

**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE PLAKAYA BAĞIMLI ISI  
TRANSFERİ MODELLEMESİ**

**ECE ÖZKAYA**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2014**

**ANKARA**

## **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.

**Ece ÖZKAYA**

**Üniversitesi** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Enstitüsü** : Fen Bilimleri  
**Anabilim Dalı** : Makine Mühendisliği  
**Tez Danışmanı** : Doç. Dr. Selin ARADAĞ  
**Yardımcı Tez Danışmanı** : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ  
**Tez Türü ve Tarihi** : Yüksek Lisans – Temmuz 2014

**ECE ÖZKAYA**

**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE PLAKAYA BAĞIMLI ISI  
TRANSFERİ MODELLEMESİ**

**ÖZET**

Plakalı ısı değıştirgeçleri ısıtma, soğutma, havalandırma, sterilizasyon ve pastörizasyon gibi bir çok farklı uygulama alanında ticari olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, ticari olarak kullanılan bir plakalı ısı değıştirgeci plakasının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımıyla ısı ve hidrolik performansının belirlenmesi için bir HAD metodu geliştirilmiştir. Geliştirilen HAD metodu, deneysel sonuçlarla kıyaslanarak doğrulanmış ve yeni plakalar tasarlanırken kanal yüksekliği, kıvrım genliği ve dağıtım kanalları gibi geometrik parametrelerin etkisini incelemek için kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, kıvrım genliğinin artmasıyla, kanal yüksekliğinin azalmasıyla ve yeni tasarlanan dağıtım kanallarıyla ısı performansında iyileşme olduğu görülmüştür. Kıvrım genliğinin etkisinde, ısı performansındaki iyileşmelerle aynı oranda basınç düşümlerinde artış görülmüştür. Yeni tasarlanan dağıtım kanallarıyla var olan dağıtım kanalları arasında ısı performans olarak çok az bir iyileşme olurken, basınç düşümleri çok daha yüksek oranlarda artmaktadır. Dağıtım kanallarının olmaması ise basınç düşümlerinde azalmaya neden olurken ısı performansında da düşüşe neden olmaktadır. Kanal yüksekliği ise hem ısı hem de hidrolik performansı en çok etkileyen parametre olmuştur. Kanal yüksekliğinin plakalar arasında sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan contaların farklı kalınlıklarda kullanılmasıyla istenilen performans değışimleri elde edilebilir.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Plakalı ısı değıştirgeçleri

**University** : TOBB Economics and Technology University  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Associate Professor Selin ARADAĞ  
**Co. Supervisor** : Professor Sadık KAKAÇ  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. – July 2014

**ECE ÖZKAYA**

**PLATE DEPENDENT HEAT TRANSFER MODELLING OF PLATE HEAT EXCHANGERS**

**ABSTRACT**

Plate Heat Exchangers are used in many commercial applications like heating, cooling, air conditioning, sterilization and pasteurization. In this study, a Computational Fluid Dynamics (CFD) model is developed in order to determine the thermal and hydraulic performances of a commercially used Plate Heat Exchanger. The developed CFD method is validated with experimental data and then used to design new plate geometries. This method is used to examine the effects of geometric parameters like channel gap, wave amplitude and distribution channels on the thermal and hydraulic performances of plates. As the result of the analyses; the thermal performance improves with higher wave amplitude values, lower channel gap values and new distribution channel configurations. The pressure drop values increases at the same rate as the increase of the heat performance with higher wave amplitude. The pressure drop values of the newly designed distribution channels are much higher while the increment in thermal performance is very small. The absence of distribution channels causes a decrement in pressure drop values and thermal performance. Channel gap has the biggest effect on the thermal performance and pressure drop values among the analyzed geometrical parameters. Channel gap can be set to desired values with the help of gasket which is used as leakproofing element to obtain the desired performance values.

**KeyWords:** Computational Fluid Dynamics, Plate Heat Exchangers

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca beni yönlendiren ve kıymetli bilgilerini esirgemeyen sayın hocalarım Prof. Dr. Sadık KAKAÇ ve Doç. Dr. Selin ARADAĞ'a teşekkür ederim.

Yüksek lisansım boyunca BİDEB programı ve 112M173 no'lu "Deneysel Çalışmalar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Yapay Sinir AĞları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı" projesi kapsamında burs ve destek veren TÜBİTAK ve TOBB ETÜ'ye teşekkür ederim. Ayrıca proje kapsamında birlikte çalıőtığım Çağın GÜLENOĞLU, Caner TÜRK ve Yasin GENÇ'e teşekkür ederim.

Tez jürisi üyeleri, Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU, Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU ve Yrd. Doç. Dr. Ekin ÖZGİRĐİN'e tezimi değerlendirdikleri için teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her zaman yanımda olan aileme, yüksek lisans tezimi yazarken beni cesaretlendiren ve sabrını esirgemeyen Murat ÖGE'ye teşekkür ederim. Bu tezi babama adıyorum.

