$$Q = \dot{m}_{cold} C_{p,cold} (T_{cold,out} - T_{cold,in}) \quad (5.1b)$$

Hesaplamalarda kullanılan ρ , μ , C_p , Pr , k değerlerinin alınacağı sıcaklık için ortalama sıcaklık ve duvar sıcaklıkları aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$T_{c,b} = (T_{c,in} + T_{c,out}) / 2 \quad (5.2a)$$

$$T_{h,b} = (T_{h,in} + T_{h,out}) / 2 \quad (5.2b)$$

$$T_w = (T_{c,b} + T_{h,b}) / 2 \quad (5.2c)$$

Ortalama ısı transferi katsayısını hesaplamak için toplam ısı transferinin, toplam ısı transferi yüzey alanının ve logaritmik ortalama sıcaklık değerinin (ΔT_{LM}) hesaplanması gerekmektedir. Logaritmik ortalama sıcaklık değeri aşağıdaki eşitlik ile elde edilir:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln((T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in}))} \quad (5.3)$$

Ortalama ısı transferi katsayısı (U) ise aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (5.4)$$

Isı değiştirgecindeki plakalar arasındaki kanallardan geçen akışkanın Reynolds sayısı kanal kütle debisi (G_c), eşdeğer çap (D_e) ve dinamik viskozite (μ) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Re = \frac{G_c D_e}{\mu} \quad (5.5)$$

Burada eşdeğer çap $D_e \approx 2b$ ve kanal kütle debisi $G_c = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp} b L_w}$ olarak hesaplanır.

Isı transferi hesaplamaları için bulunması gereken Nusselt sayısı deneme-yanılma metodu kullanılarak elde edilebilir. Bunun için modifiye edilmiş bir Wilson-Plot metodu uygulanabilir.

Ortalama ısı transferi katsayısı kirlenme faktörü dikkate alınmadığı sürece şu şekilde verilmektedir;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w} \quad (5.6)$$

Bu durumda deneylerde elde edilen Nusselt sayısı hidrodinamik çap $D_h = \frac{2b}{\phi}$ olmak üzere;

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (5.7)$$

olarak ifade edilmektedir.

Plakalı ısı değiştirgeci için yapılmış literatürdeki birçok çalışma Nusselt sayısını Reynolds sayısının, Prandlt sayısının ve ortalama akışkan sıcaklığı ve duvar sıcaklığındaki dinamik viskozitelerin oranının bir fonksiyonu olarak belirtmektedirler [3] ve bu korelasyonlar şu şekilde gösterilmektedir:

$$Nu = C Re^a Pr^b \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^d \quad (5.8)$$

Denklem 5.7 ve Denklem 5.8 kullanılarak Nusselt sayısı ifadesi yok edilirse, ısı transferi katsayısı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$h = \left(\frac{k_f}{D_h} \right) C Re^a Pr^b \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (5.9)$$

Bu ifadelerde b ve d katsayıları literatürdeki çalışmalarla sabitlenmiş ve sırasıyla 1/3 ve 0.14 olarak bulunmuşlardır. Hesaplamalarda kolaylık sağlaması açısından b ve d katsayıları için bu değerler kullanılabilir [3].

a katsayısı ise yine literatürdeki çalışmalar sonucunda 0 ile 1 arasında olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle a katsayısına 0'dan 1'e kadar değerler verilerek deneme yanılma yöntemi izlenmiştir.

Denklem 5.9 sıcak ve soğuk taraf için iki kez yazılırsa, Denklem 5.6 ile birlikte; üç bilinmeyenli (C , h_h , h_c), üç denklem elde edilir. Bu denklemler çözüldüğünde bilinmeyenler elde edilir. Böylece ısı transferi hesaplamaları için gerekli Nusselt sayısı korelasyonu elde edilmiş olur.

İşlemleri kolaylaştırmak ve denklem takımlarını çözmek için bir MATLAB kodu yazılmıştır. Bu kod ve kodda uygulanan denklem şeması Ek-G'de gösterilmektedir.

5.1.2. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin İkinci Yaklaşım

Soğuk akışkan ve sıcak akışkan Reynolds sayılarının yaklaşık olarak eşit alınarak yapıldığı deneylerde ısı transferi katsayısının her iki taraf içinde yaklaşık olarak aynı olduğu kabulü yapılabilir [22]. Böylece, $Re_c \approx Re_h$ olduğu durumlarda, $h_c \approx h_h$ olduğu varsayılarak Denklem 5.6'dan h_c ve h_h değerleri bulunur ve Denklem 5.7 kullanılarak Nusselt sayısı hesaplanır.

Sıcak su ve soğuk su tarafının Reynolds sayısının çoğunlukla eşit alınmadığı, farklı Reynolds sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle ikinci yaklaşımda tüm deney verileri kullanılamaz. Ayrıca ısı transferinde sıcaklığın fonksiyonu olan Prandtl sayısının ve viskozitenin de etkisinin gözardı edildiği ikinci yaklaşımdan ziyade, bütün verilerin kullanılarak değerlendirme yapılan birinci yaklaşımın kullanılması ile elde edilen korelasyonun daha doğru olacağı sonucuna varılmıştır. Bu nedenle bundan sonraki çalışmalar bunun üzerinden yürütülmüştür ancak her iki yöntemin benzer sonuçlar verdiği sonraki bölümlerde şekillerle gösterilmiştir.

5.1.3. Sürtünme Katsayısı Korelasyonu İçin Yaklaşım

Sürtünme katsayısına (f) bağımlı basınç düşümü (ΔP) aşağıdaki denklem ile literatürde gösterilmektedir. Ölçümü yapılan basınç düşümü değerleri ve Denklem 5.10 kullanılarak bir sürtünme katsayısı korelasyonu bulunabilir.

$$\Delta P = 4f \left(\frac{L_{eff} N_p}{D_h} \right) \left(\frac{G_c^2}{2\rho} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0,17} \quad (5.10)$$

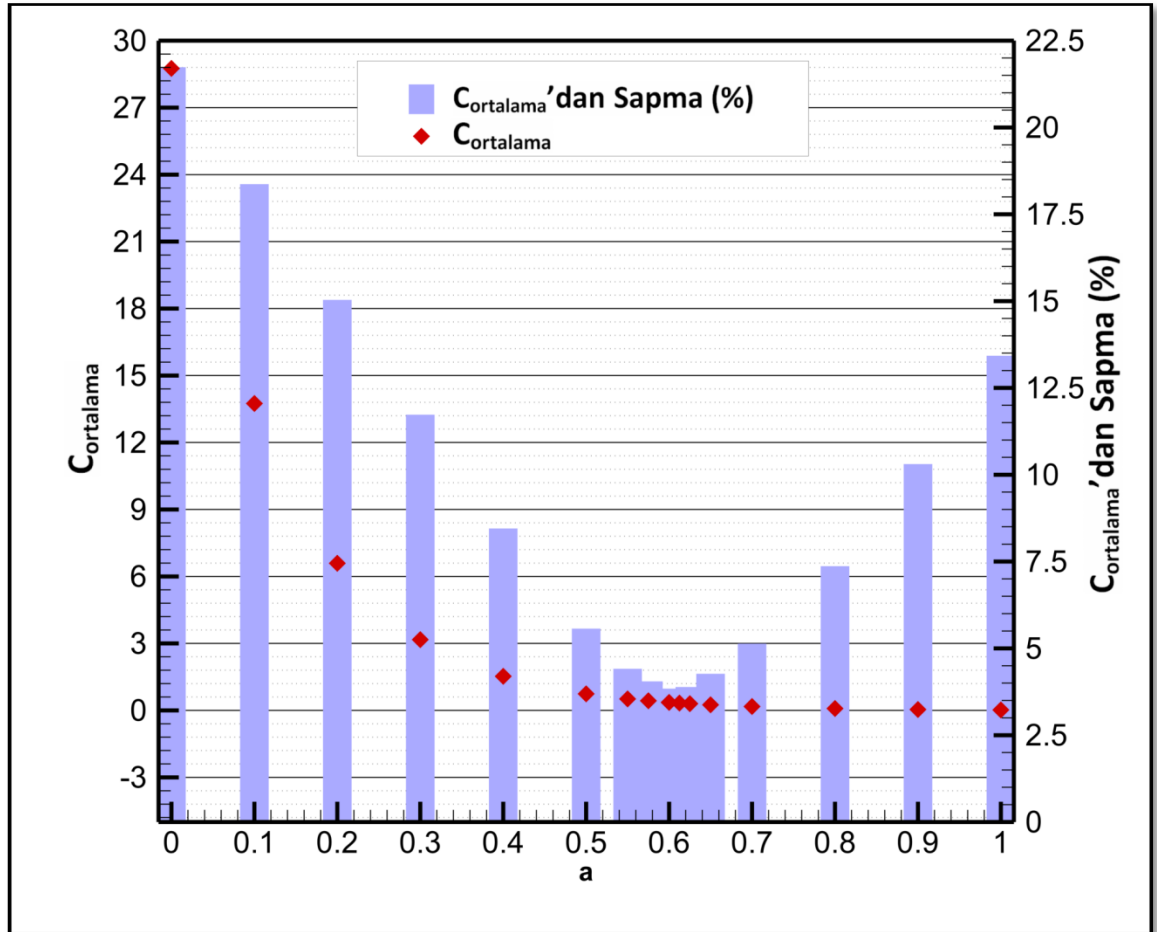
5.2. Korelasyon Denklemlerinin Elde Edilmesi

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak ısı değiştirgecinin ısı transferi ve hidrodinamik karakteristikleri hesaplanmıştır. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçların tamamı daimi (steady state) koşullarda elde edilmiştir. Isıl analiz yapılırken sıcak ve soğuk tarafın ısı transferleri karşılaştırılmış, %8'den fazla fark olan veri setleri elenmiştir. Geniş bir Reynolds aralığı incelenmiş böylece muhtemel bütün senaryolar gözlemlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda Reynolds sayısı 450 ile 5250 arasında sonuçlar irdelenmiştir.

Denklem 5.9'un sıcak ve soğuk taraflar için ayrı ayrı yazılması ve Denklem 5.6'nın bu iki eşitlikle beraber çözülmesi sonucunda (Ek-G'deki kodun çalıştırılması ile) farklı a değerleri için, C , h_h ve h_c değerleri elde edilir. Bulunan C değerlerinin ortalaması hesaplanarak, ortalama sapma hesaplanır. Böylece ortalama en az sapmanın olduğu noktadaki $C_{ortalama}$ plaka için geçerli Nusselt korelasyonunun katsayısını oluşturmaktadır. Şekil 5.1 incelendiğinde a katsayısının 0'dan 1'e doğru önce giderek azalan bir ortalama sapma verdiği, ancak $a=0,6$ 'dan sonra tekrar artan bir C ortalama'dan sapma elde edildiği görülmektedir. Bu grafik değerlendirildiğinde C değeri için en güvenilir sonucun 0,6 ve 0,7 arasında olduğu görülür. a katsayısı için 0,6 ve 0,7

aralığı benzer şekilde incelendiğinde $a = 0.6125$ ve $C_{ortalama} = 0,32673$ iken en az sapma ile sonucun elde edildiği görülür. Böylece $C_{ortalama}$ değeri %3,8159 sapma ile bulunur. Böylece elde edilen katsayılar yerine yazıldığında Nusselt sayısı için korelasyonun son hali aşağıdaki gibi bulunur:

$$Nu = 0,32673 Re^{0,6125} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (5.11)$$



Şekil 5.1. C katsayılarının ortalamadan sapmaları ve ortalama C değerinin a katsayısına göre değişimi

Denklem 5.10'da verilen eşitlikte deneylerde elde edilen basınç düşümleri yerine yazıldığında; plaka ölçüleri bilinen ORW-3 plakası için sürtünme katsayısı değerleri elde edilir. Bu aşamada ısı analizinde elenen veriler dikkate alınmamış, ayrıca sapan sürtünme katsayısı değerleri ikinci kez elemeye tabii tutulmuştur. Bu değerler için Reynolds sayısına bağlı bir eğri uydurulursa %95 güvenilirlikle sürtünme katsayısı korelasyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

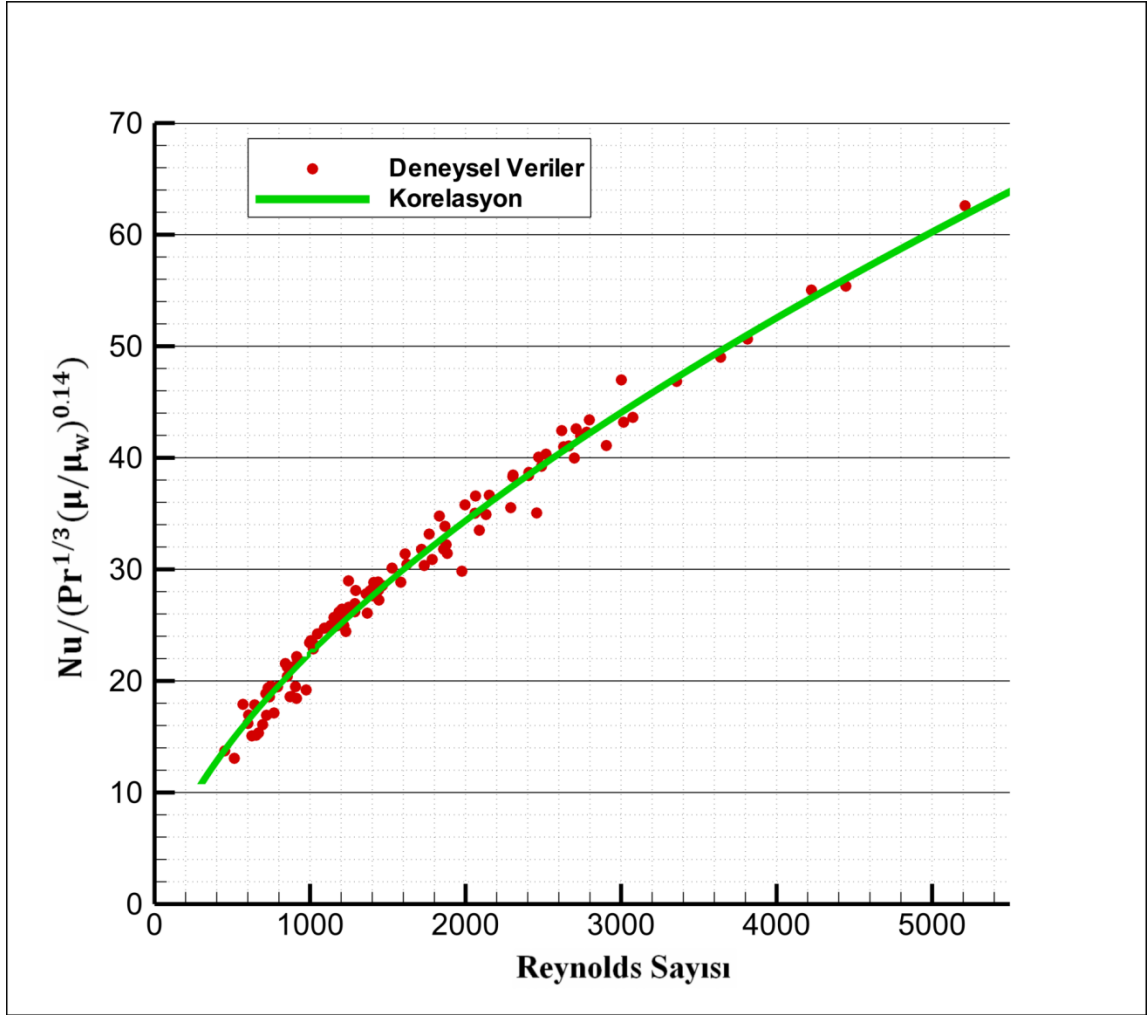
$$f = 60550 \text{Re}^{-1,72} + 0,4299 \quad (5.12)$$

6. ISIL ve HİDRODİNAMİK PERFORMANS ANALİZLERİ

6.1. Nusselt Sayısı Korelasyonu İçin Elde Edilen Sonuçlar

Kullanılan deney verileri enerjinin korunumu ilkesi gözetilerek, öncelikle bir elemeye tabi tutulmuş ve gerçekleşen ısı transferi her iki taraf için alınan veriler kullanılarak hesaplanmıştır. Enerjinin iki akışkan arasında transfer edildiği göz önünde bulundurularak yapılan ısı transferinin birbirine eşit olması beklenmiş, bu nedenle %8'den fazla farklılık gösteren deney verileri hesaplamalarda kullanılmamıştır. %8'in altında gerçekleşen değerlerdeki farklılıkların ise başta ısı değiştirgecinin izole edilmemesi olmak üzere, yapılan ölçüm ve okuma hatalarından ve ortamda meydana gelen manyetik alanın ölçüm cihazlarını etkilemesinden meydana geldiği düşünülmektedir.

Denklem 5.11'de verilen yeni bulunan korelasyonun deney verilerine olan yakınlığı Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Buna göre elde edilen korelasyon deney verileriyle uyum içerisindedir.

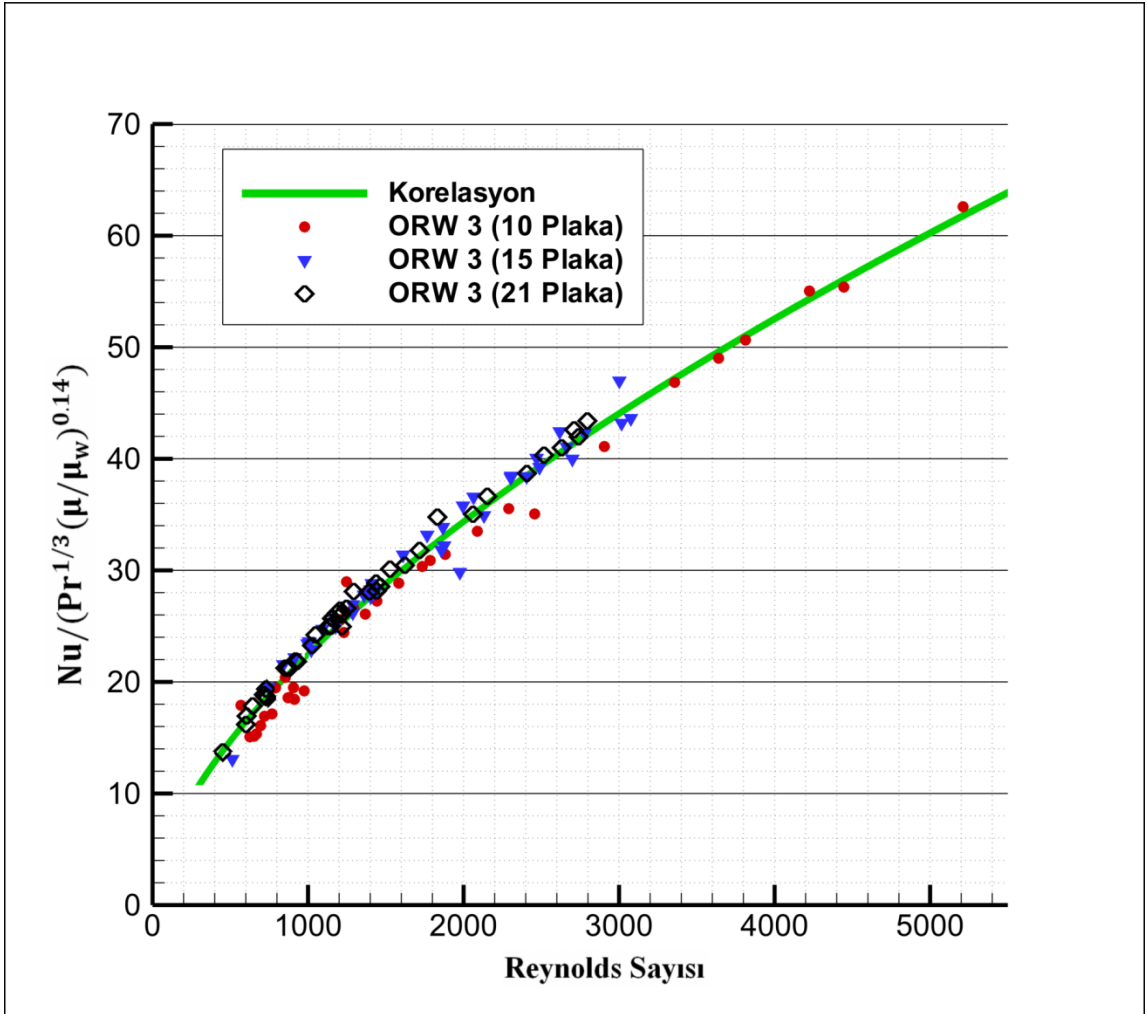


Şekil 6.1. Yeni bulunan korelasyon eğrisinin deney verileriyle gösterimi

Akış karakteristikleri baskı deseni, chevron açısı, baskı derinliği ve akış dağıtıcı desenler gibi birçok farklı tasarım parametresi ile kontrol edilebilir ve değiştirilebilir. Bu parametreler kullanılarak akış düşük Reynolds sayılarında dahi türbülanslı hale getirilebilir. Bu contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinde amaçlanan bir olgudur. Türbülanslı akış iki akışkan arasındaki ısı transferini artıran bir etkiye sahiptir. Şekiller 6.1 – 6.6, Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini logaritmik bir şekilde artırdığını göstermektedir.

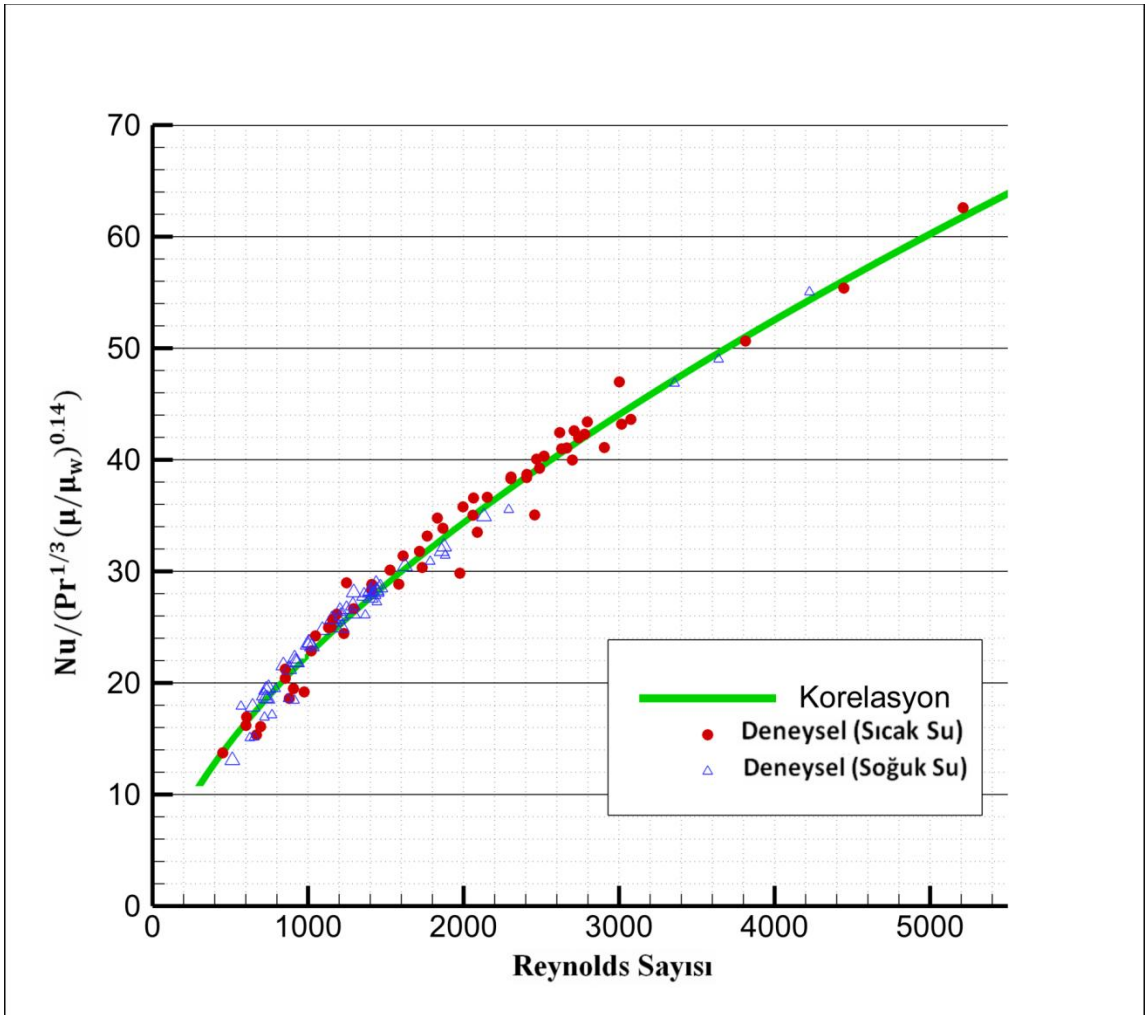
Elde edilen Nusselt sayısı korelasyonu deneylerde kullanılan farklı plaka sayılarındaki ısı değiştirgeçleri ile elde edilen verilerin tümünün kullanılmasıyla elde edilmiştir.

Isı transferi alanı plaka sayısı ile doğru orantılı, plaka sayısı ise Reynolds sayısı ile ters orantılıdır. Ancak Şekil 6.2 incelendiğinde farklı plaka sayılarındaki sonuçların aynı Reynolds sayılarında benzer eğilimli sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 6.2. Elde edilen korelasyon eğrisi ve yapılan deneylerin plaka sayılarına göre dağılımı

Yapılan deneyler sırasında her iki tarafta da şehir şebeke suyu kullanıldığı için elde edilen deney verileri korelasyon hesaplarında birlikte kullanılmıştır. İki akışkan da aynı olduğu için ortak bir Nusselt sayısı hesabı her iki taraftan elde edilen veriler kullanılarak çıkarılmıştır. Şekil 6.3’de deneysel verilerin sıcak ve soğuk su için dağılımı gösterilmiştir. Her iki taraf için de eğilimin aynı çizgi üzerinde olduğu görülmektedir.

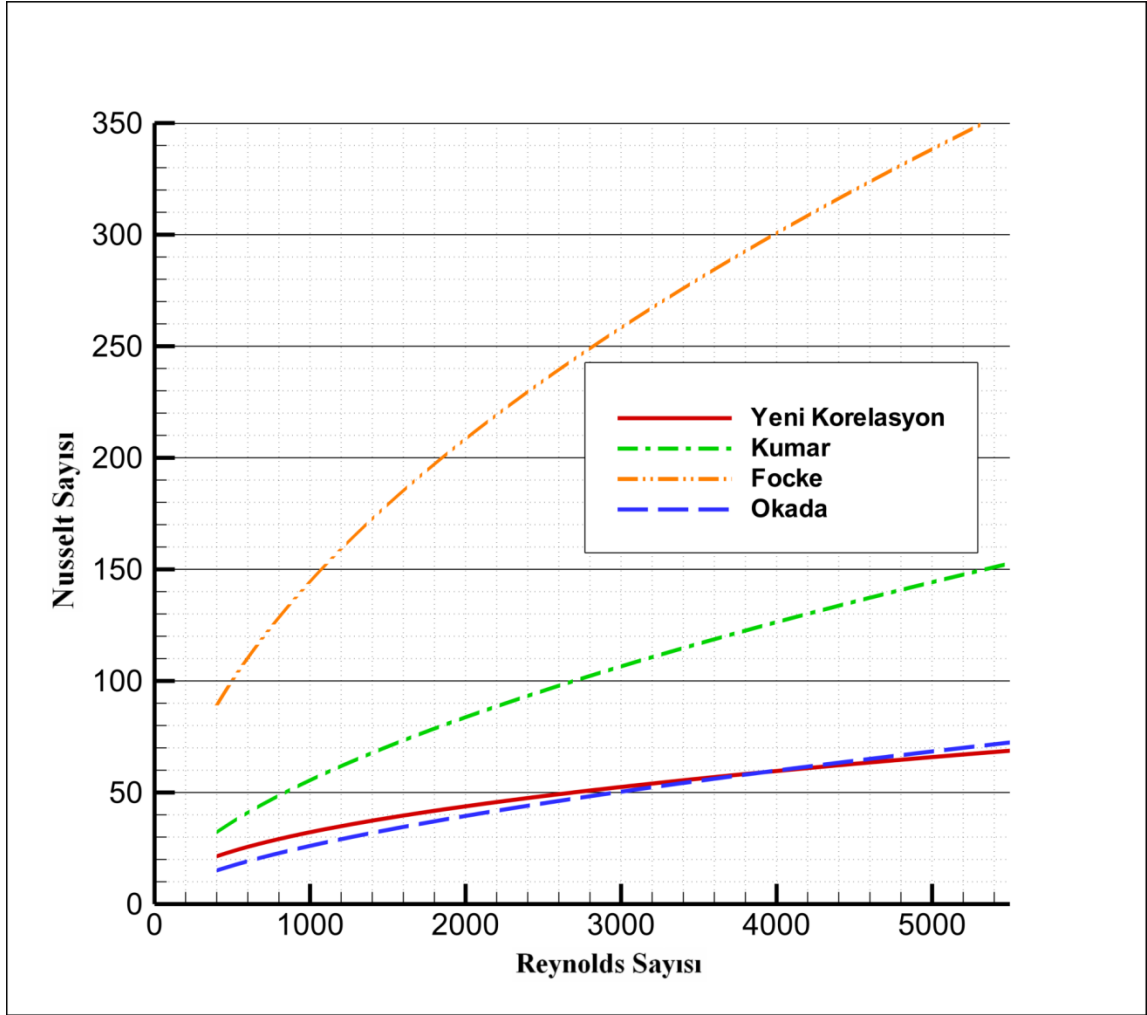


Şekil 6.3. Elde edilen korelasyonda sıcak ve soğuk su için deney verilerinin dağılımı

Elde edilen korelasyon literatürde varolan ve Çizelge 6.1’de verilen eski korelasyonlarla da karşılaştırılmıştır. Şekil 6.4’de de görüldüğü üzere yapılan çalışma sonucunda elde edilen korelasyon Kumar vd [7] ve Okada vd [43] tarafından yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlara yakın bir eğilimdedir. Okada vd’ye [43] daha yakın bir eğilime sahip yeni korelasyon Kumar vd [7] ve Okada vd’nin [43] arasında bir çizgidedir. Ancak yeni korelasyon Focke vd [44] tarafından yapılan çalışmadaki sonuçlardan ayrılmaktadır.

Çizelge 6.1. Karşılaştırmalarda kullanılan korelasyonlar ve kullanım aralıkları

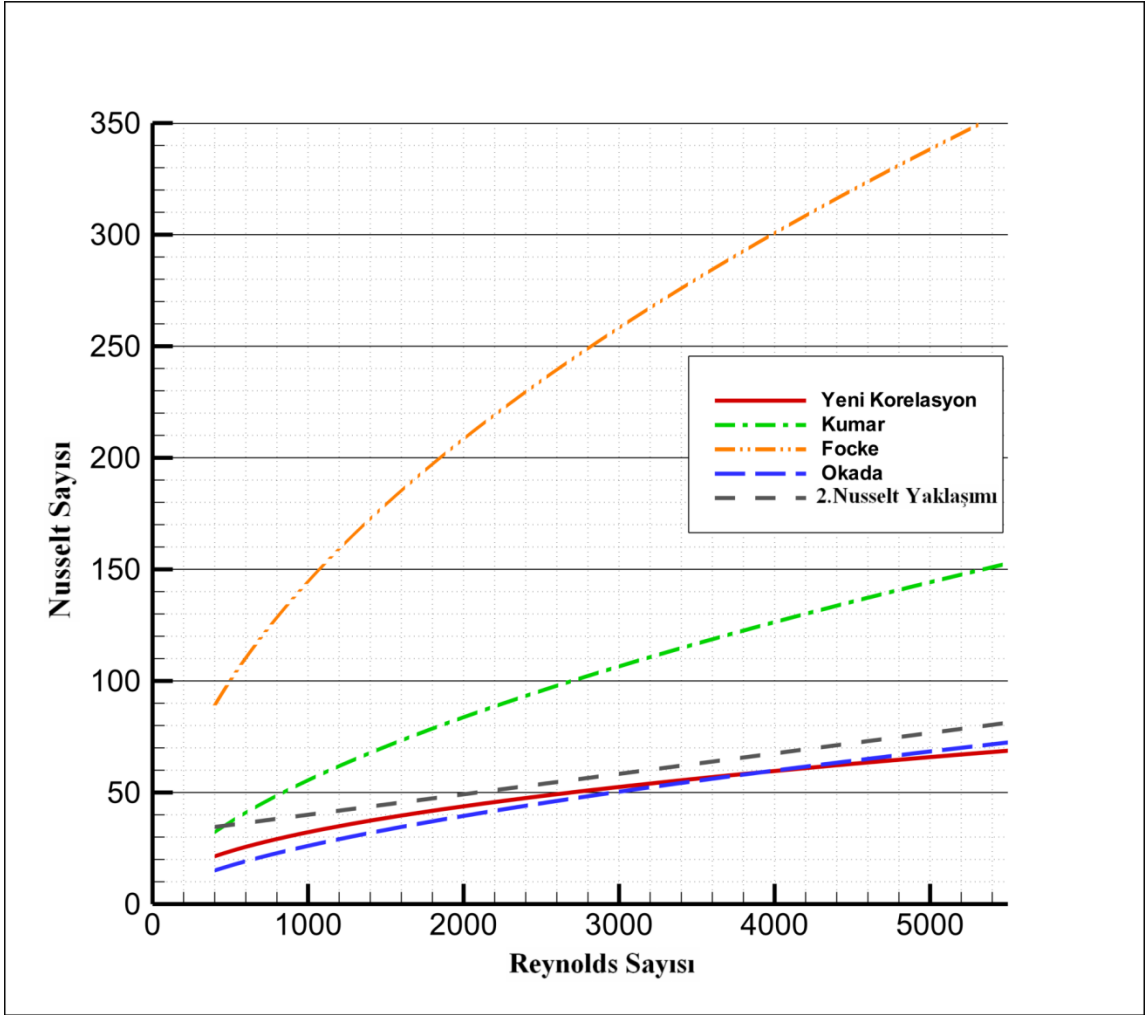
Referans	β°	Geçerli Reynolds Sayısı Aralığı	Korelasyon
Kumar vd [7]	30	>10	$Nu = 0,348 Re^{0,663} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17}$
Focke vd [44]	30	600-16000 150-600	$Nu = 1,112 Re^{0,6} Pr^{0,5}$ $Nu = 0,57 Re^{0,7} Pr^{0,5}$
Okada vd [43]	30	400-15000	$Nu = 0,1528 Re^{0,66} Pr^{0,4}$
Yeni bulunan korelasyon	30	450-5250	$Nu = 0,32673 Re^{0,6125} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14}$



Şekil 6.4. Yeni bulunan korelasyonun literatürdeki birkaç korelasyonla karşılaştırılması

Bölüm 5.2.2’de anlatılan bir diğer yaklaşıma, eşit Reynolds sayılarında ısı taşınım katsayılarının eşit alınmasına dayanan bir Nusselt korelasyonu elde etme metoduna, göre yapılan bu çalışmadaki sonuçlar Şekil 6.5’de gösterilmiştir. Buna göre birinci yaklaşıma yakın sonuçlar elde edilmiş ancak sonuçlar birinci yaklaşım ve literatürdeki diğer korelasyonların aksine logaritmik bir eğilimden ziyade doğrusal bir eğilim içinde çıkmıştır. Reynolds sayıları eşit olan deneylerin dikkate alındığı ikinci yaklaşımdaki veri sayısı da bu nedenle daha azdır. Bu nedenle birinci yaklaşımın kullanılması daha

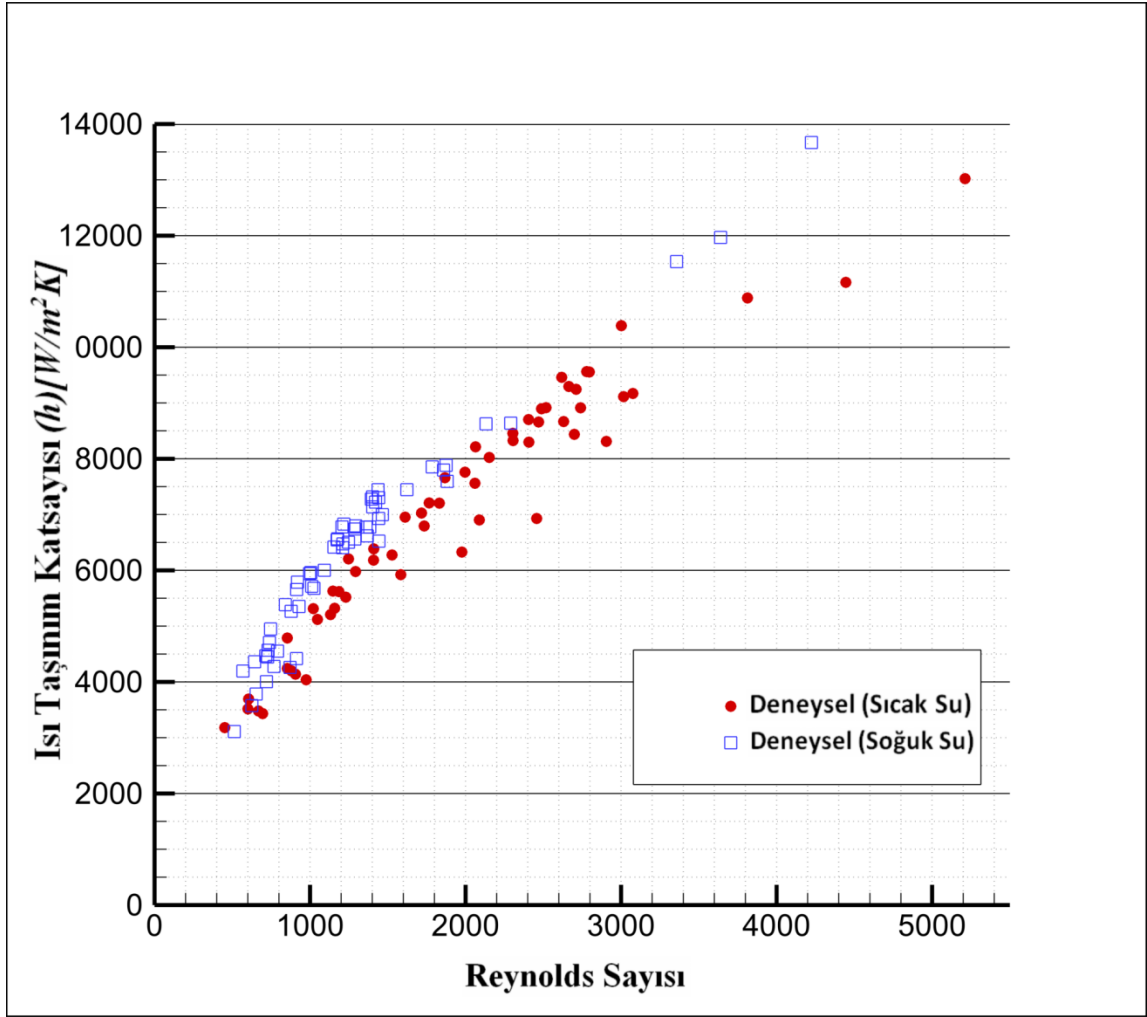
doğrudur. İkinci yaklaşımda yapılan kabuller nedeniyle hata payı daha yüksek olan bir alternatiftir.