## İÇİNDEKİLER

<b>TEZ BİLDİRİMİ</b> .....	ii
<b>ÖZET</b> .....	iii
<b>ABSTRACT</b> .....	iv
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	v
<b>ŞEKİLLERİN LİSTESİ</b> .....	viii
<b>ÇİZELGELERİN LİSTESİ</b> .....	x
<b>KISALTMALAR</b> .....	xi
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	xii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1. Motivasyon.....	1
1.2. Literatür Taraması .....	1
1.2.1. Isı Değiştirgeçleri ve Plakalı Isı Değiştirgeci .....	1
1.2.1.1. Isı geri kazanımı/yeniden üretimine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması: .....	2
1.2.1.2. Transfer sürecine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:.....	3
1.2.1.3. Geometrik yapısına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması: .....	3
1.2.1.4. Isı transferi mekanizmasına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması: .....	4
1.2.1.5. Akış düzenine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması: .....	5
1.2.1.6. Contalı plakalı ısı değiştirgeçleri - sınıflandırılması ve avantajları .....	6
1.2.2. Literatürde Plakalı ısı değiştirgeçleri için yapılan HAD çalışmaları.....	9
1.2.3. Diğer ısı değiştirgeçleri için yapılan HAD çalışmaları.....	23
1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı .....	26
<b>2. SAYISAL YÖNTEMLER</b> .....	27
2.1. Geometri Oluşturulması .....	27
2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi .....	31
2.3.1. Kontrol Hacmi ve Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması.....	31
2.3.2. Sınır Koşulları.....	32
2.3.3. Türbülans Modelleri .....	34
2.3.4. Adveksiyon Şeması .....	43
2.3.5. HAD çözücü program: CFX.....	43

2.4. Ard İşleme .....	44
3. TİCARİ BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİ PLAKASININ ISIL VE HİDROLİK ANALİZİ .....	46
3.1. Isıl ve Hidrolik Performans Tahmini .....	49
3.2. Türbülans Modeli Çalışması .....	49
3.3. Çözüm Ağı Çalışması.....	53
3.4. Deneysel Sonuçlarla Kıyaslama.....	55
4. YENİ PLAKA TASARIMLARI .....	61
4.1. Akış Özelliklerine Etki Eden Geometrik Parametrelerin Belirlenmesi .....	61
4.2. Kıvrım Genliğinin Akışa Etkisi.....	63
4.3. Kanal Yüksekliğinin Akışa Etkisi .....	68
4.4. Dağıtım Kanallarının Akışa Etkisi .....	73
5. SONUÇLAR ve YORUMLAR .....	80
5.1. Sonuçların Yorumlanması.....	80
5.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler .....	82
KAYNAKLAR .....	83

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 1.1 Transfer sürecine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması .....	3
Şekil 1.2 Geometrik yapısına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması.....	4
Şekil 1.3 Isı transferi mekanizmasına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması .....	5
Şekil 1.4 Akış düzenine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması .....	6
Şekil 1.5 C-PID için şematik gösterim [6].....	7
Şekil 1.6 Üniter hücre, a) Çözüm ağı, b) Hıza göre akım çizgileri .....	12
Şekil 1.7 Farklı türbülans modelleri için orta düzlemdeki hız vektörleri, $Re = 4500$	14
Şekil 1.8 Beş profil için orta düzlemdeki hız vektörleri, a) $Re = 1000$ , b) $Re = 9000$	14
Şekil 1.9 Süt moleküllerinin izlediği yol, a) PID boyunca, b) Kıvrımlı bölgede.....	18
Şekil 1.10 Kanatçıkların içindeki akım çizgileri, $Re = 5000$ , .....	19
Şekil 1.11 Üniter rod geometrisi .....	25
Şekil 2.1 Nokta bulutundan elde edilen ilk katı model.....	27
Şekil 2.2 Akış hacmi olarak kullanılan katı model .....	28
Şekil 2.3. HAD geometrisi.....	28
Şekil 2.4 Portlu HAD geometrisi [49] .....	29
Şekil 2.5. Çözüm Ağı a) Genel görünüş, b) Yüzeydeki çözüm ağı .....	30
Şekil 2.6 Kontrol hacmi olarak kullanılan çözüm ağı elemanı [50] .....	32
Şekil 2.7 Hesaplamalarda kullanılan örnek tablo .....	45
Şekil 3.1 ETU-HEX programı arayüzü a) Tasarım sekmesi, b) Sonuç sekmesi [57]	47
Şekil 3.2 HAD metodu doğrulaması için kullanılan yöntemin akış şeması [58].....	48
Şekil 3.3 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) sıcaklık dağılımı a) k- $\epsilon$ , b) RNG k- $\epsilon$ , c) EARSM k- $\epsilon$ , d) k- $\omega$ , e) SST k- $\omega$ .....	51
Şekil 3.4 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) basınç dağılımı a) k- $\epsilon$ , b) RNG k- $\epsilon$ , c) EARSM k- $\epsilon$ , d) k- $\omega$ , e) SST k- $\omega$ .....	52
Şekil 3.5 Sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl hatalarının eleman sayısı ile değişimi .....	54
Şekil 3.6 Sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl hatalarının $Re$ sayısı ile değişimi...	56
Şekil 3.7 Sıcaklık farkı ve düzeltilmiş basınç düşümü bağıl hatalarının $Re$ sayısı ile değişimi.....	57



Şekil 3.8 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) sıcaklık dağılımı a) $Re=940$ , b) $Re=3200$ , c) $Re=5420$ .....	59
Şekil 3.9 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) basınç dağılımı a) $Re=940$ , b) $Re=3200$ , c) $Re=5420$ .....	60
Şekil 4.1 Plaka kıvrım profili [49] .....	61
Şekil 4.2 Plaka geometrileri a) Kanalsız (Plaka-7) b) Yeni dağıtım kanallı (Plaka-8) .....	62
Şekil 4.3 Kıvrım genliği etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....	64
Şekil 4.4 Kıvrım genliği etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi .....	64
Şekil 4.5 Kıvrım genliği etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları .....	65
Şekil 4.6 Sıcak kanal içindeki hız vektörleri a) Plaka-4 b) Plaka-1 c) Plaka-2 d) Plaka-3 .....	67
Şekil 4.7 Kanal yüksekliği etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi ..	69
Şekil 4.8 Kanal yüksekliği etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi .....	70
Şekil 4.9 Kanal yüksekliği etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları ..	71
Şekil 4.10 Kanallar içindeki sıcaklık dağılımları a) Plaka-6 b) Plaka-1 c) Plaka-5 ...	72
Şekil 4.11 Dağıtım kanalı etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi ...	74
Şekil 4.12 Dağıtım kanalı etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi	74
Şekil 4.13 Dağıtım kanalı etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları ...	75
Şekil 4.14 Sıcak kanal içerisindeki akım çizgileri a) Plaka-1, b) Plaka-7, c) Plaka-8.	77
Şekil 4.15 Soğuk kanal içerisindeki akım çizgileri a) Plaka-1, b) Plaka-7, c) Plaka-8	78

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge 1.1 Basınç düşümü ile ilgili yapılan çalışmalar .....	20
Çizelge 1.2 Isıl performansla ilgili yapılan çalışmalar .....	21
Çizelge 1.3 Kirlenme üzerine yapılan çalışmalar .....	22
Çizelge 1.4 Akış yanlış dağılımı üzerine yapılan çalışmalar .....	22
Çizelge 2.1 Sınır koşulları.....	34
Çizelge 2.2 Standart $k-\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar .....	38
Çizelge 2.3 RNG $k-\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar .....	38
Çizelge 2.4 EARSM türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar.....	40
Çizelge 2.5 Wilcox $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar.....	41
Çizelge 2.6 SST $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan katsayılar .....	42
Çizelge 2.7 İş istasyonu ve öbek bilgisayarın teknik özellikleri.....	43
Çizelge 3.1 $Re=708$ için türbülans modeli çalışmasında elde edilen sonuçlar .....	50
Çizelge 3.2 $Re = 708$ için çözüm ağındaki eleman sayısının etkisinin incelenmesi..	54
Çizelge 3.3 $Re = 708$ için çözüm ağındaki ortalama $y^+$ değerinin etkisi .....	55
Çizelge 4.1 Plaka isimleri ve özellikleri .....	62
Çizelge 4.2 Kıvrım genliğinin etkisiyle değişen genişleme faktörleri.....	66

## KISALTMALAR

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>1B</b>	1 Boyutlu
<b>2B</b>	2 Boyutlu
<b>3B</b>	3 Boyutlu
<b>C-PID</b>	Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeci
<b>CYM</b>	Cevap Yüzeyleri Metodu
<b>EARSM</b>	<i>Açık Cebirsel Reynolds Gerilme modeli (Explicit Algebraic Reynolds Stress Model)</i>
<b>ETU-HEX</b>	Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi-Isı Değiştirgeci Seçim ve Tasarım Programı
<b>HAD</b>	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>LES</b>	Büyük Girdap Simülasyonları (Large Eddy Simulation)
<b>RANS</b>	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes)
<b>RNG</b>	Yeniden normalleştirme grubu (Renormalization Group)
<b>SST</b>	Kayma Gerilmesi Taşınımlı (Shear Stress Transport)
<b>UDF</b>	Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon (User Defined Function)

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Sembol</b>	<b>Açıklama</b>
$\% \Delta P$	Basınç bağıl farkı
$\% \Delta T$	Sıcaklık bağıl farkı
$a$	Kıvrım genliği
$b$	Kanal yüksekliği
$e$	Bağıl hata
$f$	Sürtünme katsayısı
$j$	Colburn faktörü
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
$K$	Kozeny faktörü
$M$	Milyon
$Nu$	Nusselt sayısı
$Pr$	Prandtl sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$S$	Yüzey
$t$	Zaman
$V$	Hacim, Kontrol hacmi
$y+$	Boyutsuz eleman yüksekliği
$\Delta P$	Basınç düşümü
$\Delta t$	Zaman adımı
$\Delta T$	Sıcaklık farkı
$\varepsilon$	Türbülans yitimi
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Yoğunluk
$\tau$	Kıvrımlılık katsayısı, Moleküler gerilme tensörü
$\varphi$	Skaler bir değişken
$\phi$	Genişleme katsayısı
$\omega$	Türbülans frekansı
<b>İndisler</b>	<b>Açıklama</b>
$eff$	Etkin
$i,j$	Tensör derecesi
$t$	Türbülans
$tot$	Toplam

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Motivasyon

Chevron tipi contalı plakalı ısı değiştirgeçleri (C-PID), ilk üretildiği günden bu yana sürekli gelişen malzeme ve üretim teknolojileriyle birlikte gelişmiş ve günümüzde çok geniş bir uygulama alanına sahip olmuştur. Ancak C-PID tasarımında ısı ve hidrolik performanslara etki eden ve dikkat edilmesi gereken chevron açısı, baskı deseni, dağıtım kanalı, plaka sayısı gibi çok fazla parametre bulunmaktadır. Her parametrenin etkisini ayrı ayrı deneysel olarak incelemek zaman ve iş gücü açısından çok maliyetli olmaktadır.

Bu çalışma, ticari olarak kullanılan bir plakalı ısı değiştirgeci plakasının ısı ve hidrolik performansının uzun ve zorlu olan deneysel süreç yerine Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımıyla belirlenmesine ve HAD yardımıyla yeni plaka tasarımlarının yapılmasına yöneliktir. HAD metodu, ticari olarak kullanılan plakanın deneysel olarak belirlenen ısı ve hidrolik karakteristikleriyle doğrulandıktan sonra, yeni tasarımlarda akışı etkileyen tasarım parametrelerinin etkisi sanal olarak incelenebilmektedir.