Şekil 6.5. İkinci Nusselt yaklaşımının birinci yaklaşımla ve literatürdeki birkaç korelasyonla karşılaştırılması

Şekil 6.6’da deneysel verilerin analizi ile elde edilen ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre dağılımı gösterilmiştir. Buna göre oldukça geniş bir Reynolds aralığında çalışılmıştır ve elde edilebilecek yüksek ısı taşınım katsayılarına çıkmıştır. Daha

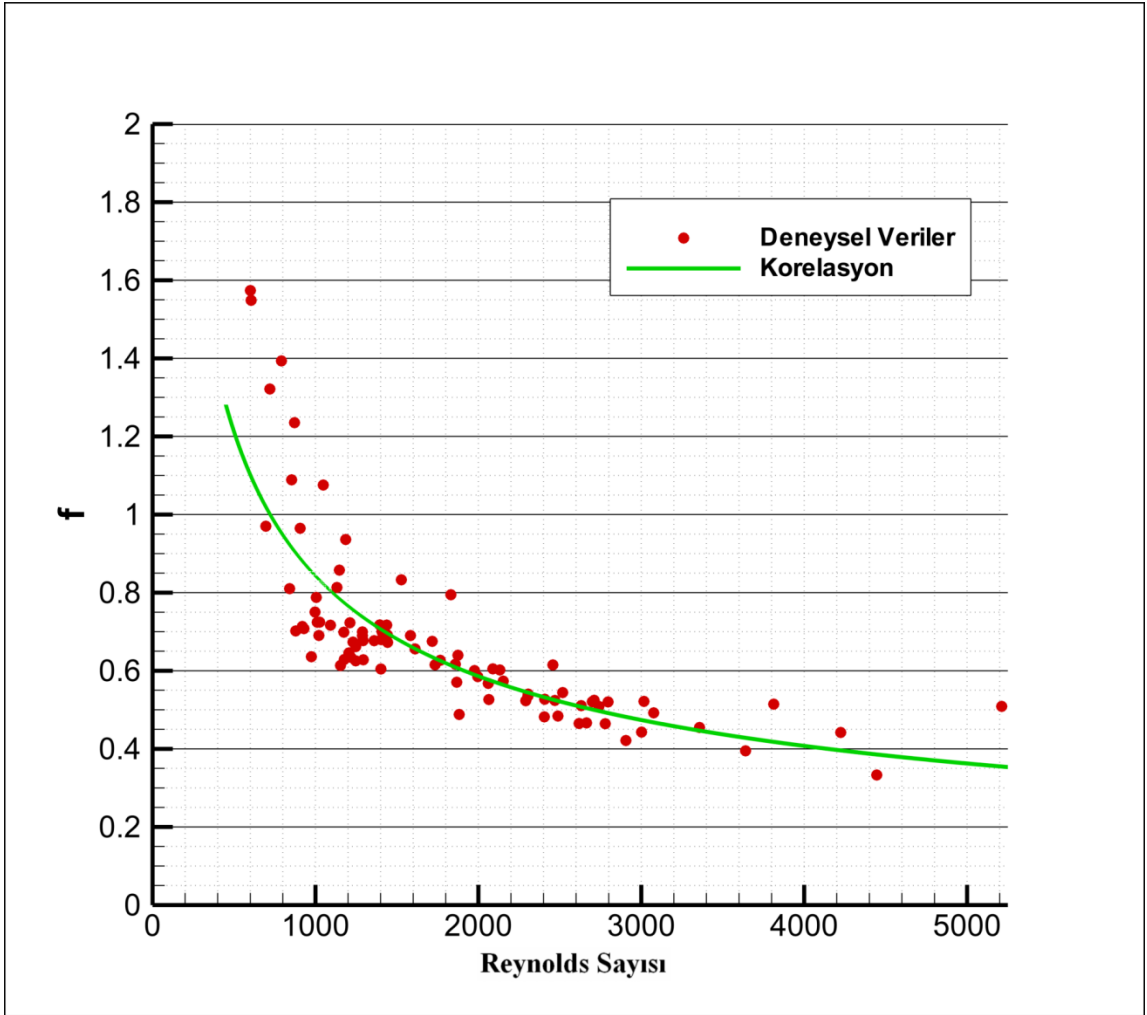
yüksek Reynolds sayılarında çalışma yapmak mümkün ancak mantıklı değildir. Çünkü Reynolds sayısı arttıkça basınç düşümü artmakta ve çalışılabilir aralığın dışına çıkmaktadır.



Şekil 6.6. Deneysel olarak elde edilen ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre dağılımı

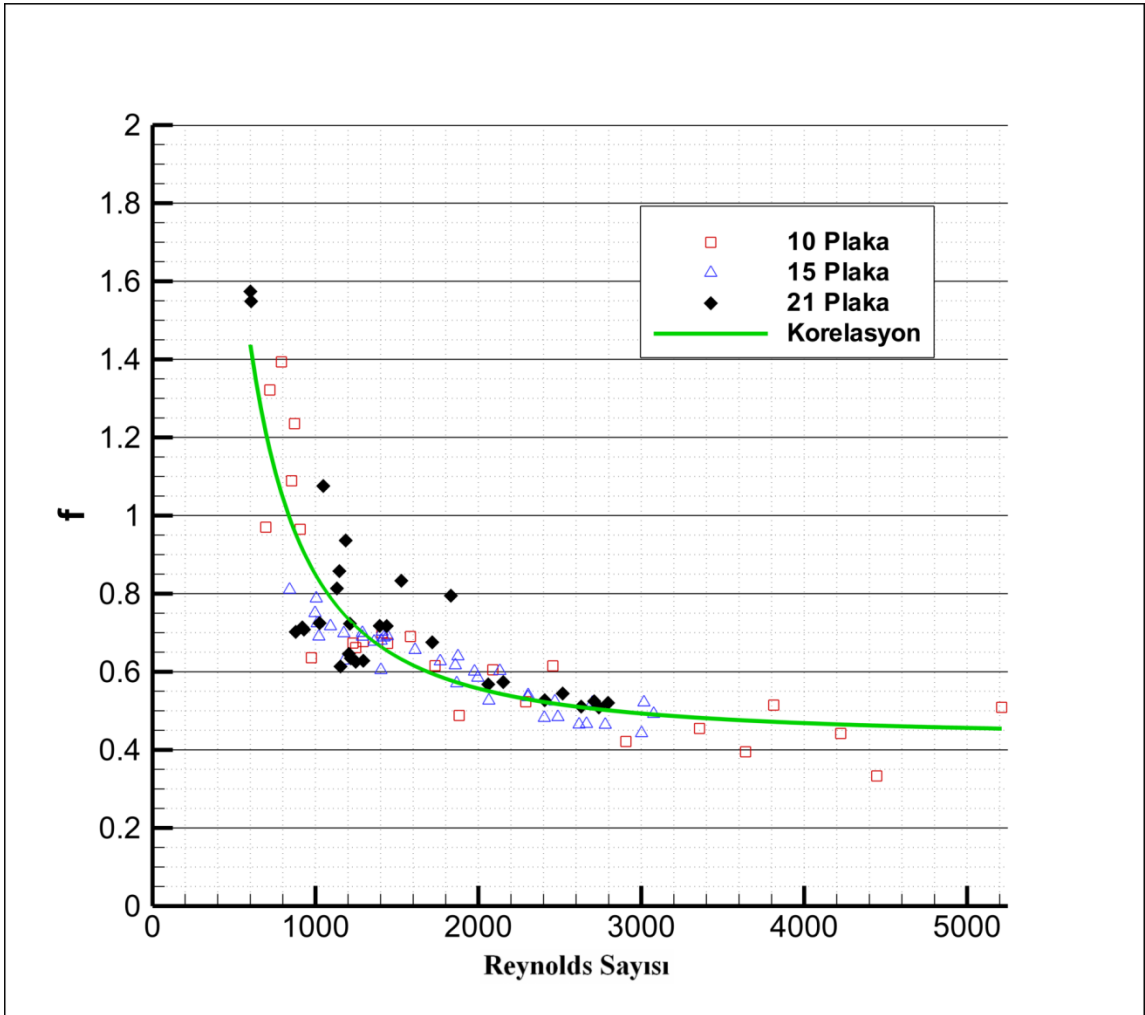
6.2. Sürtünme Katsayısı Korelasyonu İçin Elde Edilen Sonuçlar

Sürtünme katsayısı korelasyonu %95 güvenlilikle, 0,7721 belirtme katsayısı ile bulunmuş ve Şekil 6.7'de deney verileri ile birlikte çizdirilmiştir. Buna göre artan Reynolds sayısı sürtünme katsayısını azaltmakta ancak bu azalış x eksenine (Reynolds sayısı eksenine) gittikçe paralelleşen bir eğilimde olmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında ise sürtünmeden dolayı oluşan kayıplar daha hissedilir olmaktadır.



Şekil 6.7. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve deneysel verilerle uyumu

Elde edilen yeni sürtünme katsayısı korelasyonunda eğri uydurma yöntemi kullanılmış ve kullanılan deneysel verilerin plaka sayılarına göre dağılımı Şekil 6.8’de gösterilmiştir. Deneysel verilerin aynı eğilimde olduğunu gösteren bu Şekle göre, sürtünme katsayısı, plaka sayısından bağımsızdır.

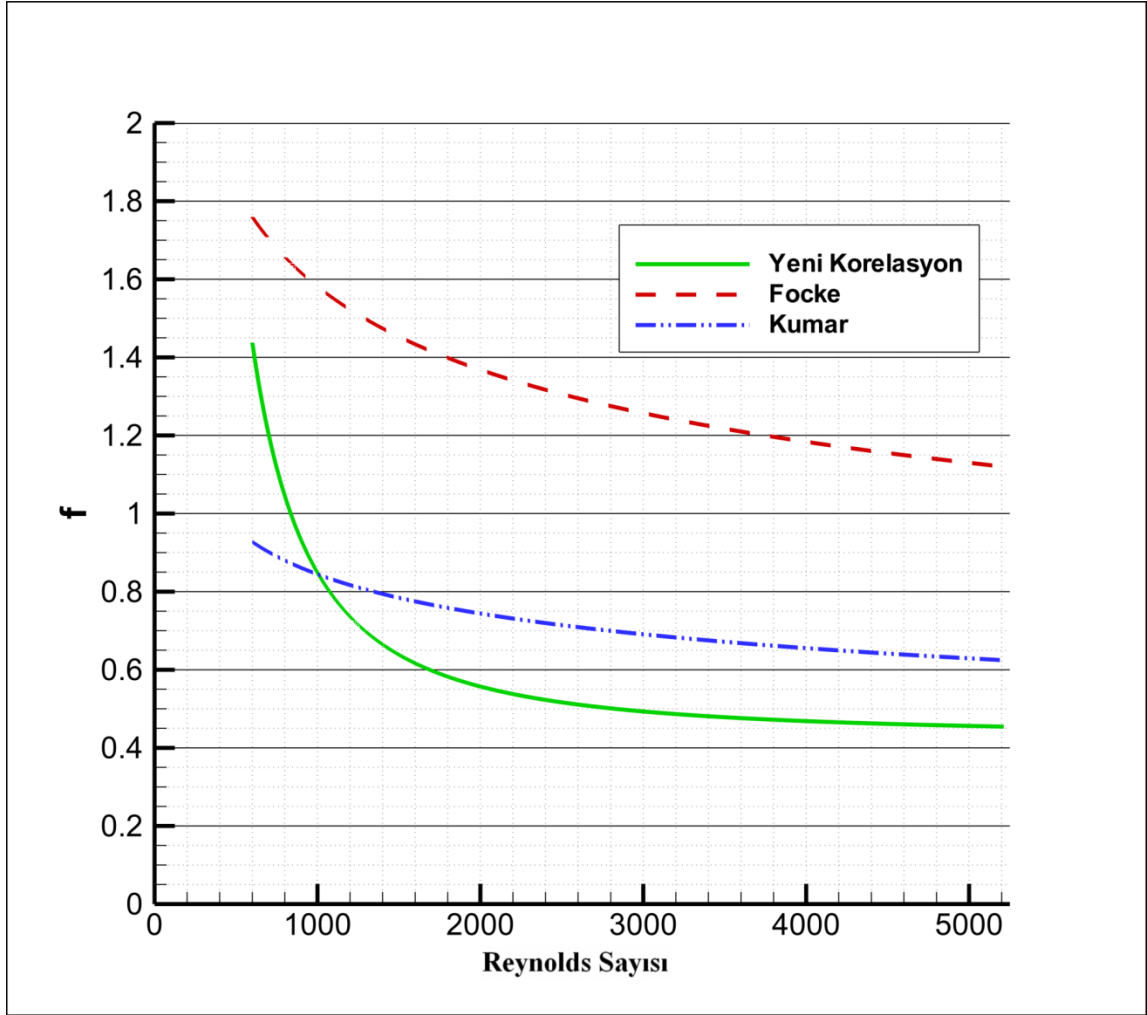


Şekil 6.8. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve kullanılan deneysel verilerin plaka sayılarına göre dağılımı

Çizelge 6.2. Benzer çalışmalardaki sürtünme katsayısı korelasyonları ve yeni bulunan korelasyon

Referans	Geçerli Reynolds Sayısı Aralığı	Korelasyon
Kumar vd [7]	>100	$f = \frac{2,99}{Re^{0,183}}$
Focke vd [44]	400 - 1600	$f = \frac{6,7}{Re^{0,209}}$
Yeni bulunan korelasyon	450 - 5250	$f = \frac{60550}{Re^{1,72}} + 0,4299$

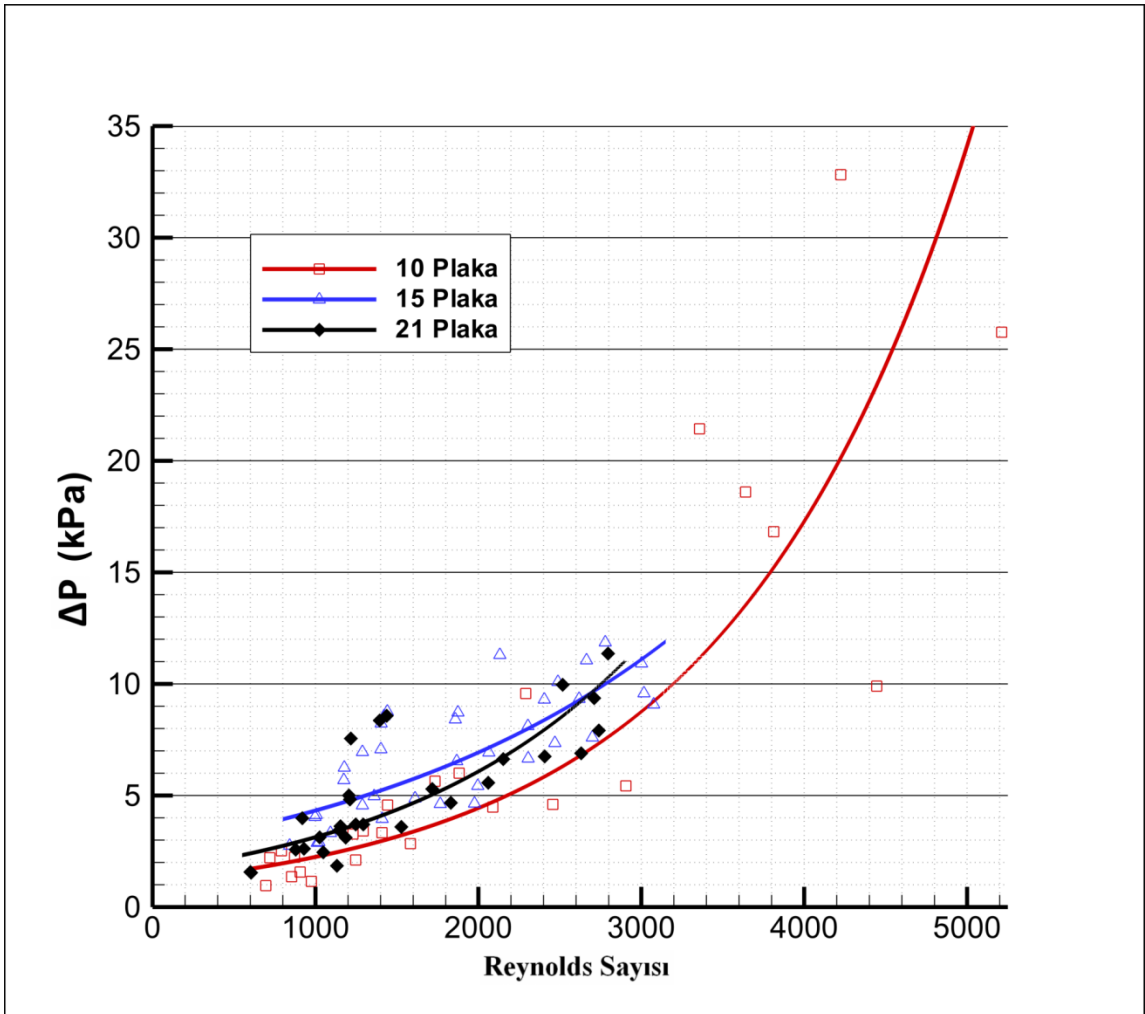
Elde edilen yeni sürtünme katsayısı korelasyonunun Çizelge 6.2’de verilen literatürdeki eski korelasyonlarla karşılaştırılması Şekil 6.9’da gösterilmiştir. Buna göre buna göre kullanılan plakanın basınç düşümü değerleri Kumar [7] vd ve Focke vd [44] tarafından kullanılan plakalara göre daha azdır. Ancak Reynolds sayısı düşerek, akış laminere rejime yaklaştıkça hızlı bir artış görülmektedir.



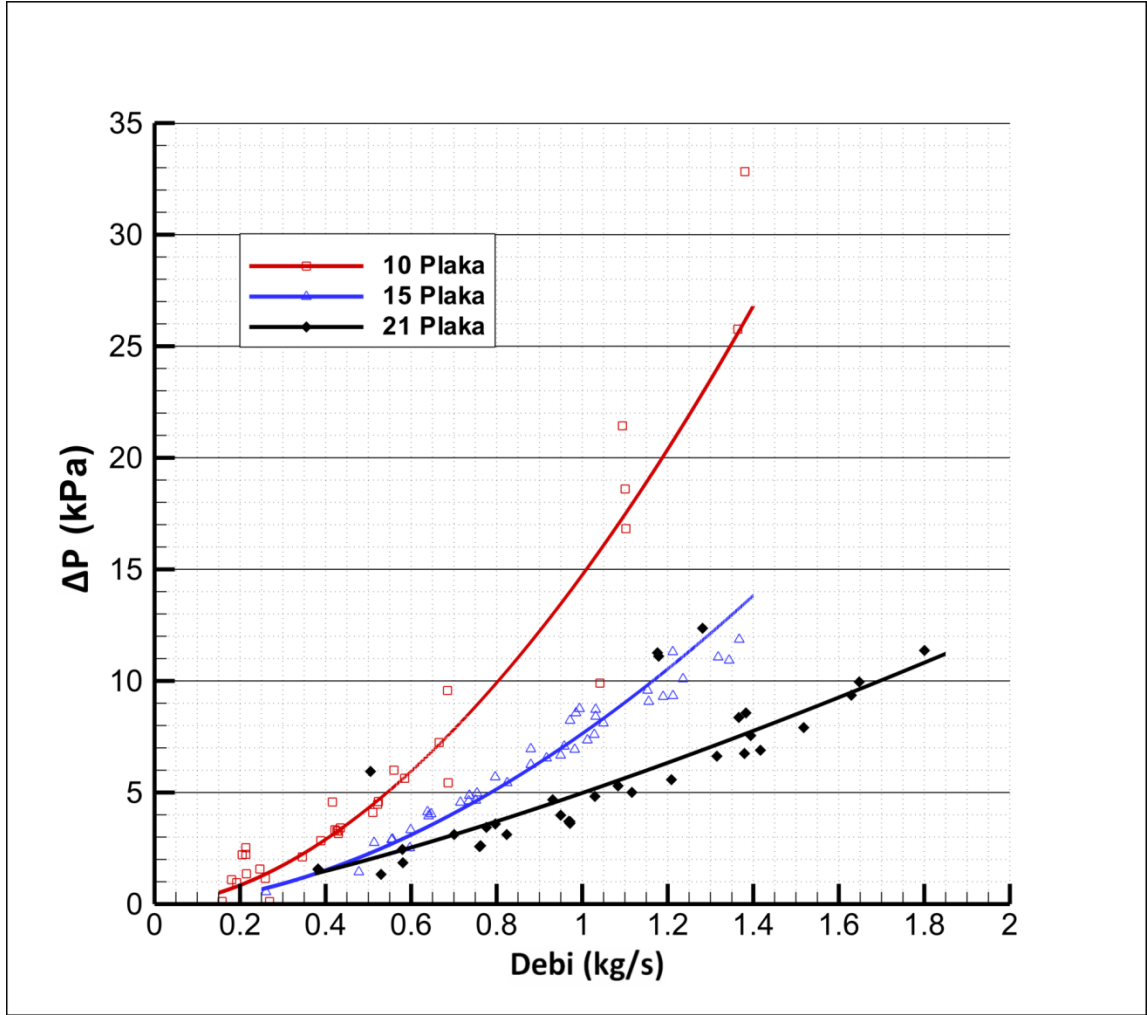
Şekil 6.9. Yeni bulunan sürtünme katsayısı korelasyonunun Reynolds sayısına bağlı değişimi ve literatürde bulunan eski korelasyonlarla karşılaştırılması

Şekil 6.10 incelendiğinde ise farklı plaka sayılarında elde edilen basınç düşümü değerleri görülmektedir. Burada ise Şekil 6.8’de gözlemlenen sürtünme katsayısından farklı olarak artan Reynolds sayısını takip ederek artan üstel basınç düşümü eğrileri görülmektedir. Bunun nedeni ise Denklem 5.10’da verilmektedir. Hem ısı değiştirgecinde kanallara dağılan debiyle, hem de sürtünme katsayısıyla orantılı olan basınç düşümü değeri, debinin karesiyle orantılı olduğundan ve sürtünme katsayısının debiye oranla küçük kalmasından dolayı sürtünme katsayısından ziyade çalışılan debiye

bağımlı bir durumdadır. Bu nedenden basınç düşümü değerlerini Reynolds sayısından ziyade debiye bağımlı bir şekilde yorumlamak daha doğru olacaktır. Şekil 6.11’de elde edilen basınç düşümü değerleri farklı plaka sayılarında yapılan deneyler için debiye göre çizdirilmiştir. Buna göre aynı debilerde plaka sayısı arttıkça basınç düşümü azalmaktadır. Şekil 6.10’da görüldüğü gibi bu genelleme Reynolds sayısına bağlı olarak yapılamaz, çünkü plakalı ısı değiştirgeçlerinde “kanal Reynolds sayısı” da plaka sayısının bir fonksiyonudur.



Şekil 6.10. Yapılan deneylerde elde edilen basınç düşümlerinin Reynolds sayısına göre değişimi ve farklı plaka sayılarındaki basınç düşümleri

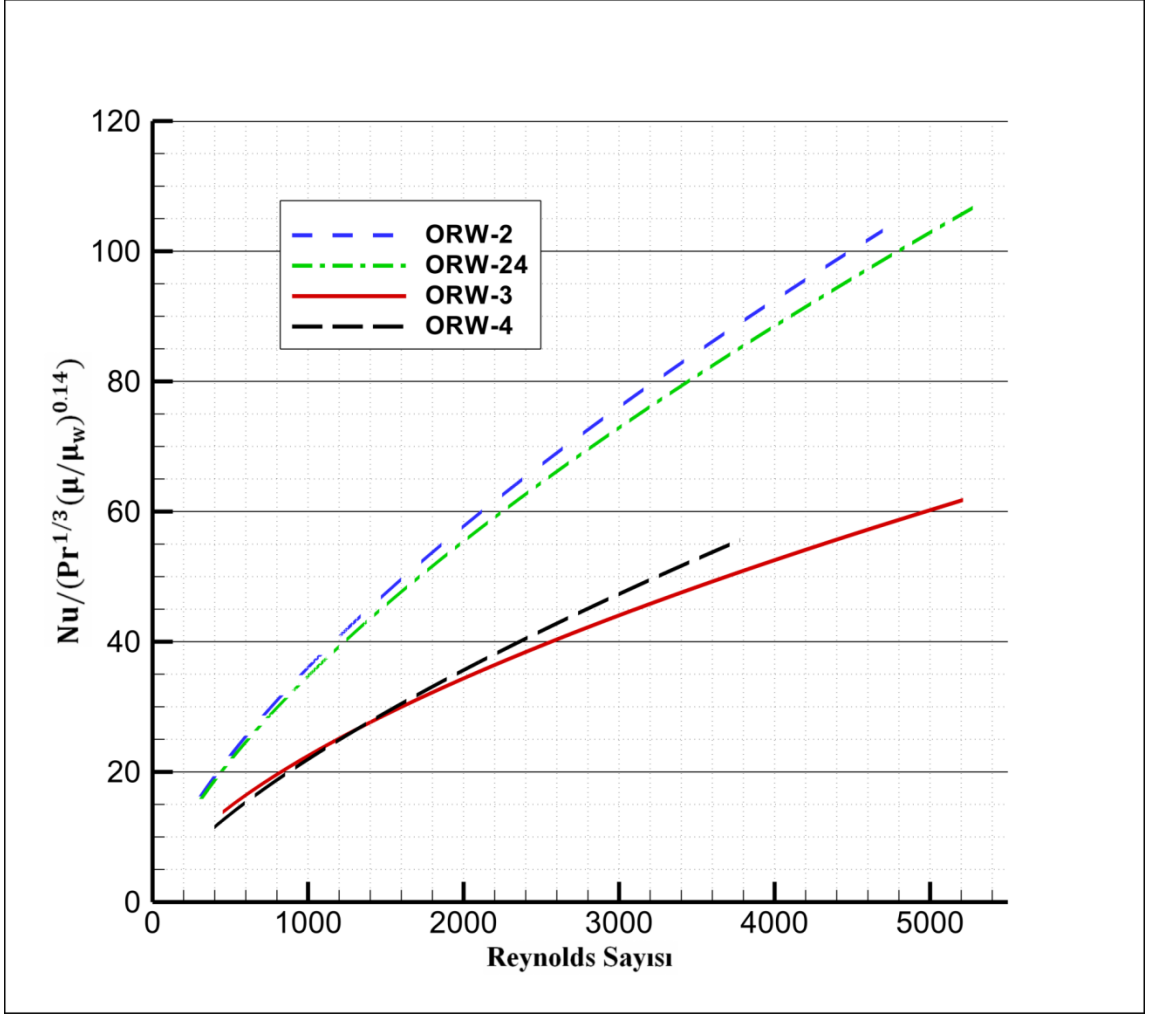


Şekil 6.11. Yapılan deneylerde elde edilen basınç düşümlerinin debiye göre değişimi ve farklı plaka sayılarındaki basınç düşümleri

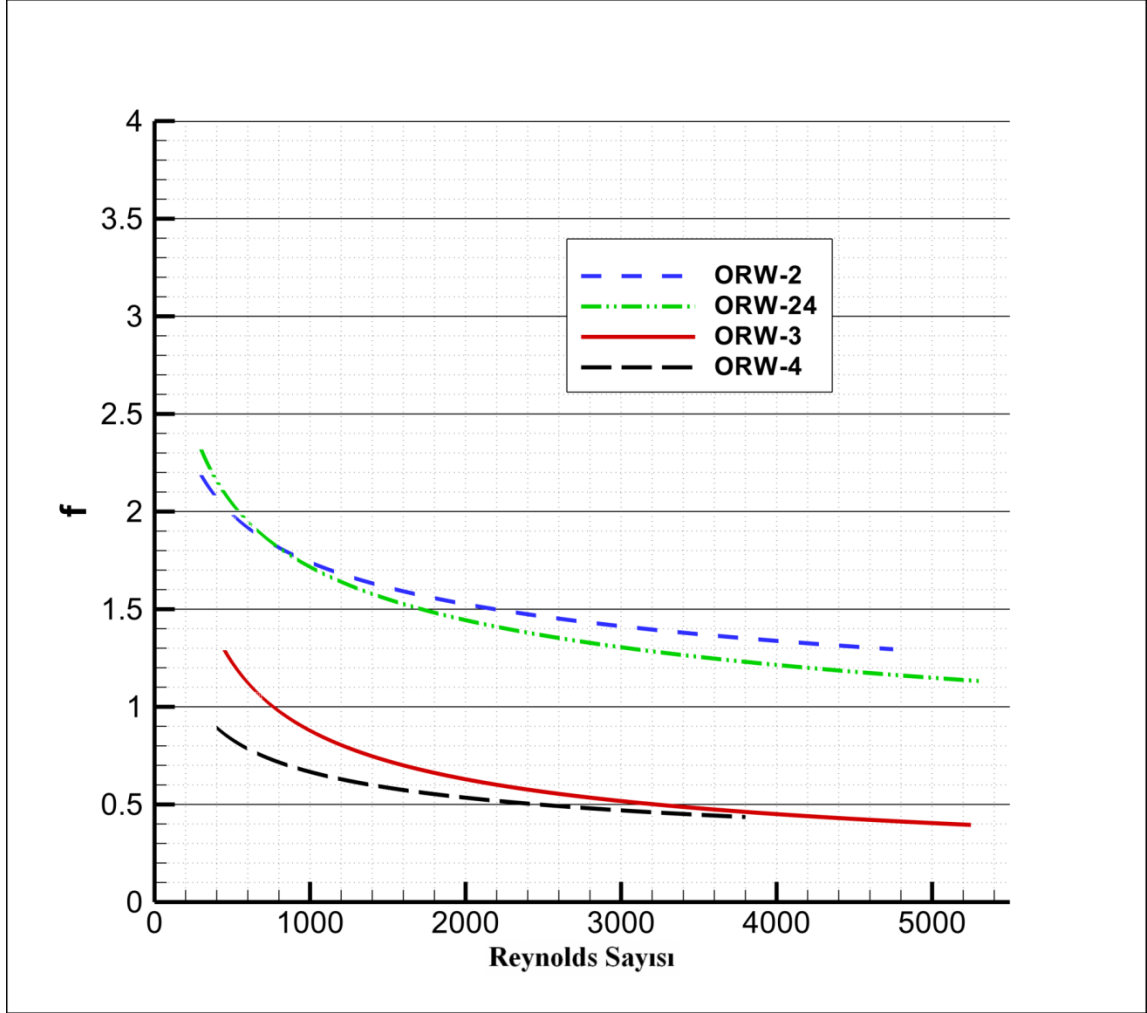
Bu tez çalışmasının yürütüldüğü SANTEZ projesi kapsamında ORW2, ORW3, ORW24, ORW4 plakaları analiz edilmiş, yalnızca ORW3 genel hatlarıyla anlatılmıştır. Diğer plakaların detaylı karşılaştırılmalarına dair bir çalışma [45] numaralı referansta bulunabilir. Tüm plakaların detaylı karşılaştırmaları TOBB ETÜ’de Çağın GÜLENOĞLU tarafından hazırlanacak yüksek lisans tezinde anlatılacaktır [46]. ORW2 için 20 ve 31 plaka sayılarında, ORW24 için 21 ve 31 plaka sayılarında ve ORW4 için 10 plaka sayısında deneyler gerçekleştirilmiştir. ORW3 için izlenen ısı ve hidrodinamik

performans analizleri diğer tip plakalar içinde uygulanmış ve bu plakalar için de Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı korelasyonları bulunmuştur. Boyut olarak ORW2 en küçük boyuttaki plakaya sahip ısı değiştirgeci. ORW24 ise ORW2 ile aynı geometride fakat daha uzun bir yapıya sahiptir. Her iki ısı değiştirgeci de ORW3'e oranla daha küçüktür. ORW4 olarak adlandırılan ısı değiştirgeci ise test edilen en uzun ve geniş ısı değiştirgeci.

Şekil 6.12'de görüldüğü gibi plaka boyutu azaldıkça daha düşük Reynolds sayılarında daha yüksek ısı transferi gerçekleştirilebilmektedir ve artan Reynolds sayısı küçük plakalarda ısı transferini daha etkili bir şekilde artırmaktadır. Ancak Şekil 6.13'de de görüldüğü gibi plaka boyutunun küçülmesi sürtünme katsayısını, dolayısıyla basınç düşümünü artıran bir etkendir.



Şekil 6.12. Performans analizleri gerçekleştirilen 4 ısı değiştirgecine ait ısı performans karşılaştırılması



Şekil 6.13. Performans analizi gerçekleştirilen 4 ısı değıştirgecine ait sirtünme katsayısı karşılaştırması

6.3. Plakalı Isı Değıştirgeci Seçim Programı

Bu tez çalışmasının yürütüldüğü SANTEZ projesi kapsamında, deneyler sonucunda elde edilen Nusselt sayısı ve sirtünme katsayısı korelasyonları kullanılarak ORW2, ORW24, ORW3 ve ORW4 plakalı ısı değıştirgeçlerini içeren bir plakalı ısı değıştirgeci seçim programı oluşturulmuştur. Bu program sayesinde ısı değıştirgeçleri, kullanılacak olan şartlara göre en uygun olacak şekilde seçilebilmektedir. Bu konuyla ilgili çalışmayı

TOBB ETÜ’de eş zamanlı olarak yüksek lisansını yürütmekte olan Gizem GÜLBEN gerçekleştirmiştir [47]. Gülben [47] tarafından hazırlanan yüksek lisans tezi de “Plakalı Isı Değiştiricilerde Plakaya Bağımlı Isı Transferinin İncelenmesi ve Plaka Tasarımı için Deneysel ve Sayısal Analiz ve Modelleme” başlıklı SANTEZ projesinin bir parçasıdır.

6.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Simülasyonları

Bu çalışma sonucunda ortaya çıkan veriler kullanılarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği’nin (HAD) plakalı ısı değiştirgeci tasarımında veya analizinde kullanılabilmesi için, sayısal hesaplamalar yapılarak analiz yöntemleri bulunabilir. Bu konuyla ilgili bir çalışma da bu tez çalışması sırasında kaynak [48]’de anlatıldığı gibi yapılmıştır.

Plakalı ısı değiştirgeçlerinin deneysel performans testleri hem pahalı hem de zaman ve iş gücü yüksek bir çalışmadır. Bu nedenle plaka analizlerinde veya tasarım aşamasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları önemli bir yardımcı araç olabilir. Deneysel düzeneğine ısı değiştirgeci bağlantısında sınırlayıcı olan ısı değiştirgeci boyutu, bağlantı ekipmanları veya akışkan çeşidi gibi sınırlayıcı ve zorlayıcı faktörler HAD ile çok daha rahat bir şekilde aşılabılır. Ancak karmaşık tasarımlı, ince kıvrımlı plakalar arasındaki dar kanallarda akışın doğru hesaplanabilmesi türbülansın iyi modellenememesi nedeniyle zor olabilmektedir.

Plakalı ısı değiştirgeçleri ile ilgili literatürde sayısal çalışmalar bulunmaktadır. Miura vd [26], ısı değiştirgeci tasarımında önemli iki faktör olan ısı yükü ve basınç kaybı parametrelerini tanımlamıştır. Basınç yükü parametresini hem deneysel hem sayısal olarak çalışmışlardır. Isı değiştirgeci performans analizlerinde, ticari HAD yazılımı FLUENT’i kullanarak, SST ve k-ε modellerini karşılaştırmışlardır. Sonuçlarına göre, SST türbülans modeli k-ε türbülans modeline göre daha iyi tahminler yapmaktadır. Miura vd [26] düz plakalı ısı değiştirgeci kullanmışlardır ve deneysel ve sayısal

sonuçları uyum içerisinde. Çalışmanın çoğu düz plakalar nedeni ile laminar rejimde gerçekleştirilmiştir. Çalışmaya göre plaka baskı desenleri ısı ve hidrodinamik performansı etkileyen en önemli kriterdir. Plaka kıvrımları türbülansı arttırmakta bu durum da iki akış alanı arasındaki ısı transferini arttırmaktadır. Bu nedenle plaka tahmin analizlerinde türbülansın çözümlenmesi ve seçilen model önem taşımaktadır [26].

Tsai vd [8] bir plakalı ısı değiştirgecindeki iki çapraz oluklu kanal arasında hidrodinamik ve kötü dağılım analizi gerçekleştirmişlerdir. Üç boyutlu model oluşturulmuş ve sayısal hesaplamalarda kullanılmıştır. Kullanılan model türbülansı artıran chevron açılı baskı desenlerine sahiptir. Elde edilen HAD sonuçları deneysel verilerle kıyaslanmış, basınç düşümü ve kötü dağılımın değişen karakteristiği incelenmiştir. Tsai vd [8] çalışmalarını 65° chevron açısına sahip ticari bir plaka ile yapmışlardır. Miura vd [26]'nin çalışmasındaki gibi, bu çalışmada da ticari HAD yazılımı FLUENT kullanılmıştır. k- ϵ türbülans modeli ile 600 – 1700 Reynolds sayısı aralığında analizler gerçekleştirilmiştir. Basınç düşümü değerleri deneysel değerlerden %20 sapma göstermektedir.

Fernandes vd [32] yüksek viskozite değerine sahip akışkanlar ile çalışarak laminar rejimde kalmayı amaçlamışlardır. Kıvrımlılık (Tortuosity) katsayısı ve Kozeny katsayısı farklı baskı açılarındaki test edilmiştir. Bütün analizler tam gelişmiş laminar akış ve sabit fiziksel özelliklere sahip newtonian akış varsayımı ile yapılmıştır. Sonuçlara göre her iki parametre de baskı açısının artışına bağlı olarak düşmektedir.

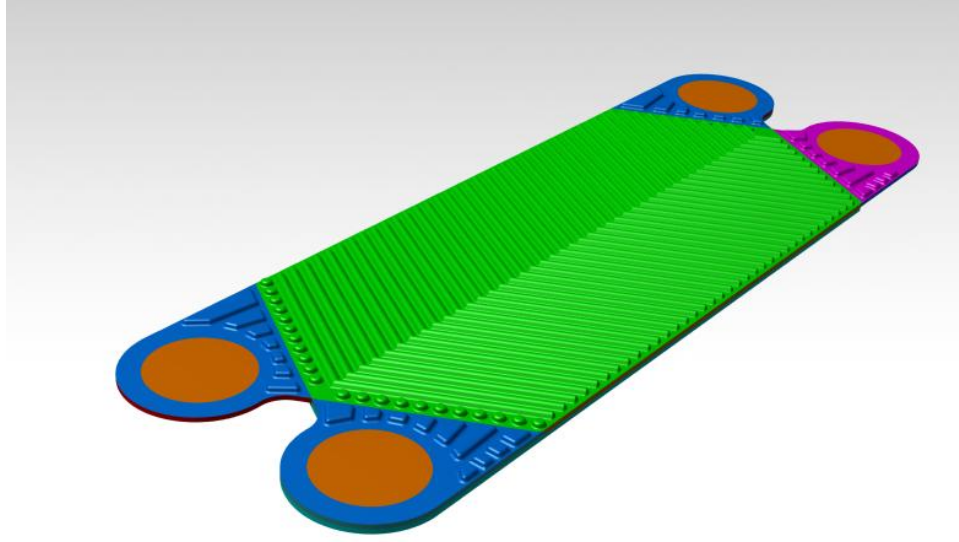
Afonso vd [20] iki boyutlu basitleştirilmiş sayısal metot ile düz plakalar arasında yoğurdun pasterizasyonunu incelemişler ve bu işlemdeki taşınım ile oluşan ısı transferi hesabında kullanılmak üzere korelasyon geliştirmişlerdir. Yüksek viskozite ve düşük Reynolds sayısı değerindeki akışkan ile olan simülasyonlarını deneysel sonuçlar ile kıyaslamışlardır.