## 1.2. Literatür Taraması

### 1.2.1. Isı Değiştirgeçleri ve Plakalı Isı Değiştirgeci

İki veya daha fazla akışkanın, aralarındaki sıcaklık farkı nedeniyle ısı enerji aktarmasını sağlayan araçlara ısı değiştirgeci denir. Isı değiştirgeçleri ısıtma, serinletme, soğutma, havalandırma, yoğuşturma, buharlaştırma, sistemden ısı atma ve sistemdeki atık ısının geri kazanımı, sterilizasyon ve pastörizasyon gibi birçok farklı uygulamada kullanılmaktadır. [1-3].

Genel olarak ısı değiştirgeçlerinde iki akışkan arasındaki ısı transferi mekanizması kullanılmaktadır, ancak bazı özel uygulamalarda çok düşük sıcaklıkların elde edilebilmesi için üç veya daha fazla sayıda akışkan kullanılabilir. Isı değiştirgeçlerinde önemli bir parametre olan ısı transfer alanının ısı değiştirgecinin toplam hacmine olan oranı, yüzey-hacim oranı, ısı değiştirgeçlerinin kompaktlığını belirlemektedir. Kullanılan akışkanların cinsine göre kompaktlık değeri değişmektedir, gaz-sıvı uygulamalarında ısı değiştirgecinin yüzey-hacim oranı  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den büyükse bu ısı değiştirgeci kompakt kabul edilirken sıvı-sıvı veya faz değişimi uygulamalarında sınır  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  'dr [3,4].

Isı değiştirgeçlerinde en yaygın olarak kullanılan sınıflandırma kriterleri şunlardır:

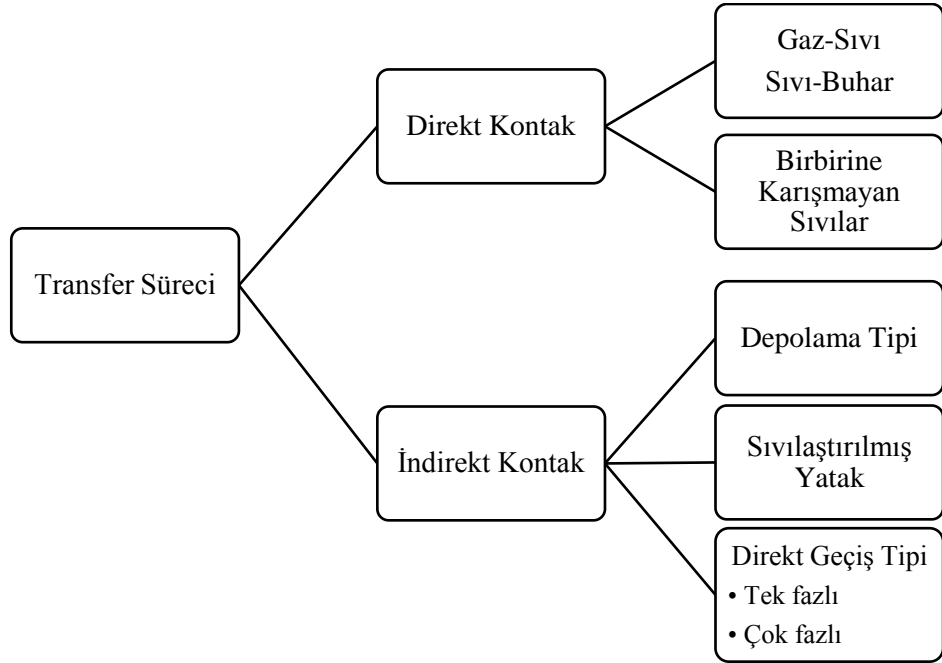
- Isı geri kazanımı/yeniden retimi
- Transfer süreci
- Geometrik yapı
- Isı transferi mekanizması
- Akış düzeni

#### **1.2.1.1. Isı geri kazanımı/yeniden üretimine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:**

Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkından dolayı birinin ısınıp diğerinin soğuması üzerine işleyen ısı değiştirgeçlerinde ısının yeniden üretimi, sıcak akışkanın ısı değiştirgecinde ısıyı bıraktıktan sonra soğumuş halde tekrar ısı değiştirgecinden alması üzerine işleyen ısı değiştirgeçlerinde ısı geri kazanımı söz konusudur [1,5]. Geri kazanımlı ısı değiştirgeçlerinde sürec sürekli ve ısı değiştirgeçleri dönel veya sabit matrisli olarak ikiye ayrılmaktadır. Dönel ısı değiştirgelerini ise disk ve davul tipi olmak üzere iki alt gruba ayırmak mümkündür.