Galeazzo vd [33] düz plakalı ısı değiştirgeci için akış ve ısı transferi analizi yapmıştır. Dört kanallı plaka geometrisi için ticari HAD yazılımı Fluent kullanılmıştır. Paralel ve

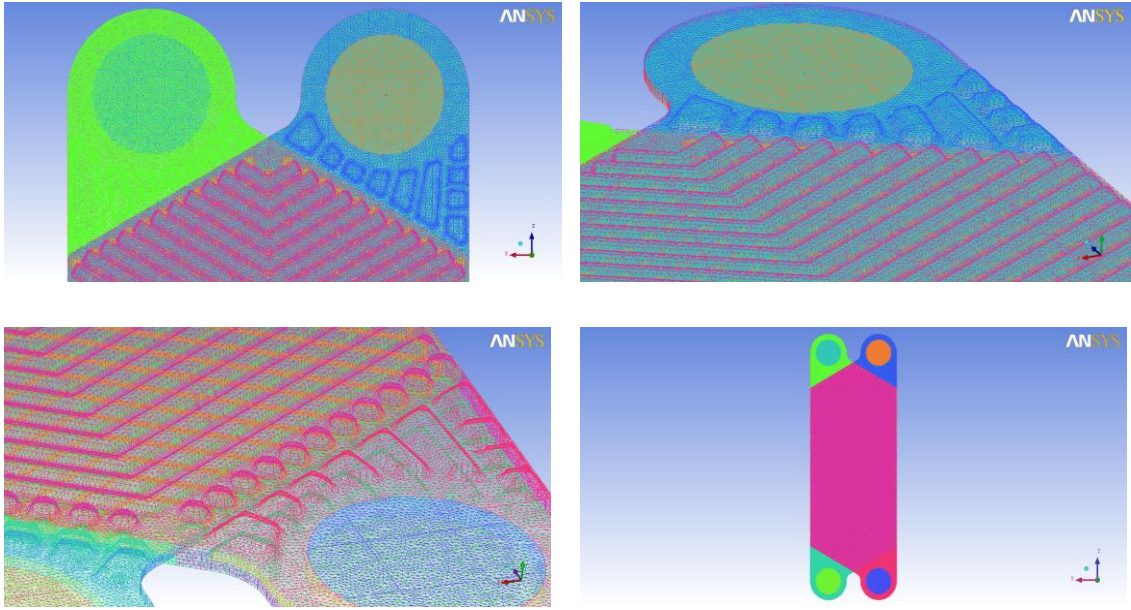
seri konfigürasyonlara sahip plakalı ısı değiştirgeçleri ile analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar bir boyutlu hesaplamalar ve deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Plakalı ısı değiştirgeçleri ile ilgili birçok sayısal çalışma yapılmış ancak bu çalışmalarda genellikle ısı transferi sonuçları verilmezken basınç dūřümleri, sūrtünme faktörleri ve kötü dağılım parametrelerinden bahsedilmiştir [8,17,26,32]. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı transferi konusu, baskı desenli plaka yapısından ötürü son derece karmaşık bir problemdir. Bu nedenle genellikle yapılan HAD çalışmalarında iyi özūmlenemeyen türbūlanslı akış sonucunda elde edilen sayısal ısı transferi değerleri deneysel değerlerden sapma gösterirken basınç dūřümü, sūrtünme faktörü ve kötü dağılım deneysel değerler ile uyum içerisinde çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasını takip eden ve HAD ile yapılan simūlasyonlarda, ORW3 tipi plakanın laser ölçümlerinden elde edilen STL verilerinden faydalanılmış ve plakaya ait yüzey geometrisi oluşturulmuştur. HAD simūlasyonları için üç plakadan oluşan bir geometrik model hazırlanarak kullanılmıştır (şekil 6.14). Böylece sıcak ve soğuk su tarafı için tek kanal geçişli bir model uygulanmıştır. Reynolds sayısı 500 ile 4600 arasında olacak şekilde üç boyutlu sayısal analizler gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar bu tez çalışmasındaki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. ICEM CFD programı kullanılarak yapısal olmayan çözüm ağı gerçekleştirilmiş ve toplamda 4035116 adet dört yüzeyli eleman kullanılmıştır. Kullanılan aę yapısı şekil 6.15’de gösterilmektedir. Yapılan çalışmada literatürdeki araştırmalar doğrultusunda k-omega SST (Shear Stress Transport) türbūlans modeli kullanılmış ve daimi koşullarda analizler gerçekleştirilmiştir. Sınır koşullarında Miura vd [26] kullandığı gibi kütleli debi girilmiş ve çıkış portlarında atmosfer basınç şartları verilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkan rejimleri arasına korunumlu arayüzey ısı akısı (conservative interface heat flux) tanımlanmış ve geçerli plaka kalınlığı verilmiştir. Katı yüzeylere kaymama sınır koşulu (no slip wall) girilmiştir.



Şekil 6.14. HAD için hazırlanan ve üç plakadan oluşan basitleştirilmiş ORW – 3 lı değiştirgeci modeli

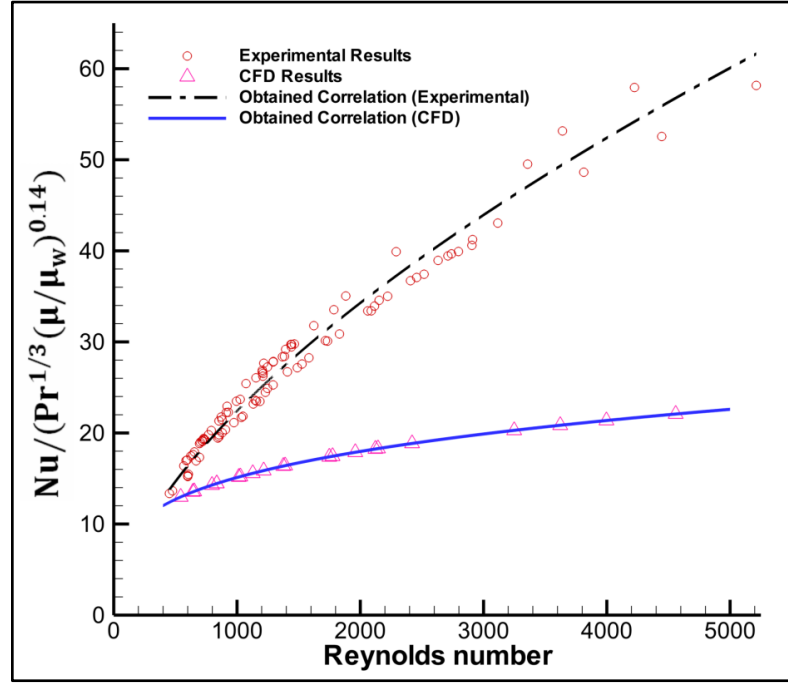


Şekil 6.15. Simülasyonlarda kullanılan çözüm ağı yapısı [48]

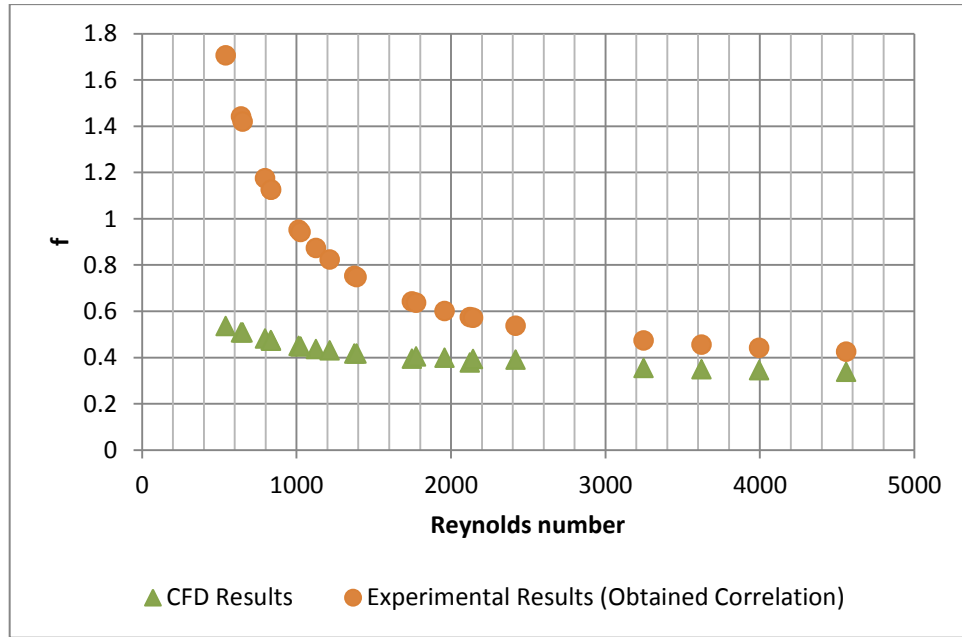
Gözleme noktaları tanımlanarak gerçekleştirilen analizlerde daimi koşullara ulaşıldıktan sonra analizler sonlandırılmış ve portlardaki ortalama değerlerden elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak gerekli hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ısı analiz sonuçları deneysel verilerle karşılaştırıldığında düşük Reynolds sayılarında sonuçların yakın olduğu ancak artan Reynolds sayısı ile sonuçlarda sapma olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan analizlerde en düşük y^+ değerleri en düşük debili deneylerde elde edilmiş ve bu değer sıcak akışkan tarafı için ortalama 6,31 ve soğuk akışkan tarafı için ortalama 6,5 olarak elde edilmiştir. HAD analizleri sonucunda elde edilen y^+ değerlerinin yüksek çıkması bunun ağ bölüntülemesindeki yetersizlikten kaynaklandığını ortaya çıkarmıştır. Yetersiz ağ bölüntülemesi artan Reynolds sayısı ile doğru orantılı olan türbülansın çözülmesini zorlaştırmaktadır. Bu nedenle yüksek Reynolds sayılarında akış iyi çözülmemiştir. Şekil 6.16'da elde edilen ısı performans sonuçlarının deneylerle karşılaştırması gösterilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında, artan ve iyi çözülmemeyen türbülans nedeniyle sapma görülmüştür. Isı performans sonuçlarının aksine hidrodinamik performans sonuçları deneysel sonuçlar ile daha uyumlu çıkmıştır (Şekil 6.17). Yapılan HAD simülasyonlarından bazılarının giriş sınır koşulları Çizelge 6.3'de gösterilmiştir. Bu analizlere ait sıcaklık dağılımı ve üç boyutlu akış çizgileri Şekil 6.18'den Şekil 6.23'e kadar verilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda deneysel olarak gözlemlenmesi zor olan plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı ve akış karmaşıklığı gözlemlenebilmiştir (Şekil 6.18 – Şekil 6.23).

Çizelge 6.3. Seçilmiş bazı analizler ve giriş sınır koşulları

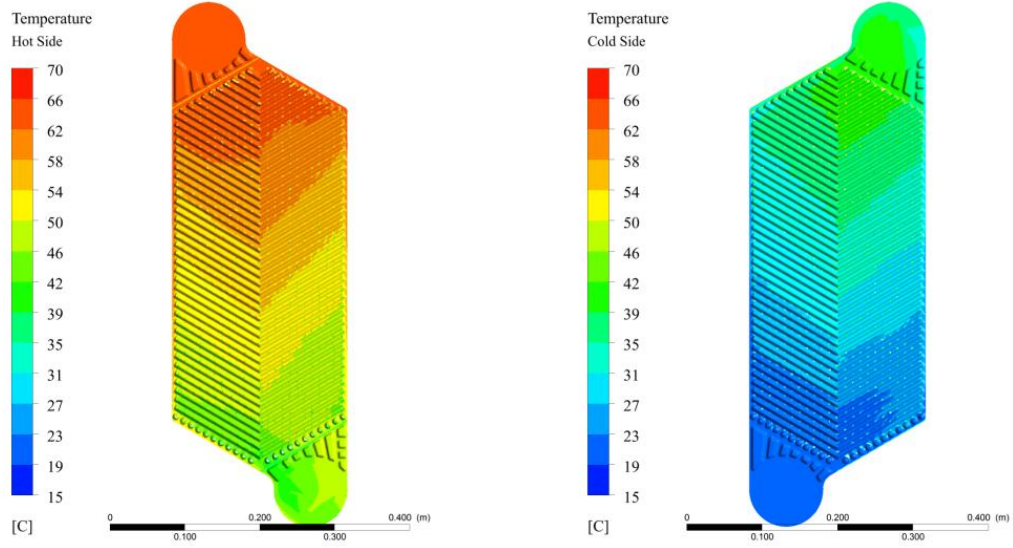
HAD Simülasyon No	Kütleli Debi (kg/s)		Giriş Sıcaklığı (°C)	
	Sıcak	Soğuk	Sıcak	Soğuk
1	0,06	0,06	65	20
2	0,08	0,06	65	20
3	0,10	0,10	65	20
4	0,20	0,20	65	20



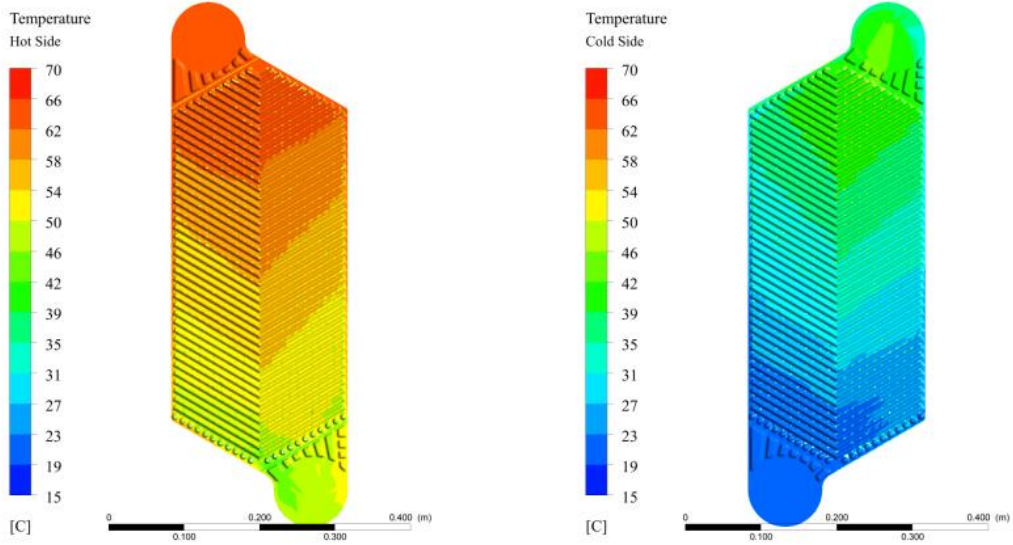
Şekil 6.16. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [48]



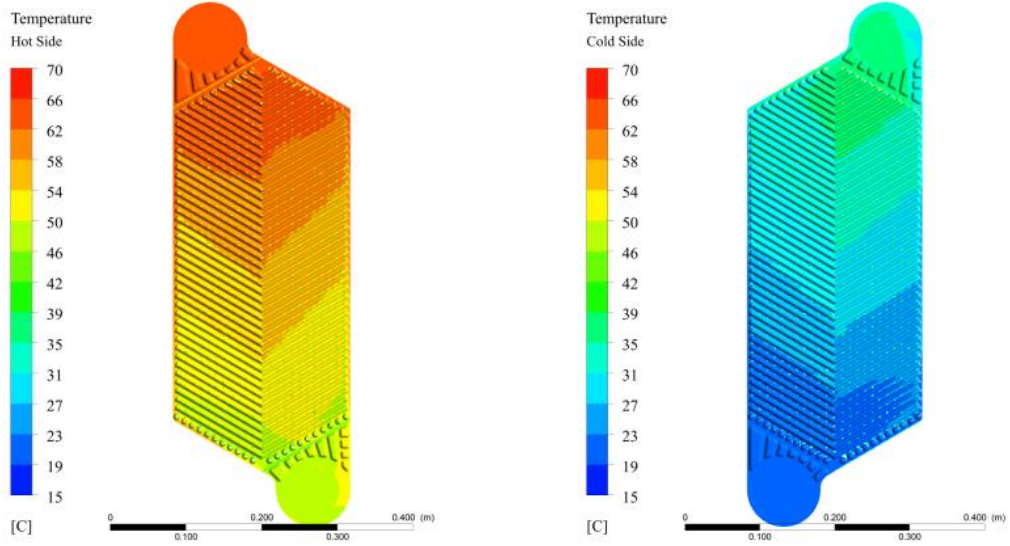
Şekil 6.17. Sayısal sürtünme katsayısı değerlerinin deneysel değerler ile karşılaştırılması [48]



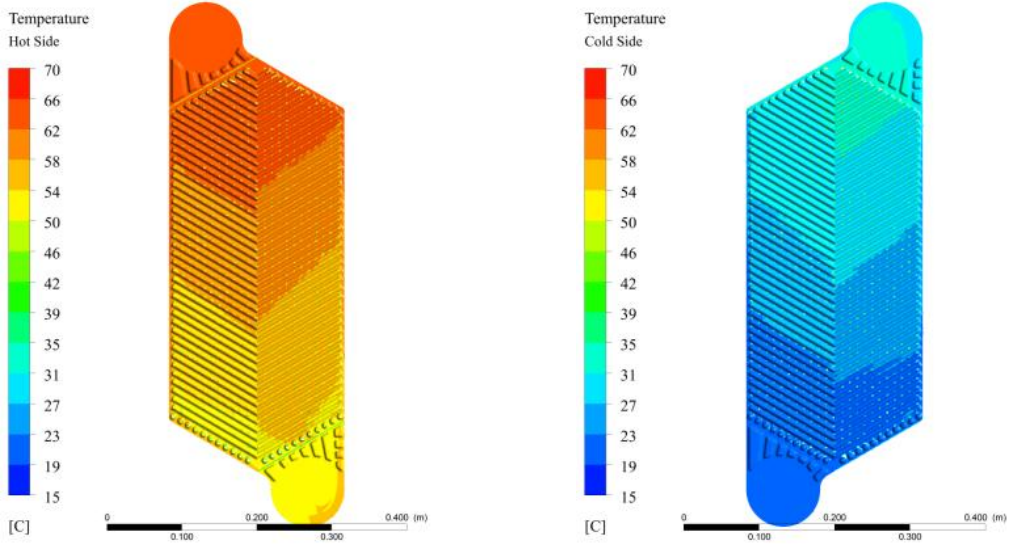
Şekil 6.18. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 1 [48]