### 1.2.1.2. Transfer sürecine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:

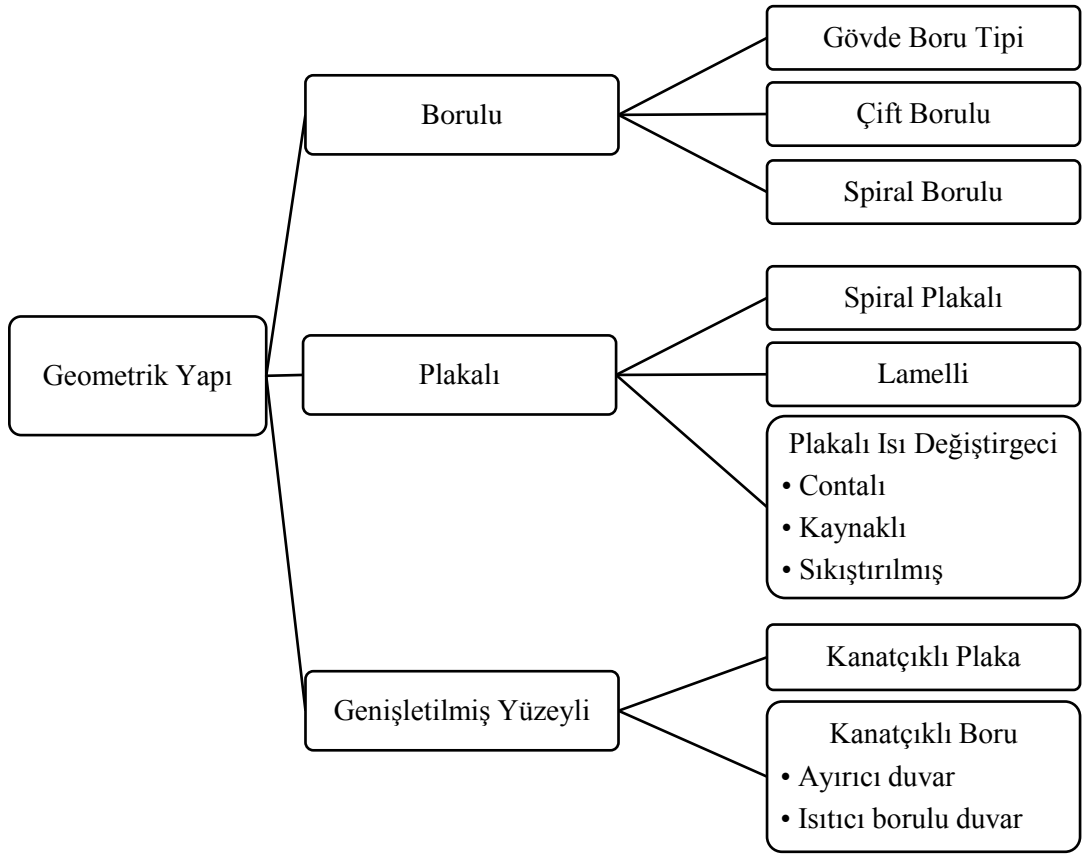
Transfer sürecinde akışkanların birbirine karışmasını engelleyen bir yapının varlığı sınıflandırmada önemlidir. Sıvıların karışmasını engellemek için kullanılan bir yapı olmadığında direkt kontak ile transfer süreci gerçekleşmekte, farklı fazlardaki akışkanlar veya birbirine karışmayan akışkanlarda kullanılmaktadır. Sıvıların birbirine karışması istenmeyen durumlarda ayırıcı bir yapı bulunması halinde indirekt kontak ile transfer süreci gerçekleşmektedir. Şekil 1.1’de transfer sürecine göre sınıflandırma görülmektedir.



Şekil 1.1 Transfer sürecine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması

### 1.2.1.3. Geometrik yapısına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:

Isı değiştirgeçlerini oluşturan çok çeşitli geometrik yapılar olabilir, ancak genel olarak üç ana başlıkta bunları toplamak mümkündür: borulu, plakalı, genişletilmiş yüzeyli ısı değiştirgeçleri. Şekil 1.2’de geometrik yapıya göre detaylı sınıflandırma görülmektedir.



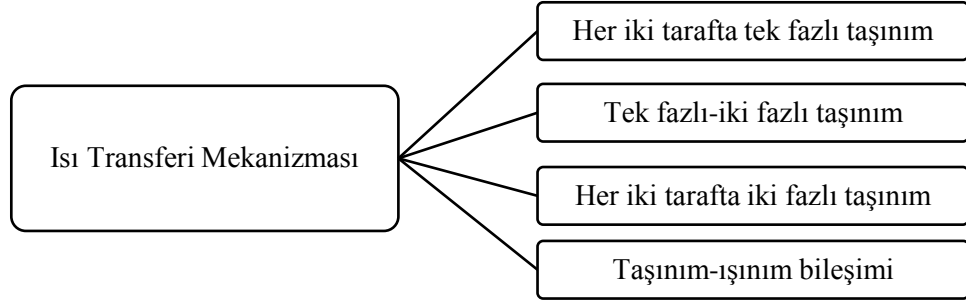
Şekil 1.2 Geometrik yapısına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması

En yaygın olarak kullanılan ısı değiştirgeçleri gövde boru tipi olmasına karşın farklı uygulamalar için farklı yapıdaki ısı değiştirgeçleri kullanılmaktadır. Süt pastörizasyonu için plakalı ısı değiştirgeçleri kullanılırken, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcılarında genişletilmiş yüzeyle ısı değiştirgeçleri, denizcilikte kullanılan yağ soğutucu sistemlerde gövde-boru tipi ısı değiştirgeçleri kullanılmaktadır[1].

#### 1.2.1.4. Isı transferi mekanizmasına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:

Isı transferi mekanizmasında akışkanların tek veya iki fazlı olmasına göre sınıflandırma yapılırken, taşınım ve ışınm mekanizmalarının her ikisinin de etkili olmasıyla dört gruba ayırmak mümkündür. Şekil 1.3'de ısı transferi mekanizmasına göre sınıflandırma görülmektedir.





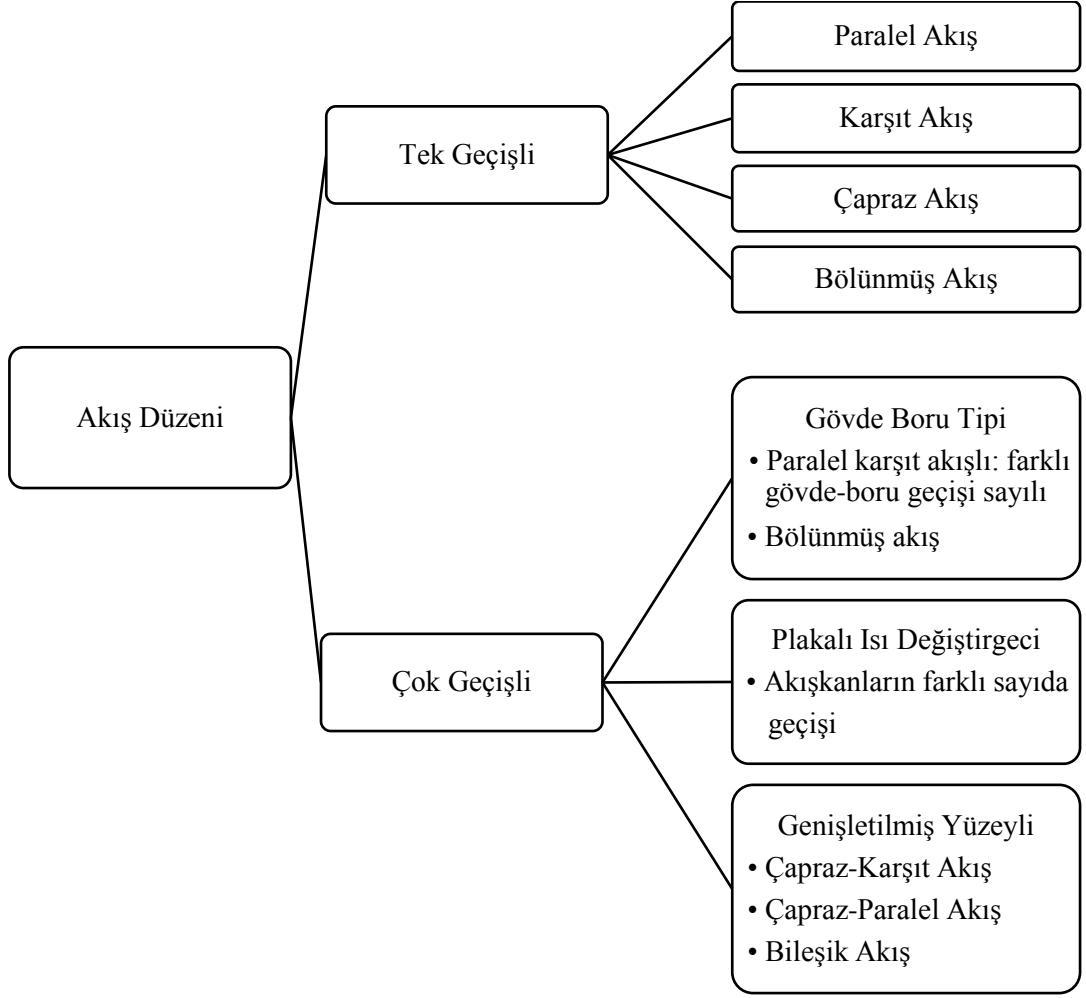
Şekil 1.3 Isı transferi mekanizmasına göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması

Faz değişimi olmadan, gaz-katı karışımı akışkanların sıvılaştırılmış yataktan ısı olarak ayrışmasıyla da iki fazlı taşınım olması mümkündür [1].

#### 1.2.1.5. Akış düzenine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması:

Akış düzenine göre sınıflandırmada temel olarak tek geçişli ve çok geçişli akışlar bulunmaktadır. Tek geçişli akış düzenlerinde iki akışkanın birbirine paralel, karşıt, çapraz veya bölünmüş olarak akması mümkünken, çok geçişli akışlarda düzen çeşidi daha fazladır. Akış düzenine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması Şekil 1.4'de görülmektedir.

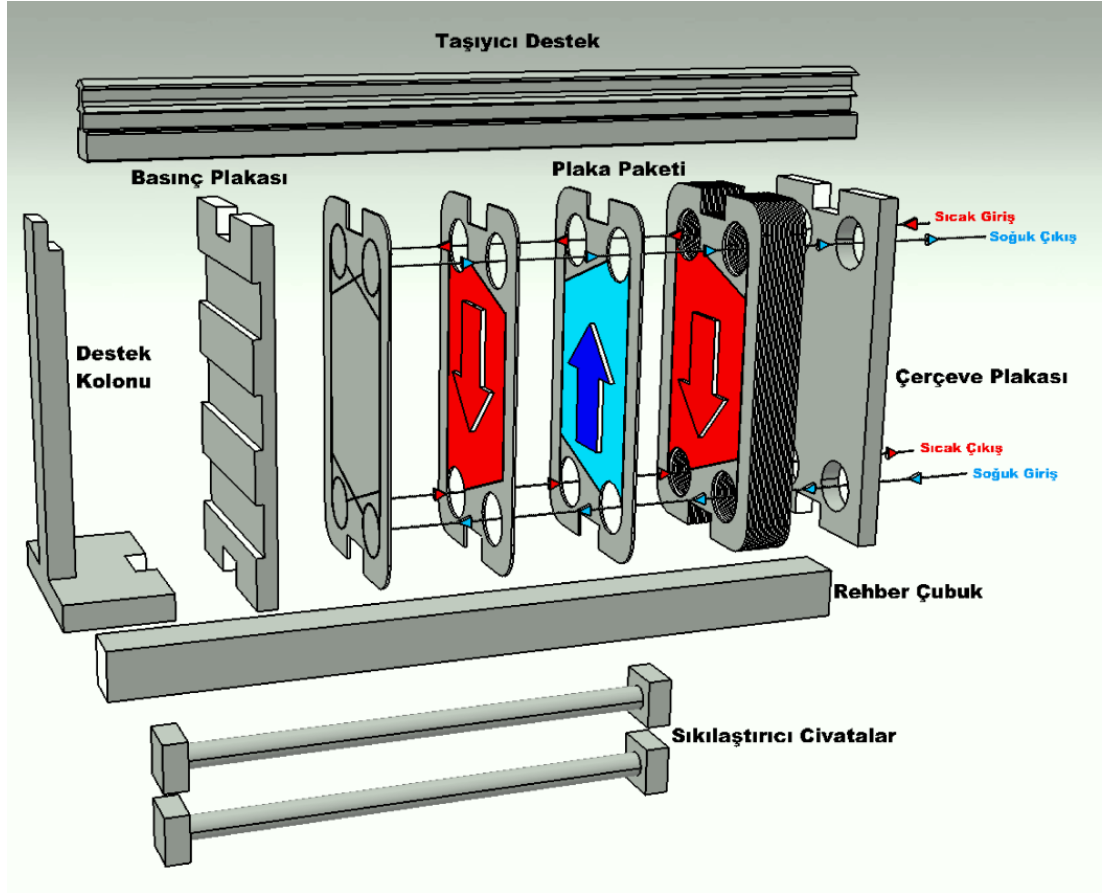
Gövde boru tipi veya plakalı ısı değiştirgeçlerinin her ikisinde de akışkanların her birinin farklı sayıda geçmesi mümkündür. Bunun yanı sıra genişletilmiş yüzeyli plakalardaki akış düzenini tek geçişli akışların birleşimi olarak sınıflandırmak mümkündür [1].