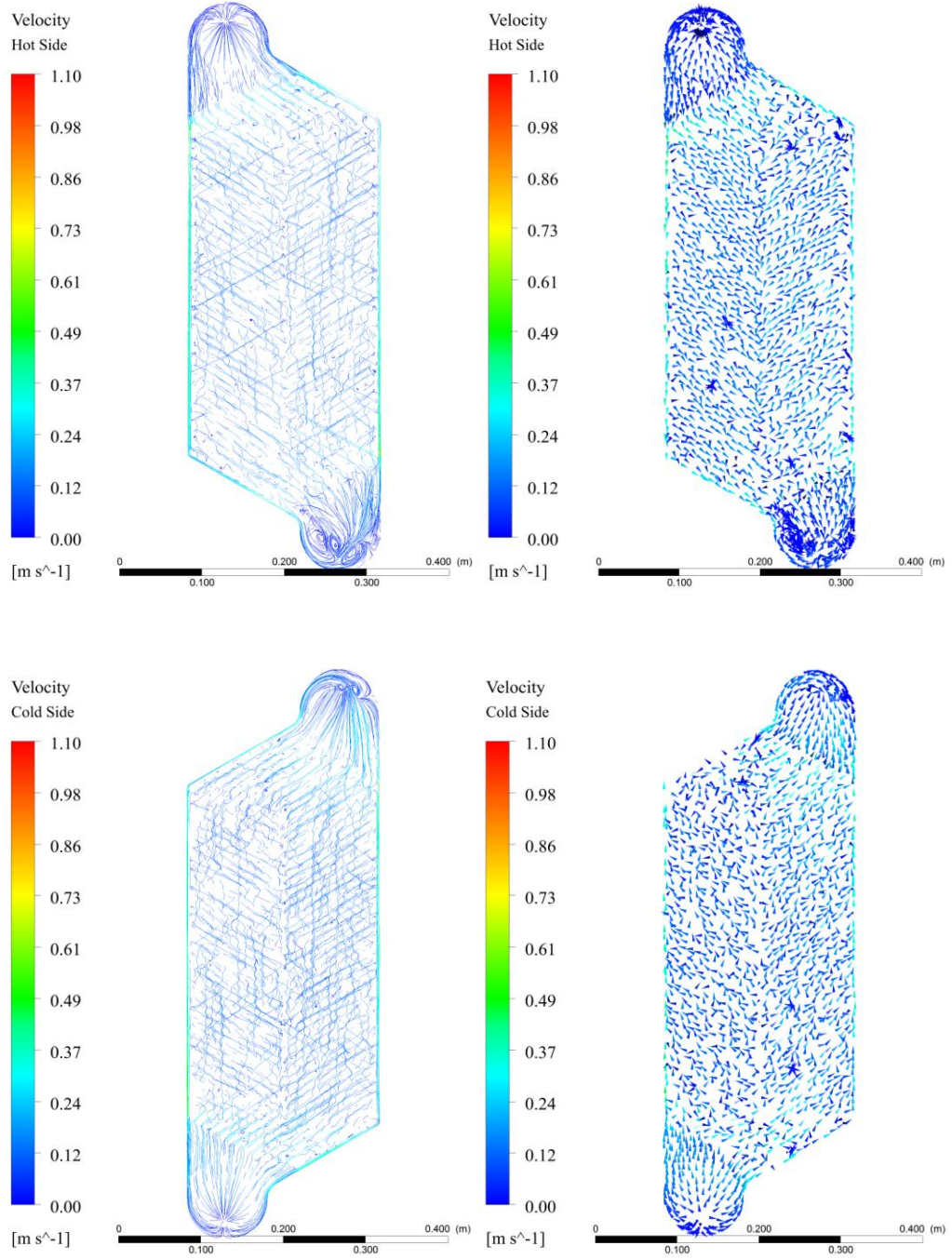
Şekil 6.19. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 2 [48]



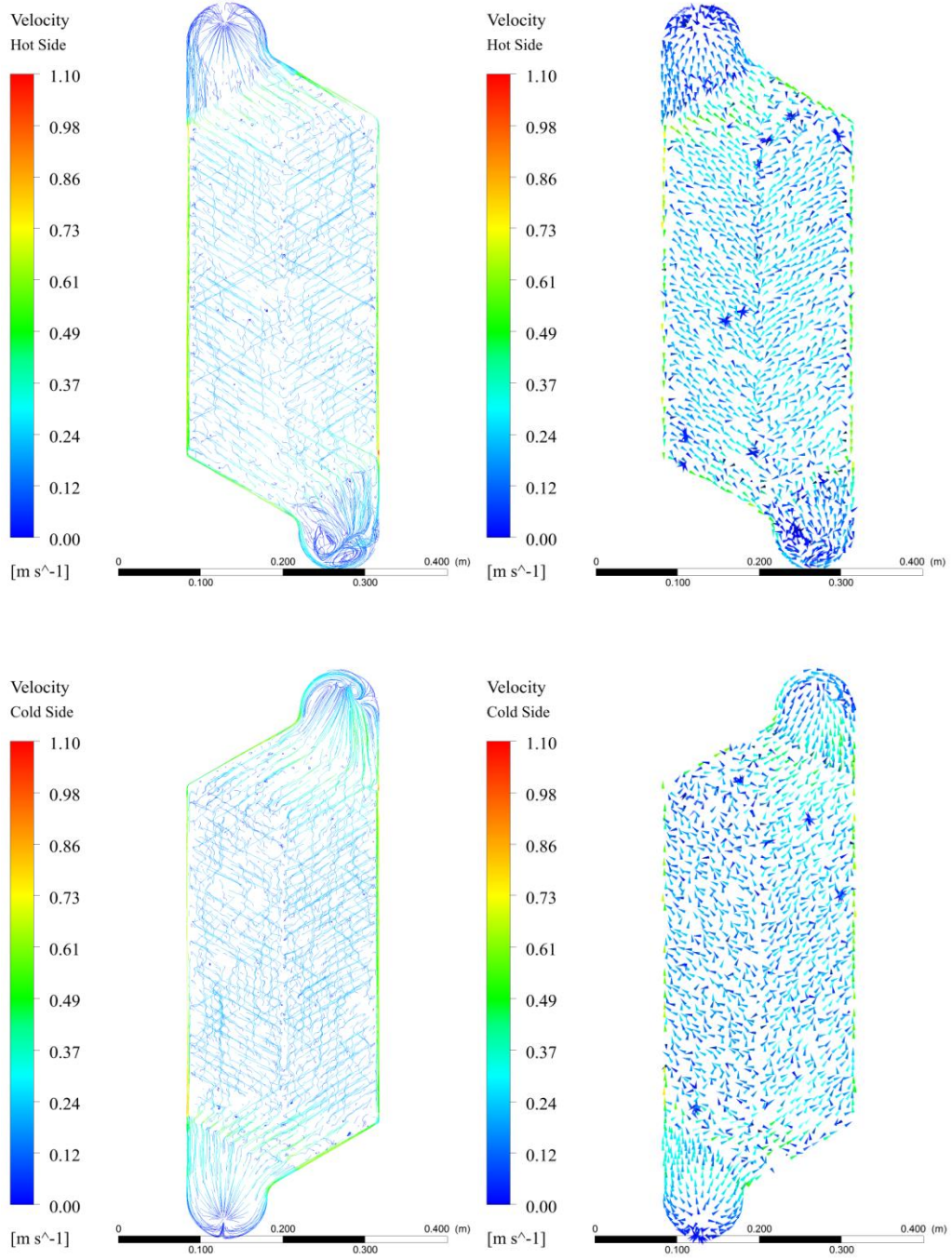
Şekil 6.20. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 3 [48]



Şekil 6.21. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı (Sol taraftaki sıcak, sağ taraftaki soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) - Analiz 4 [48]



Şekil 6.22. Üç boyutlu akış çizgileri ve akış vektörleri – Analiz 1 (Hız değerine göre renklendirilmiştir.) (Üstteki iki şekil sıcak, alttaki iki şekil soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) [48]



Şekil 6.23. Üç boyutlu akış çizgileri ve akış vektörleri – Analiz 3 (Hız değerine göre renklendirilmiştir.) (Üstteki iki şekil sıcak, alttaki iki şekil soğuk akışkanın geçtiği yüzeyi temsil etmektedir.) [48]

Bu çalışma daha yüksek kapasitedeki bilgisayarlar kullanılarak daha iyi ve daha çok sayıda eleman içeren çözüm ağı ile tekrarlanabilir ve daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Böylece plakalı ısı değiştirgeçleri için bu şekilde sayısal hesaplamalar yapılarak, tasarım aşamasında zamandan kazanılır, prototip üretim ve deneysel masraflar minimuma indirilebilir.

7. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışmasında plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrodinamik performansın incelenmesi için deneyler yapılması planlanmış, bunun için bir deney düzeneği tasarlanıp kurulmuştur. Bu deney düzeneğinde seçilen endüstriyel tip plakalı ısı değiştirgeçleri test edilmiştir. Bu tez çalışmasının yürütüldüğü SANTEZ projesi kapsamında ORW2, ORW3, ORW24, ORW4 plakaları analiz edilmiş, bu tezde yalnızca ORW3 detaylı olarak anlatılmıştır. Seçilen bu plaka tipi için farklı plaka sayılarında ve farklı giriş koşullarında deneyler yapılmıştır. 10, 15 ve 21 plakalı ısı değiştirgeçleri ile gerçekleştirilen deneylerde 9°C ile 90°C sıcaklıkları arasında çalışılmış, 0,57 m³/sa ile 6,60 m³/sa debilerde deneyler gerçekleştirilmiştir. Toplam 80 deney yapılmış, sıcak ve soğuk taraf için toplam 160 veri matrisi elde edilmiştir. Deneysel çalışmaların sonucunda Reynolds sayısına bağlı empirik Nusselt sayısı korelasyonu ve sürtünme katsayısı korelasyonu elde edilmiştir. Böylece kullanılan plakanın karakteristikleri bulunmuştur. Deney düzeneğinin kurulması ve yapılan analizler kaynak [49] ve [50]'de gösterilen konferanslarda bildiri olarak sunulmuştur. Ayrıca bu tez çalışması sırasında farklı plakalara sahip ve farklı boyutlardaki diğer ısı değiştirgeçleri ile yapılan deneyler sonucu elde edilen korelasyonlarla yapılan karşılaştırmalara kısaca değinilmiştir. Bu deneyler ve analizler detaylı olarak TOBB ETÜ'de Çağın GÜLENOĞLU'nun yüksek lisans tezinde [46] anlatılacaktır. Ayrıca şu ana kadar yapılan bütün bu deneysel veriler ve elde edilen korelasyonlar Kaynak [47] ve [51]'deki ısı değiştirgeci seçim programında kullanılmıştır. Diğer bir taraftan yapılan bu deneyler ve elde edilen sonuçlar bir veritabanı olarak sayısal hesaplamaların doğrulanması amacı ile de kullanılabilir. Bu tez çalışması sırasında, tek geçişli HAD simülasyonları da yapılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır ve sonuçlardaki farklılıkların simülasyonlarda kullanılan çözüm ağı ve türbülans modellerinden dolayı olabileceği düşünülmüştür.

7.1. Gelecek Çalışmalar

Bu çalışmanın devamında kurulan bu deney düzeneğinde yapılacak deneylerle, ısı değiştirgeçlerinin detay tasarımlarının ısı ve hidrodinamik performanslarını nasıl etkilediği anlaşılabilir. Böylece tasarım için kritik noktalar belirlenerek daha performanslı tasarımlar gerçekleştirilebilir. Yine plaka sayısına bağlı olarak akış kötü dağılımının ısı transferine etkisi incelenebilir.

Gerçekleştirilen çalışma farklı akışkanlar ile tekrar edilerek viskozite gibi akışkan özelliklerinin ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisi gözlemlenebilir. Böylece bulunan korelasyonların sadece su için geçerli olup olmadığı araştırılarak, farklı akışkan türleri için farklı korelasyonlar bulunabilir.

Bu tez çalışmasında başlanan HAD çalışması daha yüksek kapasitedeki bilgisayarlar kullanılarak daha iyi ve daha çok sayıda eleman içeren çözüm ağı ile tekrarlanabilir ve daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Böylece plakalı ısı değiştirgeçleri için bu şekilde sayısal hesaplamalar yapılarak, tasarım aşamasında zamandan kazanılır, üretim ve deneysel masraflar minimuma indirilebilir.

KAYNAKLAR

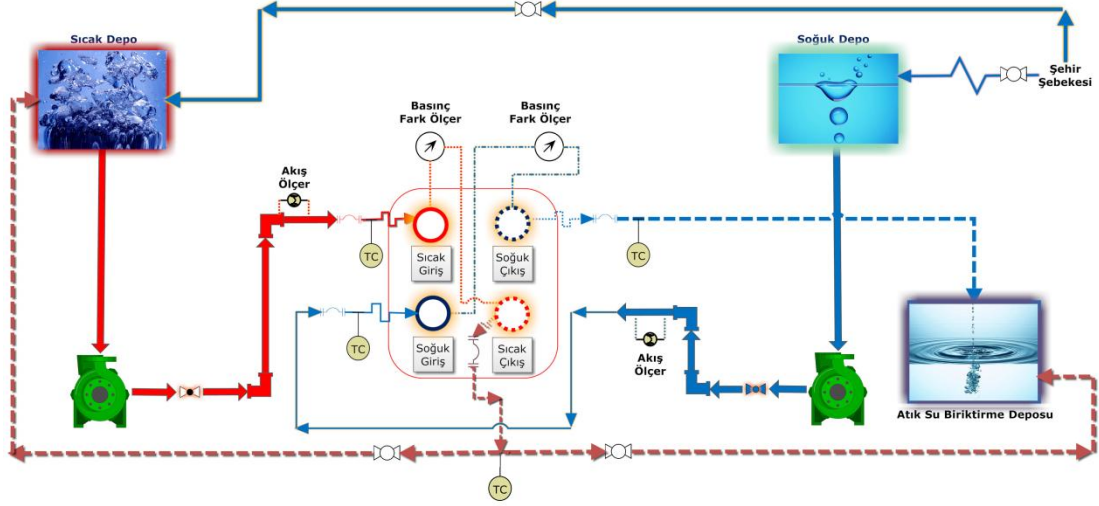
- [1] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Introduction to Heat Transfer, 3. Baskı, *Wiley*, New York, 1996.
- [2] Wang, L., Sundén, B., Manglik, R.M., Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, *WITPRESS*, Southampton, Boston, 2007.
- [3] Muley, A., 1997, Heat Transfer and Pressure Drop In Plate Heat Exchangers, *Doktora Tezi*, University of Cincinnati, Mechanical Engineering, Cincinnati, USA.
- [4] Magnusson, B., Samuelson, B., The Story of Alfa-Laval Plate Heat Exchanger and The Spiral Heat Exchanger, Norstedts Tryckeri, Stockholm, 24, 1985.
- [5] Clark, D.F., Plate Heat Exchangers, *The Chemical Engineer*, 285, 275-285, Mayıs 1974.
- [6] “Aluminium Plant & Vessel Company Limited (APV)” şirket tarihçesi: <http://www.apv.com/us/aboutus/historyandfacts/History+and+Facts.asp>, erişim tarihi: 20 Haziran 2011.
- [7] Kakaç, S., Liu, H., “Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, 2. Baskı *CRC Press*, Florida, 2002.
- [8] Tsai, Y.C., Liu, F.B., Shen, P.T., Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 574–578, 2009.
- [9] “Petro-Chem Industries” Gövde-boru tipi ısı değiştirgeci üreticisi ürün envanteri: <http://www.petrochemind.com/shell%20and%20tube%20heat%20exchangers.htm>, erişim tarihi: 20 Haziran 2011.
- [10] “Machinery & Equipment Company, Inc.” Şirket ürün envanteri: http://www.machineryandequipment.com/featured/heat_exchangers.html, erişim tarihi: 20 Haziran 2011.
- [11] Shah, R.K., Sekulić, D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Design, 1. Baskı, *John Wiley & Sons, Inc.*, New Jersey, 2003.
- [12] Mukherjee, R., Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress*, Şubat 1998.
- [13] Bobbili, P.R., Sunden, B., 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.
- [14] Bott, T.R., Fouling of Heat Exchangers, 1. Baskı, *Elsevier*, Amsterdam, The Netherlands, 1995.

- [15] Dović, D., Švaić, S., Influence of Chevron Plates Geometry on Performances of Plate Heat Exchangers”, Technical Gazette, 14, 37 – 45, 2007.
- [16] Gut, J.A.W., Fernandes, R., Pinto, J.M., Tadini, C.C., Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations”, Chemical Engineering Science, 59, 4591 – 4600, 2004.
- [17] Rao, B.P., Das, S.K., An Experimental Study on the Influence of Flow Maldistribution on the Pressure Drop Across a Plate Heat Exchanger, ASME Journal of Fluids Engineering, 126, 680 – 691, Temmuz 2004.
- [18] Rao, B.P., Sunden, B., Das, S.K., An Experimental and Theoretical Investigation of the Effect of Flow Maldistribution on the Thermal Performance of Plate Heat Exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, 127, 332 – 343, Mart 2005.
- [19] Cerezo, J., Bourouis, M., Vallès, M., Coronas, A., 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.
- [20] Afonso, I.M., Cruz, P., Maia, J.M., Melo, L.F., Simplified numerical simulation to obtain heat transfer correlations for stirred yoghurt in a plate heat exchanger, Food and Bioproducts Processing, 86, 296 – 303, 2008.
- [21] Muley, A., Manglik, R.M., Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates, ASME Journal of Heat Transfer, 121, 110 – 117, 1999.
- [22] Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M.C., Ayub, Z.H., Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations, Applied Thermal Engineering, 30, 1058 – 1065, 2010.
- [23] Islamoglu, Y., 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.
- [24] Warnakulasuriya, F.S.K., 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.
- [25] Durmuş, A., Benli, H., Kurtbaş, İ., 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.
- [26] Miura, R.Y., Galeazzo, F.C.C., Tadini, C.C., Gut, J.A.W., The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers, Chemical Engineering Science, 63, 5386 – 5393, 2008.
- [27] Haile, G.T., 2009, Heat Transfer in Plate Heat Exchangers, *Master Tezi*, Lappeenranta University of Technology, Chemical and Process Engineering, Lappeenranta.

- [28] Deveci, İ., 2009, U-Borulu Gövde-Boru Tipi Bir Isı Değiştirgecinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Master Tezi*, TOBB ETÜ, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara.
- [29] Deveci, İ., Sezer-Uzol, N., U-Borulu Gövde-Boru Tipi Bir Isı Değiştirgecinin Deneysel Olarak İncelenmesi, ULIBTK'09, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sivas, 24-27 Haziran 2009.
- [30] Claesson, J., 2004, Thermal and Hydrolic Performance of Compact Brazed Plate Heat Exchangers Operating as Evaporators in Domestic Heat Pumps, *Doktora Tezi*, Royal Institute of Technology, KTH, Department of Energy Technology, Stockholm, Sweden.
- [31] Lyytikäinen, M., Hämäläinen, T., Hämäläinen, J., A fast modelling tool for plate heat exchangers based on depth-averaged equations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1132 – 1137, 2009.
- [32] Fernandes, C.S., Dias, R.P., Nbrega, J.M., 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.
- [33] Galeazzo, F.C.C., Miura, R.Y., Gut, J.A.W., Tadini, C.C., Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, 61, 7133 – 7138, 2006.
- [34] Wilo Select Programı, 2011.
- [35] “Elimko firması ürün katalogları ve tanıtımları: Termokupllar ile ilgili genel bilgiler” erişim adresi:
<http://www.elimko.com.tr/v1.5/condocs//prods/termoGenelBilgi.pdf>, erişim tarihi: Ekim 2009.
- [36] “Delta Controls Corporation firması ürün tanıtımları” erişim adresi:
<http://www.claustemp.com/>, erişim tarihi: Ocak 2011.
- [37] Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C., *Pump Handbook*, 3. Baskı, *McGraw-Hill*, New York, 2001.
- [38] ABB Automation Products GmbH Operating Instruction, Electromagnetic Flowmeter, ProcessMaster / HygienicMaster, OI/FEP300 / FEH300-EN, Rev. B, June 2009.
- [39] ABB 2600T Series Pressure Transmitters Data Sheet, SS/264XS_7, 2010.
- [40] DT80 Series User’s Manual, Datataker P/L. UM-0085-A3, 2005 – 2007.
- [41] “Kreon firması ürün envanteri” erişim adresi: <http://www.kreon3d.com/>, erişim tarihi: 20 Haziran 2011.
- [42] “Apeks CAD CAM Solutions Center rn envanteri” erişim adresi:
<http://www.apekscadcam.com/>, erişim tarihi: 20 Haziran 2011.