Şekil 1.4 Akış düzenine göre ısı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması

#### 1.2.1.6. Contalı plakalı ısı değiştirgeçleri - sınıflandırılması ve avantajları

Contalı plakalı ısı değiştirgeçleri (C-PID) akışkanları birbirinden ayıran ve ısı transferini sağlayan plaka paketi, sızdırmazlık sağlayan contalar, üzerinde sıcak ve soğuk akışkan için giriş portlarını bulunduran ve plakaları temizlemede kolaylık sağlayan hareketli çerçeve ve basınç plakaları, yatay olarak taşıma ve hizalama görevini yerine getiren rehber ve taşıyıcı çubuklar, destek kolonu ve sıkılaştırıcı cıvatalarından oluşmaktadır [3]. Genel bir C-PID için şematik gösterim Şekil 1.5’de gösterilmiştir.



Şekil 1.5 C-PID için şematik gösterim [6]

Deneysel olarak kullanılan C-PID; yeniden üretimli, indirekt kontakt ile transfer süreci, her iki tarafta tek fazlı taşınım mekanizması ve karşıt-çok geçişli akış düzeni içinde sınıflandırılabilir.

C-PID çalışma şartları ve kullanım alanları bakımından gövde-boru tipi ısı değiştirgeçeri ile kıyaslanmaktadır ve birçok avantajları bulunmaktadır. Bu avantajları şöyle sıralayabiliriz;

- Plaka yüzeyindeki desenler kıvrım içerisinde girdap veya plaka boyunca dönel olarak ilerleme hareketlerini oluşturmaktadır. Ayrıca kıvrımlar hidrolik sınır tabakanın kopması ve tekrar birleşmesi, küçük hidrolik çaplarda akış geçişleri ve etkin ısı transfer alanında artış gibi çeşitli mekanizmalarla akışkanların iyi karışması ve ısı transferinde artış sağlamaktadır.

- Aynı etkin ısı transferi alanına sahip gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin ağırlık olarak %30'u, hacim olarak sadece %20'si kadar olabilmektedir.
- Isı geri kazanımı oranı %90 civarında olduğu için düşük sıcaklık farklarında ( $\sim 1^{\circ}\text{C}$ ) bile ısı geri kazanımı uygulamalarında kullanılmaya uygundur.
- Her akışkan conta ile çevrili kanallara akmaktadır, kanallarda sızıntı olması durumunda akışkanlar birbiriyle karışmaz, atmosfere açık olan kenarlardan sızıntı tespit edilebilir.
- Çoğu ısı değiştirgecinde laminer rejimde akan yüksek akmazlığa sahip akışkanların düşük Reynolds sayılarında girdaplar ve dönel hareketlerle akmasını sağlayıp ısı transferini artırdığı ve kirlenmeyi azalttığı için bu tip uygulamalarda kullanılmaktadır.
- Plakaların kolay bir şekilde sökölüp takılması C-PID bakımını kolaylaştırmakta, bu nedenle bakım-onarım, temizlenme, taşınma ve kurulum gibi işlemler çok hızlı bir şekilde yapılabilir. Ayrıca değişen ihtiyaçlar doğrultusunda ısı yükü değişimini yeni plaka ekleyip çıkararak karşılamak çok kolaydır.
- Kanalların dar olmasından dolayı C-PID içerisinde bulunan akışkan miktarı az olmakta, böylece zamana bağlı olarak değişen süreçlere çabuk uyum sağlamakta ve kontrolü kolay olmaktadır.
- Ayırıcı plakalar kullanarak ikiden fazla akışkanla aynı anda çalışmak mümkündür.
- İstenilen çalışma koşullarına göre farklı desendeki plakalar kullanılabilir, farklı çok geçişli akış düzenleri oluşturulabilir, böylece daha kolay bir şekilde C-PID optimizasyonu yapılabilir.
- Hacim ve ağırlık olarak küçük olan C-PID kurulum ve nakliye maliyetleri açısından avantajlıdır.
- Akışkanın ısı transfer yüzeyine çarpmasından dolayı kaynaklanan gürültü, titreşim ve erozyon-korozyon gibi istenmeyen durumlar görülmemektedir.
- Sadece plaka kenarları atmosfere açık olduğu için ısı kayıpları çok düşüktür ve izolasyona gerek kalmamaktadır.