- [43] Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., Ohtani, S., Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger, Heat Transfer Japanese Research, 1, 90 – 95, 1972.
- [44] Focke, W.W., Zacharides, J., Oliver, I., The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of the plate heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 28, 1469 – 1479, 1985.
- [45] Gülenoğlu, Ç., Aktürk, F., Gülben, G., Aradağ, S., Sezer-Uzol, N., Kakaç, S., Farklı Sayı ve Boyutta Plakalara Sahip Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel İncelenmesi ve Bilgisayar Seçim Programı Oluşturulması, ULIBTK'11, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, 07-10 Eylül 2011.
- [46] Gülenoğlu, Ç., 2012, *Master Tezi*, TOBB ETÜ, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara (Beklenen).
- [47] Gülben, G., 2011, Contalı Levha Tipi Levhalı Isı Değiştirgeçlerinin Tasarımı için Muhtelif Çalışma Şartlarına Uygun bir Bilgisayar Programı Geliştirilip Deneylele Doğrulanması, *Master Tezi*, TOBB ETÜ, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara.
- [48] Akturk, F., Sezer Uzol, N., Aradag, S., Kakac, S., Performance Prediction of a Gasketed-Plate Heat Exchanger by Using Computational Fluid Dynamics, ASME 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, İstanbul, Temmuz 2011.
- [49] Akturk, F., Gulben, G., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakac, S., Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed-Plate Heat Exchanger, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS 2011), Elazığ, Mayıs 2011.
- [50] Aktürk, F., Sezer-Uzol, N., Aradağ, S., Kakaç, S., Atamtürk, U., Plakalı Isı Değiştirgeçlerinde Plakaya Bağımlı Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi ve Modellenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Teskon Fuarı (TESKON 2011), İzmir, Nisan 2011.
- [51] Gulben, G., Aradag, S., Sezer-Uzol, N., Kakac, S., Development of New Correlations and a Computer Program for Chevron Type Gasketed Plate Heat Exchangers based on Experimental Analysis, ASME 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, İstanbul, Temmuz 2011.
- [52] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., Fundamentals of Fluid Mechanics, 5. Baskı, *John Wiley & Sons, Inc*, Danvers, MA , 2006.
- [53] Google Earth programı
- [54] Gentez, İ., Vana ve Süzgeçlerin Birlikte Kullanılması Durumunda Basınç Düşüşünün Belirlenmesi, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, Tesisat Mühendisleri Dergisi, 9, Kasım 1993.
- [55] Janna, W.S., Design of Fluid Thermal Systems, 2. Baskı, *PWS*, Boston, 1998.

EK-B Kurulumu Yapılan Sistem İçin Kaviteasyon Hesabı



Şekil B.1. Deney düzeneği şematik gösterimi

Şekil B.1’de gösterilen sistemde net pozitif emme yükü hesabı Denklem B.1’de gösterildiği gibi hesaplanabilir [52]. Burada 1 ile gösterilen yer pompa ağzı, 2 ile gösterilen yer ise depo emme ağzıdır. Bu durumda;

B.1. Sıcak Su Tarafı İçin Kaviteasyon Hesabı

$$NPSH_A = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{V_2^2}{2g} + h - \sum H_{L(1-2)} - \frac{P_b}{\rho g} \quad (B.1)$$

Sıcak su tarafında kaviteasyon görülme olasılığı daha fazladır. Bunun nedeni yüksek sıcaklık ile akışkan özelliklerindeki değişim kaviteasyonu daha mümkün kılmaktadır. Bu nedenle sıcak su için kullanılacak en yüksek sıcaklık değerinde inceleme yapılması gerekmektedir. Deneylerde kullanılacak maksimum sıcaklık 100 °C için akışkan tablolarını kullanırsak suyun özellikleri şu şekilde bulunur [52];

$$\rho = 958,4 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$P_{\text{buhar}} = 1,013 \text{ Bar} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\mu = 2,818 \cdot 10^{-4} \text{ Ns} / \text{m}^2$$

Laboratuvarın bulunduğu rakım Google Earth [53] programı kullanılarak uydudan bakılmış ve 860m olduğu tespit edilmiştir.

860 metre yükseklik için; $P_{\text{atm}} = 0,91479 \text{ Bar} = 0,91479 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ olarak tablolarda verilmektedir [52].

Akışkanın, sağlıklı bir deney süresi için kullanılabilir maksimum debisi $Q = 10 \text{ m}^3 / \text{sa}$ olarak alınmaktadır. Bu değerde 6 dakika içerisinde sistemden 1 ton su geçmektedir.

Kullanılan pompaların kataloglarından 100 °C'de $Q = 10 \text{ m}^3 / \text{sa}$ için istenen NPSH_R değeri okunmuştur. $\text{NPSH}_R = 1,80 \text{ m}$ olarak verilen bu değer üzerinde sağlanacak bir NPSH sistemde kavitasyon oluşumunu engelleyecektir [52].

Kullanılan DN50 boru standardı için iç çap (D) 52,5 mm olarak verilmektedir. Buna göre akışkanın boru içindeki maksimum hızı şu şekilde hesaplanabilir;

$$Q = VA \tag{B.2}$$

Denklem 2'de bilinen değerler yerlerine yazılırsa;

$$10 \text{ m}^3 / \text{sa} = V\pi(52,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \text{ ise } V = 1,2832 \text{ m} / \text{s} \text{ olarak bulunur.}$$

Şekil B.1'de görüldüğü gibi 1 ve 2 arasında (pompa ve akışkan kaynağı arasında) meydana gelecek kayıplara toplam boru uzunluğu ve kullanılan tesisat elemanları neden olmaktadır. 1 ve 2 arasında kullanılan tesisat malzemeleri ve sistemde yarattıkları kayıplar Çizelge B.1'de sıralanmıştır.

Çizelge B.1. Sıcak su emiş noktası ve pompa ağızı arasındaki sistem bileşenleri ve kayıp katsayıları [52]

Hat Elemanı	Kayıp Katsayısı [K_L]	Adet	Kayıp Hesabı
Dişli 90°'lık dirsek	1,5	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Toplu vana	0,05	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Nipel	0,08	3	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Rekor	0,08	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Pislik tutucu	3	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$

Bu kayıplar hesaplanacak olursa;

Hat elemanlarından kaynaklanan kayıplar:

$$h_{L_{\text{elemanlar}}} = \sum K_L \frac{V^2}{2g} = (1,5 + 0,05 + 0,08 \cdot 4 + 3) \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,807 \frac{m}{s^2}} = 0,4088 m \quad (\text{B.3})$$

Hat boyunca boruda meydana gelen kayıplar (3300 mm boru hattı):

$$h_{L_{\text{borular}}} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (\text{B.4})$$

Sürtünme katsayısı f değerini bulmak için pürüzsüz yüzeyler için Moody diagramına alternatif olarak,

$$f = 0,316.Re_D^{-0,25} \dots \Leftrightarrow \dots Re \leq 2.10^4 \quad (B.5a)$$

$$f = 0,184.Re_D^{-0,20} \dots \Leftrightarrow \dots Re > 2.10^4 \quad (B.5b)$$

korelasyonu kullanılabilir [1].

Bu durumda Reynolds sayısı hesaplanırsa;

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{958,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,2832 \frac{m}{s} \cdot 52,5 \cdot 10^{-3} m}{2,818 \cdot 10^{-4} \frac{Ns}{m^2}}$$

Re = 229115 olarak bulunur. Denklem B.5b'de bulunan değerler yerine yazılırsa; f = 0,01559 olarak hesaplanır.

Bu durumda boruda oluşacak kayıplar Denklem B.6 yardımıyla bulunur.

$$h_{L_{borular}} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = 0,01559 \frac{3300mm}{52,5mm} \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,807 \frac{m}{s^2}} \quad (B.6)$$

$$h_{L_{borular}} = 0,08226m$$

1 ve 2 arasında meydana gelen toplam kayıp ise;

$$\sum H_{L(1-2)} = h_{L_{borular}} + h_{L_{elemanlar}} = 0,49109m$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda depoda su en alt seviyede iken (su bitmek üzere iken) mevcut NPSH değeri;

$$NPSH_A = \frac{0,91479 \cdot 10^5 Pa}{958,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,807 \frac{m}{s^2}} - \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,807 \frac{m}{s^2}} + 3,315m - 0,49109m - \frac{1,013 \cdot 10^5 Pa}{958,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,807 \frac{m}{s^2}}$$

$NPSH_A = 1,69507 m$ olarak bulunur.

Pompaların kavitasyon yaratmadan, düzgün bir şekilde çalışması için gerekli NPSH değerinin sağlanması gerekmektedir. Pompa katalog değerlerinde, Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompası için verim, güç ve NPSH değerleri [34] incelendiğinde; mevcut çalışma şartlarında 1,80m olarak istenen NPSH değeri ile sistemden elde edilen değer karşılaştırıldığında; $NPSH_A < NPSH_R$ olduğundan pompa kavitasyon gözlenir.

Benzer hesaplamalar $Q = 7,5 m^3 / sa$, $Q = 20 m^3 / sa$ ve $Q = 25 m^3 / sa$ için yapılsa Çizelge B.2 elde edilir.

Çizelge B.2. Sıcak su için farklı debi değerlerinde $NPSH_R$ değerleri ve $NPSH_A$ hesaplamaları (@100°C) [34]

$Q \dots (m^3 / sa)$	$V \dots m / s$	Re	$NPSH_R \dots (m)$	$NPSH_A \dots (m)$	Kavitasyon
7,5	0,9624	171836	1,51	1,94391	Yok
10	1,2832	229115	1,80	1,69507	Var
20	2,5664	458231	2,78	0,01256	Var
25	3,2079	572788	3,42	-1,23777	Var

B.2. Soğuk Su Tarafı İçin Kaviteasyon Hesabı

$$NPSH_A = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{V_2^2}{2g} + h - \sum H_{L(1-2)} - \frac{P_b}{\rho g} \quad (B.1)$$

Soğuk su tarafı için deneylerde kullanılacak maksimum sıcaklık 50 °C için su tablolarını kullanırsak akışkan özellikleri şu şekilde bulunur [52];

$$\rho = 988,1 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{buhar} = 0,1233 \text{ Bar} = 1,233 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$\mu = 5,468 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$$

Laboratuvarın bulunduğu rakım Google Earth programı [53] kullanılarak uydudan bakılmış ve 860m olduğu tespit edilmiştir.

860 metre yükseklik için; $P_{atm} = 0,91479 \text{ Bar} = 0,91479 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ olarak tablolarda verilmektedir [52].

Akışkanın, sağlıklı bir deney süresi için kullanılacak maksimum debisi $Q = 10 \text{ m}^3 / \text{sa}$ olarak alınmaktadır. Bu değerle 6 dakika içerisinde sistemden 1 ton su geçmektedir.

Kullanılan pompaların kataloglarından 100 °C'de $Q = 10 \text{ m}^3 / \text{sa}$ için istenen $NPSH_R$ değeri okunmuştur. $NPSH_R = 1,80 \text{ m}$ olarak verilen bu değer üzerinde sağlanacak bir $NPSH$ sistemde kaviteasyon oluşumunu engelleyecektir [52].

Kullanılan DN50 boru standardı için iç çap (D) 52,5mm olarak verilmektedir. Buna göre akışkanın boru içindeki maksimum hızı şu şekilde hesaplanabilir;

$$Q = VA \quad (B.2)$$

Denklem B.2'de bilinen değerler yerlerine yazılırsa;

$10 \text{ m}^3 / \text{sa} = V\pi(52,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2$ ise $V = 1,2832 \text{ m/s}$ olarak bulunur.

Şekil 1’de görüldüğü gibi 1 ve 2 arasında (pompa ve akışkan kaynağı arasında) meydana gelecek kayıplara toplam boru uzunluğu ve kullanılan tesisat elemanları neden olmaktadır. 1 ve 2 arasında kullanılan tesisat malzemeleri ve sistemde yarattıkları kayıplar Çizelge B.3’de sıralanmıştır.

Çizelge B.3. Soğuk su emiş noktası ve pompa ağzı arasındaki sistem bileşenleri ve kayıp katsayıları [52]

Hat Elemanı	Kayıp Katsayısı [K_L]	Adet	Kayıp Hesabı
Dişli 90’lık dirsek	1,5	3	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Toplu vana	0,05	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Nipel	0,08	3	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Rekor	0,08	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$
Pislik tutucu	3	1	$h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$

Bu kayıplar hesaplanacak olursa;

Hat elemanlarından kaynaklanan kayıplar:

$$h_{L_{elemanlar}} = \sum K_L \frac{V^2}{2g} = (1,5.3 + 0,05 + 0,08.4 + 3) \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2.9,807 \frac{m}{s^2}} = 0,6607m \quad (B.3)$$

Hat boyunca boruda meydana gelen kayıplar (4500mm boru hattı):

$$h_{L_{borular}} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (B.4)$$

Sürtünme katsayısı f değerini bulmak için pürüzsüz yüzeyler için Moody diagramına alternatif olarak,

$$f = 0,316. Re_D^{-0,25} \dots \Leftrightarrow \dots Re \leq 2.10^4 \quad (B.5a)$$

$$f = 0,184. Re_D^{-0,20} \dots \Leftrightarrow \dots Re > 2.10^4 \quad (B.5b)$$

korelasyonu kullanılabilir [1].

Bu durumda Reynolds sayısı hesaplanırsa;

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{988,1 \frac{kg}{m^3} . 1,2832 \frac{m}{s} . 52,5.10^{-3} m}{5,468.10^{-4} \frac{Ns}{m^2}}$$

Re = 121736 olarak bulunur. Denklem B.5b'de bulunan değerler yerine yazılırsa; f = 0,01769 olarak hesaplanır.

Bu durumda boruda oluşacak kayıplar Denklem B.6 yardımıyla bulunur.

$$h_{L_{borular}} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = 0,01769 \frac{4500mm}{52,5mm} \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2,9,807 \frac{m}{s^2}} \quad (B.6)$$

$$h_{L_{borular}} = 0,12729m$$

1 ve 2 arasında meydana gelen toplam kayıp ise;

$$\sum H_{L(1-2)} = h_{L_{elemenlar}} + h_{L_{borular}} = 0,78796m$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda mevcut NPSH değeri;

$$NPSH_A = \frac{0,91479 \cdot 10^5 Pa}{988,1 \frac{kg}{m^3} 9,807 \frac{m}{s^2}} - \frac{\left(1,2832 \frac{m}{s}\right)^2}{2,9,807 \frac{m}{s^2}} + 3,315m - 0,78796m - \frac{1,233 \cdot 10^4 Pa}{988,1 \frac{kg}{m^3} 9,807 \frac{m}{s^2}}$$

$NPSH_A = 10,996m$ olarak bulunur.

Pompaların kavitasyon yaratmadan, düzgün bir şekilde çalışması için gerekli NPSH değerinin sağlanması gerekmektedir. Pompa katalog değerlerinde, Wilo IPL 40/150 – 3/2 pompası için verim, güç ve NPSH değerleri [34] incelendiğinde; mevcut çalışma şartlarında 1,80m olarak istenen NPSH değeri ile sistemden elde edilen değer karşılaştırıldığında; $NPSH_A > NPSH_r$ olduğundan pompada kavitasyon gözlenmez.

Benzer hesaplamalar $Q = 7,5m^3/sa$, $Q = 20m^3/sa$ ve $Q = 25m^3/sa$ için yapılsa Çizelge B.4 elde edilir.

Çizelge B.4. Soğuk su için farklı debi değerlerinde $NPSH_R$ değerleri ve $NPSH_A$ hesaplamaları

$Q...(m^3/sa)$	$V...m/s$	Re	$NPSH_{R...}(m)$	$NPSH_{A...}(m)$	Kavitasyon
7,5	0,9624	91302	1,51	11,373	Yok
10	1,2832	121736	1,80	10,996	Yok
20	2,5664	243473	2,78	8,4461	Yok
25	3,2080	304341	3,42	6,5516	Yok

EK-C Kurulumu Yapılan Deney Düzenegi İçin Pompa ve Sistem Karakteristiği Hesaplamaları

Şekil 2.6’da gösterilen şemadaki her çevrim için sistem bileşenlerinin dağılımları Çizelge C.1’de gösterilmektedir. İki ayrı çevrim için, farklı durumlarda sistem karakteristiği hesaplanacaktır.

Çizelge C.1. Çevrimlerdeki tesisat elemanları, kayıp katsayıları ve sayıları [52,54,55]

Çevrim/ Tesisat Bileşeni	K_L	Kapalı Sıcak Çevrimdeki Sayısı	Açık Sıcak Çevrimdeki Sayısı	Soğuk Çevrimdeki Sayısı
90° dişli dirsek	1,5	5	7	8
Düz Te dişli bağlantı	0,9	1	2	1
Dönüşlü Te dişli bağlantı	2,0	-	2	1
Vana (küresel) (tam açık)	0,05	2	3	2
Vana (Glop) (tam açık)	10	1	1	1
Nipel	0,08	7	9	5
Rekor	0,08	5	5	4
Manşon	0,08	7	7	7
Pislik Tutucu	3	1	1	1
Çekvalf	2	-	1	1

Sistem için rezervuarlardan çıkış ve rezervuara giriş arasında Bernoulli eşitliği yazılırsa; [52]

$$\text{Bernoulli eşitliği: } \frac{P_g}{\rho g} + \frac{V_g^2}{2g} + z_g + H_P = \frac{P_\zeta}{\rho g} + \frac{V_\zeta^2}{2g} + z_\zeta + h_f + h_m + h_{PID} \quad (\text{C.1})$$

Burada;

$$P_g = P_\zeta = 0 \quad (\text{Atmosfere açık kaplar})$$

$$V_g = V_\zeta = 0 \quad (\text{Durgun depo})$$

$$D = 52,5\text{mm} \quad (\text{Boru çapı})$$

olarak belirlenmiştir. Sistemde kullanılacak toplam boru uzunlukları ve $(z_\zeta - z_g)$ değerleri her bir çevrim için Çizelge C.2’de gösterilmiştir. Sistemde kullanılacak boru çapı ise DN50 (D=52,5mm) olarak belirlenmiştir.

Çizelge C.2. Çevrimlerin boru uzunlukları, akışkan giriş-çıkış yükseklik farklılıkları ve toplam K_L değerleri

Çevrim	Kapalı Sıcak Çevrim	Açık Sıcak Çevrim	Soğuk Çevrim
Toplam Boru Uzunluğu (L)	10400mm	13400mm	12500mm
$(z_\zeta - z_g)^*$	-400mm	3300mm	3300mm
Toplam K_L değeri ($\sum K_L$)	23,02	33,13	31,28

* $(z_\zeta - z_g)$ değeri kritik durumları gözlemlemek için rezervuarların en boş olması durumlarına göre değerlendirilmiştir.

C.1 numaralı denklemde bilinen değerler yerlerine yazılırsa;

$$H_P = h_f + h_m + h_{PID} + (z_c - z_g) \quad (C.2)$$

C.2 numaralı formülde bulunan terimlerin eşitliklerini açarsak;

Çevrimdeki borulardaki kayıplar [52]:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (C.3)$$

Dirsek, vana gibi tesisat bileşenlerindeki kayıplar[52]:

$$h_m = \sum K_L \frac{V^2}{2g} \quad (C.4)$$

Isı değıştirgecinde meydana gelen kayıp:

$$h_{PID} = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (C.5)$$

olduğu görölür.

Hız bileşenini (V), debi (Q) ve boru kesit alanı (A) kullanarak bulunursa;

Boru içindeki hız:
$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (C.6)$$

C.3, C.4, C.5 numaralı eşitlikler C.2 numaralı denklemde yerine konulursa;

Basma gücü:
$$H_P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho g} + (z_c - z_g) \quad (C.7)$$

C.6 numaralı denklemdeki V değeri C.7 numaralı denklemde yerine yazılırsa;

Basma gücü:

$$H_p = f \frac{L}{D} \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 g} + \sum K_{dirsek} \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 g} + \sum K_{vana} \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 g} + \frac{\Delta P}{\rho g} + (z_\zeta - z_g) \quad (C.8)$$

olarak bulunur.

Sistemin karakteristiğini çıkarmak için C.8 numaralı denklem kullanılacaktır. Bu amaçla belirli bir aralıktaki Q değerleri girilerek bunlara karşılık gelen H_p değerleri elde edilecektir. Bu amaçla;

$Q = 1,2,3...45 \frac{m^3}{sa}$ değerleri girilecektir. Bu değerlerin girilme nedeni ise kullanılacak olan pompanın teknik dokümanında bu aralıklarda çalışabildiğini söylemesidir [34].

Belirlenen çapa göre değişik Q değerlerinde denklem C.9 kullanılarak Reynolds sayıları elde edilir;

$$\text{Reynolds sayısı:} \quad \text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (C.9)$$

Elde edilen Reynolds sayısının bulunduğu aralığa göre, pürüzsüze yakın borular için sürtünme katsayısı değeri şu korelasyonlar kullanılarak bulunabilir [1];

$$f = 0,316 \cdot \text{Re}_D^{-0,25} \dots \Leftrightarrow \dots \text{Re} \leq 2.10^4 \quad (C.10a)$$

$$f = 0,184 \cdot \text{Re}_D^{-0,20} \dots \Leftrightarrow \dots \text{Re} > 2.10^4 \quad (C.10b)$$

Denklem C.9'dan elde edilen Reynolds sayısına göre uygun korelasyon kullanılarak elde edilen f değerleri, akışkan durumuna göre Çizelge C.3'de verilen değerler ve Çizelge C.2'deki katsayılar denklem C.8'de yerine yazılırsa;

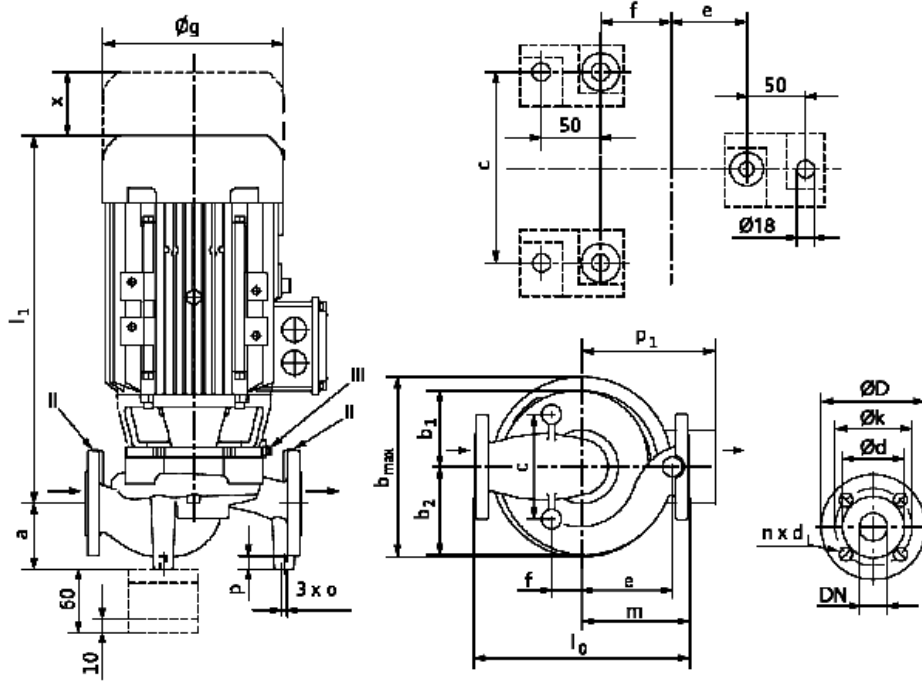
Çizelge C.3. Akışkanın sıcaklığa bağlı özellikleri ve sistem parametreleri (Üst ve alt limit çalışma şartlarında)

	0 °C Su için	100 °C Su için
Kinematik vizkozite $\varrho \dots \left[\frac{m^2}{s} \right]$	$9,0245 \cdot 10^{-7}$	$3,26 \cdot 10^{-7}$
Dinamik vizkozite $\mu \dots \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	$8,9975 \cdot 10^{-4}$	$3,147 \cdot 10^{-4}$
Yoğunluk $\rho \dots \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	996,95	965,3
Isı deęiřtiricide meydana gelen kabul edilebilir basınç dūřümü $(\Delta P_{PID}) \dots [kPa]$	0kPa...100kPa	0kPa...100kPa

Yer çekimi ivmesi: $g = 9,807 \frac{m}{s^2}$

Girilen Q değerlerine karşılık basma yūkü hesap edilerek sistem karakteristiği çıkarılır. Bulunan değerler ısı değiştirgecindeki kaybın 0 kPa olması durumuna gōre ve ısı değiştirgecindeki kaybın 100 kPa olmasına gōre hesap edilmiştir. Bu değerlerin hesaplanmasında Mathcad programı kullanılmıştır. Elde edilen H (m) – Q (m³/s) verileri kullanarak sistem karakteristik eğrileri ve pompa eğrileri Őekil 2.10, Őekil 2.11 ve Őekil 2.12’de birlikte çizilmiştir. Buna gōre pompa çalışma debileri minimum ve maksimum basınç dūřümleri için hesaplanmış, tam açık glob vana konumundaki debiler bulunmuştur. Glob vana açıklığı dūřürölerek (vana kısılarak) sistemde daha yūksek bir vana katsayısı elde edilebilir. Bōylece sistem karakteristiği değiştirilerek daha dūřük debilerde çalışma sağlanabilir [37].

EK-D Pompa Teknik Resmi



Şekil D.1. Wilo IPL 40/150 – 3/2 Pompa Teknik Resmi ve ölçüleri [34]

Çizelge D.1. Wilo IPL 40/150 – 3/2 Pompa ölçüleri [34]

Sembol	Ölçüler [mm]	Sembol	Ölçüler [mm]
a	75	x	150
b_1	113	d	84
b_2	121	D	150
b_{max}	234	d_L	19
c	90	n	4
e	40	k	110
f	50	p	20
10	320	P_1	160
11	386	x	150
m	160	d	84
o	M10	D	150
\varnothing_g	217	d_L	19
p	20	n	4
P_1	160	k	110

EK-F Deneý Düzenegi Maliyet Analizi

Deneý düzenegi kurulurken yapılan harcamalar Çizelge F.1 ile Çizelge F.3’de verilmiştir. Buna göre deneý düzenegi kurulumunun toplam maliyeti Çizelge F.4’de gösterilmiştir. Tesisatın kurulumunda toplam “33501,80 TL” harcama yapılmıştır.

Çizelge F.1. Tesisat malzeme ve kurulum maliyet listesi

Kalem Adı	Açıklama	Adet	Birim Tutarı	Toplam Tutar (TL)
Teknik Malzeme	Çeşitli	-		60,00
40mm Flanş		8	12,50	100,00
40mm Globe Vana		2	130,00	260,00
2" Boru	48 metre	8	75,00	600,00
2" Rekor	Galvanize	11	20,00	220,00
2" Dirsek	Galvanize	32	9,06	290,00
2" Nipel	Galvanize	34	6,00	204,00
2" T-boru	Galvanize	8	11,25	90,00
2" Manşon	Galvanize	14	4,64	65,00
2" Kuyruklu Dirsek	Galvanize	4	8,75	35,00
2" Bakırtoptlu Şamandra		1	130,00	130,00
2" ECA Şamandra		1	90,00	90,00
2" Küresel Vana		13	55,00	715,00
2" Rediksiyon	Çeşitli	18	5,00	90,00
2" Sarı düz rekor		8	45,00	360,00
2" Çekvalf		2	45,00	90,00
2" Pislik tutucu filtre		3	50,00	150,00
1/2 " Vana		4	7,50	30,00
1/2 " Hortum rekoru		4	2,50	10,00

Çizelge F.1. Tesisat malzeme ve kurulum maliyet listesi (devam)

Kalem Adı	Açıklama	Adet	Birim Tutarı	Toplam Tutar (TL)
Isıtıcı		6	53,33	320,00
1" Çekvalf		1	25,00	25,00
1" Vana		5	15,00	75,00
1" Nipel		2	2,50	5,00
2" Körtapa		6	4,17	25,00
Dalgıç pompa		1	475,00	475,00
Foamboard	1 paket	1	80,00	80,00
2" Bezli hortum	10 metre	1	100,00	100,00
2" Hortum rekoru		8	6,25	50,00
2" Kelepçe		8	2,00	16,00
Silikon		3	4,00	12,00
Keten		3	15,00	45,00
Bezir		1	10,00	10,00
3.25 Elektrot		2	12,50	25,00
Demir Malzeme ve Nakliye		-		1350,00
Galvanize Su Deposu		2	847,50	1695,00
Wilo Pompa	Firma katkısı	2	-	-
Isı Değiştirgeci	Firma katkısı	4	-	-
MALZEME ARA TOPLAM				7897,00
İŞÇİLİK				5500,00
TOPLAM				13397,00
KDV (%18)				2411,46
KDV DÂHİL TOPLAM				15808,46

Çizelge F.2. Kontrol panosu maliyet tablosu

Kalem Adı	Birim	Miktar	Birim Tutarı	Toplam Tutar (TL)
3X125 A TMSŞ	Ad	1	275	275
3X125 A TMSŞ (acil stop uygun)	Ad	1	350	350
3X35+16 NYY Kablo	Mt	100	20,40	2040
1X 16 NYY Kablo (Toprak)	Mt	100	4,10	410
3X4 NYM	Mt	0	3,50	0
3X2.5 NYM	Mt	50	2,80	140
3X1.5 NYM	Mt	40	2,20	88
Sac Pano	Ad	1	250	250
Pako Şalter 3 FAZ 25 A	Ad	5	25	125
Pako Şalter ON/OFF	Ad	2	15	30
Sinyal Lambası	Ad	10	3	30
MKŞ Motor Koruma	Ad	2	75	150
Kontaktör	Ad	2	58	116
Otomatik Sigorta 3X25 A	Ad	5	41	205
Otomatik Sigorta 1X25 A	Ad	1	5,90	5,90
Otomatik Sigorta 1X16 A	Ad	4	5,70	22,80
Pano Montaj Malzemesi (Klemens vs.)	TK	0	20	0
100 Sac Kablo Tavası	Mt	20	9,50	190
Tava Konsolu	Mt	10	8,80	88
Spiral Boru	Mt	15	2	30
Sarf Malzeme	TK	0	50	0
MALZEME ARA TOPLAM				4545,70
İŞÇİLİK				455
TOPLAM				5000,70
KDV (%18)				900,126
KDV DÂHİL TOPLAM				5900,826

Çizelge F.3. Ölçüm aletlerine ait harcamalar*

Kalem Adı	Açıklama	Birim	Miktar	Birim Tutarı	Toplam Tutar (€)
Termoçift	(E-MI04-1J30-3)	Adet	8	20	160
Akış Ölçer	Manyetik	Adet	2	1590	3180
Basınç Ölçer	Fark basınçölçer	Adet	2	800	1600
Datalogger	Üniversitede mevcut	Adet	1	-	-
TOPLAM					4940
KDV (%18)					889,20
KDV DÂHİL TOPLAM					5829,20 € (11792,50TL)

*1 Euro = 2,023TL kuru kullanılmıştır.

Çizelge F.4. Deney tesisatı toplam maliyet tablosu

Kalem Adı	Açıklama	Toplam Tutar (TL)
Deney tesisatı kurulumu	Çizelge F.1	15808,50
Elektrik bağlantısı ve pano maliyeti	Çizelge F.2	5900,80
Ölçüm cihazları	Çizelge F.3	11792,50
TOPLAM MALİYET		33501,80

EK-G Korelasyon katsayılarını bulmak için kullanılan MATLAB kodu

Denklem 5.8’de genel formu verilen ve deneysel sonuçlar kullanılarak elde edilecek Nusselt korelasyonunda denklemlerdeki “a” ve “C” katsayıları bulmak için kullanılan MATLAB kodu Şekil G.1’de gösterilmiştir.

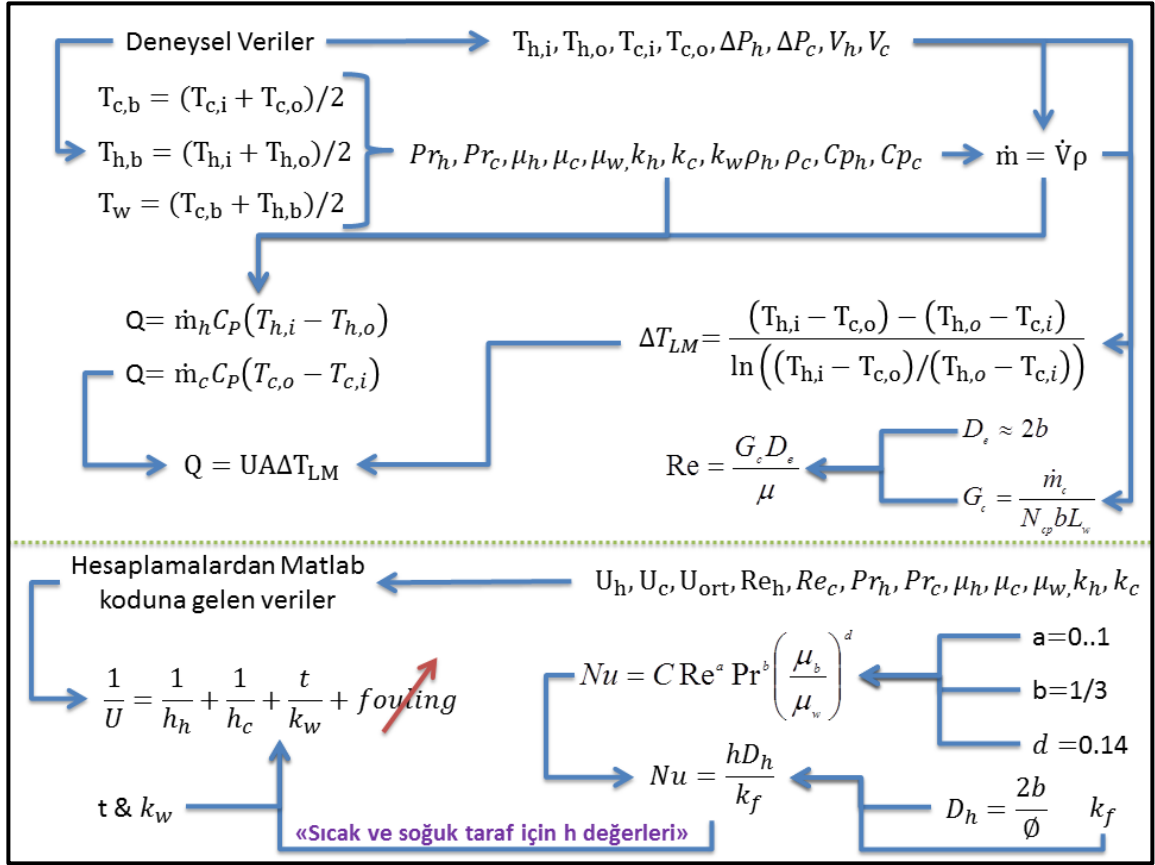
```
% clear all
clc
format long
syms x hh hc
a=0.6125; %(0 ile 1 arasında değiştirilecek)
t=0.00045; %(Plaka kalınlığı)
k=16.2; %(Plaka malzemesi ısı iletim katsayısı)
Dh=0.0043701963; %(Hidro dinamik çap)
%Verilerin okunması (Gerektiğinde aktif edilir.)
% Uover=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Reh=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Rec=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Prh=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Prc=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Muh=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Muc=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% Muwall=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% KsuH=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% KsuC=xlsread('TOTAL_RESULTS.xls',-1);
% load('fatih.mat')
% C,hh ve hc'nin 3 denklem kullanılarak çözdürülmesi:
% Nuh=((Reh.^a).*(Prh.^(1/3)))*x;
% Nuc=((Rec.^a).*(Prc.^(1/3)))*x;
% Üç bilinmeyenim: x, hc ve hh üç tane denklem:
% (1./Uover(i))=(1./hh(i))+1./hc(i)+(t/k)
% hh=(((Reh.^a).*(Prh.^(1/3)))*x*ksıvı)/Dh;
% hc=(((Rec.^a).*(Prc.^(1/3)))*x*ksıvı)/Dh;
```

```

z=length(Uover);
sonuc=zeros(z,3);
for i=1:z
S=solve(((1./Uover(i))-(1./hh)-(1./hc)-(t/k)),(hh-
(((Reh(i).^a).*(Prh(i).^(1/3))*((Muh(i)./Muwall(i)).^(0.14)))*x*KsuH(i)/Dh),(hc-
(((Rec(i).^a).*(Prc(i).^(1/3))*((Muc(i)./Muwall(i)).^(0.14)))*x*KsuC(i)/Dh));
S = [S.x S.hh S.hc];
sonuc(i,:)=vpa(S,5);
end
%Sonuçların yazdırılması
sonuc
dlmwrite('sonuc.txt',sonuc,'delimiter','\t')
% C katsayısının ortalamasının alınması:
Toplamx=0;
for j=1:z
Toplamx=sonuc(j,1)+Toplamx;
end
xort=Toplamx./z;
xort
dlmwrite('Cortalama.txt',xort,'delimiter','\t')
% Ortalamadan sapma hesabı:
Sapmax=0;
ToplamSapmax=0;
for j=1:z
Sapmax(j,1)=abs((xort-sonuc(j,1))./xort);
ToplamSapmax=Sapmax(j,1)+ToplamSapmax;
end
ToplamHata=100*ToplamSapmax./z;
ToplamHata
dlmwrite('CToplamYuzdeSapma.txt',ToplamHata,'delimiter','\t')

```

Şekil G.1. Korelasyon katsayılarını bulmak için kullanılan MATLAB kodu



Şekil G.2. Denklem çözümü akış şeması

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AKTÜRK, Fatih
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 22.05.1986 Ankara
Medeni hali : Bekâr
Telefon : 0 (505) 229 63 64
Faks : 0 (312) 292 40 91
e-mail : fatihakturk@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üni./Makine Müh.	2009

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
09.2011-	FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.	Tasarım Mühendisi
09.2009-09.2011	TOBB ETÜ (Ankara)	Asistan
09.2009-09.2011	TOBB ETÜ - TEKTES Tek. Tesisat Sis. A.Ş.	Araştırmacı
05.2010-01.2011	İmeks Mak. San. Tic.Ltd. Şti.	Tasarımcı
05.2009-08.2009	TAI TUSAŞ Havacılık ve Uzay Sanayi A.Ş.	Ortak Eğitim
02.2009-05.2009	FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.	Sözleşmeli
05.2008-08.2008	FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.	Ortak Eğitim
05.2007-08.2007	AKDAŞ Döküm Sanayi ve Ticaret A.Ş.	Ortak Eğitim

Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

Uluslararası Yayınlar:

1. Aradag, S., Olgun, U., **Akturk, F.**, Basibuyuk, B., "CFD Analysis of Cooling of Electronic Equipment as an Undergraduate Design Project", Computer Applications in Engineering Education, 2009.

Uluslararası Kongre Bildirileri:

1. **Akturk, F.**, Sezer Uzol, N., Aradag, S., Kakac, S., "Performance Prediction of a Gasketed-Plate Heat Exchanger by Using Computational Fluid Dynamics", ASME 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, İstanbul, Temmuz 2011.

2. **Akturk, F.**, Gulben, G., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakac, S., "Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed-Plate Heat Exchanger", 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS 2011), Elazığ, Mayıs 2011.

Ulusal Kongre Bildirileri:

1. Ç. Gülenoğlu, **F. Aktürk**, G. Gülben, S. Aradağ, N. Sezer-Uzol, S. Kakaç, "Farklı Sayı ve Boyutta Plakalara Sahip Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel İncelenmesi ve Bilgisayar Seçim Programı Oluşturulması", ULIBTK'11, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, 07-10 Eylül 2011.

2. **F. Aktürk**, N.Sezer-Uzol, S. Aradağ, S. Kakaç, U. Atamtürk, "Plakalı Isı Değiştirgeçlerinde Plakaya Bağımlı Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi ve Modellenmesi", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Teskon Fuarı (TESKON 2011), İzmir, Nisan 2011.

3. Olgun, U., **Aktürk, F.**, Başbüyük, B., Aradağ, S., "Akış Yönlendiricilerin Elektronik Ekipmanları Soğutma Sistemleri Üzerindeki Etkisinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Gözlemlenmesi", ULIBTK 09, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sivas, Haziran 2009.