Ancak C-PID tasarımında en önemli sınırlama conta malzemesinin basınç ve sıcaklığa karşı dayanımının düşük olması ve plakaların inceliğinden dolayı dayanım basıncının sınırlı olmasıdır. C-PID çalışma basıncı en fazla 25 bar, en yüksek sıcaklığı da 160°C olmaktadır. Bazı uygulamalarda özel conta malzemeleri kullanılarak 400°C sıcaklığa ve özel basınç plakaları yardımıyla daha yüksek dayanımlara ulaşılmaktadır.

### **1.2.2. Literatürde Plakalı ısı değiştirgeçleri için yapılan HAD çalışmaları**

Literatürde plakalı ısı değiştirgeçleri üzerine çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalardan sayısal olanlarının bir özeti bu bölümde verilmektedir.

Fernandes vd. [7] tarafından yayınlanan bir çalışmada 6 değişik sinüzoidal kanallı chevron tipi CPID için laminer ve düşük Re sayılarıyla HAD analizleri yapılmıştır. Yapılan çalışmada, kıvrımlılık katsayısı ( $\tau$ ) ve şekil faktörü ( $Ko$ ) parametrelerini HAD analizleri yardımıyla belirleyerek Kozeny ( $K$ ) katsayısı için korelasyon elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmanın sonucunda chevron açısının ve kanal boyut oranının ( $\gamma$ ) artmasıyla  $\tau$  ve  $K$  artmış, şekil faktörü chevron açısının düşmesiyle artmasına karşın  $\gamma$  değişiminden ihmal edilebilecek boyutta etkilenmiştir. HAD sonuçlarından elde edilen  $K$  katsayısı deneysel sonuçlarla kıyaslandığında %3,5 farklılık göstermektedir.

Blomerius ve Mitra [8] Reynolds sayısı 600 – 2000 aralığında laminer ve geçiş bölgesi üstüne bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, ısı transferinin basınç düşümüne oranı olarak tanımlanan performans değerlendirme kriterinin optimizasyonu için iki boyutlu HAD analizleriyle boyutsuz dalga boyu ve kanal yüksekliği parametreleri belirlenmiştir. Bu çalışmalar sonucunda boyutsuz dalga boyunu 12, boyutsuz kanal yüksekliğini ise 2 olarak bulmuşlardır. İki boyutlu HAD analizlerinin sonuçlarından yararlanarak üç boyutlu analizler için geometri tanımlanmış ve akışın yapısı ile ısı transferi mekanizmaları incelenmiştir. Üç boyutlu analizlerde boyutsuz kanal yüksekliği ve dalga boyunun yanında plaka deseni olarak kullanılan kıvrımların açısı da bir diğer önemli parametre olarak incelenmiştir.

Geometriler  $45^\circ$  ve  $90^\circ$  kıvrım açıları için oluşturulmuş,  $90^\circ$  için elde edilen HAD sonuçlarının  $45^\circ$  için olanlardan daha doğru olduğu görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça hata miktarlarının arttığı ve belirli bir Reynolds sayısından sonra akışta salınımların başladığı görülmüştür. Bu Reynolds sayısına kritik Reynolds sayısı denmiş ve iki boyutlu analizlerde kritik Reynolds sayısı üç boyutlu analizlere göre daha düşük çıkmıştır. Çalışmalarda, plakaların çapraz montajını temsil eden  $45^\circ$  kıvrım açısı ve üç boyutlu analizlerin en verimli performansı gösterdiği görülmüş, ancak plakaların paralel montajını temsil eden  $90^\circ$  kıvrım açısı için HAD analizleri sonucunda daha doğru sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Ayrıca hidrolik performansı tanımlayan sürtünme katsayısı ( $f$ ), ısı performans özelliklerini belirleyen Nusselt sayısından daha doğru tahmin edilmiştir.

Sundén'in yaptığı bir çalışmada [9] HAD yardımıyla ısı değiştirgeci tasarlamak için gerekli olan bütün aşamalar anlatılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminin iki boyutta çıkarılışı ve daha sonra HAD için bütün denklemlerin elde edilmesiyle ticari HAD kodlarının temeli anlatılmış, ayrıca FLUENT, CFX, STARCD, FIDAP, ADINA, CFD2000, PHOENICS olarak bu kodlar listelenmiş, bu kodlar üzerinden HAD çalışmalarının nasıl yapılacağı anlatılmıştır. Örnek uygulamalardan biri çapraz kıvrımlı bir plaka içindeki üniter hücre üzerinde RANS türbülans modelleri yardımıyla plakanın ısı ve hidrolik performansının belirlenmesidir. HAD analizlerinin sonucunda Nu sayısı, 1.000-10.000 Reynolds sayısı aralığının tamamında deneysel sonuçlara göre yüksek tahmin edilirken,  $k-\omega$  SST dışındaki bütün RANS modelleri sürtünme katsayısı için mantıklı sonuçlar vermiştir.

Utriainen ve Sundén [10] yaptıkları çalışmada yedi farklı çapraz kıvrımlı (CW) kanal geometrisini 3 boyutlu HAD analizleri yardımıyla incelemişlerdir. Bu çalışma hidrolik çap sabit tutulmuş, böylece ikincil akışın ısı transferine, duvar kenarındaki sürtünmeye ve basınç düşümüne etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. HAD çözücü olarak ticari bir kod olan STARCD kullanılmış, Re sayısı 700-1400 arasında analizler yapılmış ve modelde periyodik sınır koşulu kullanılmıştır. İkincil akışın oluşması ısı transferi miktarını, duvar kenarındaki sürtünmeyi ve buna bağlı olarak

basınç düşümünü artırmaktadır. Düz plaka kullanımıyla yapılan kıyaslamada CW kullanımı hem ısı transferini hem de basınç düşümünü altı kat artırmaktadır.

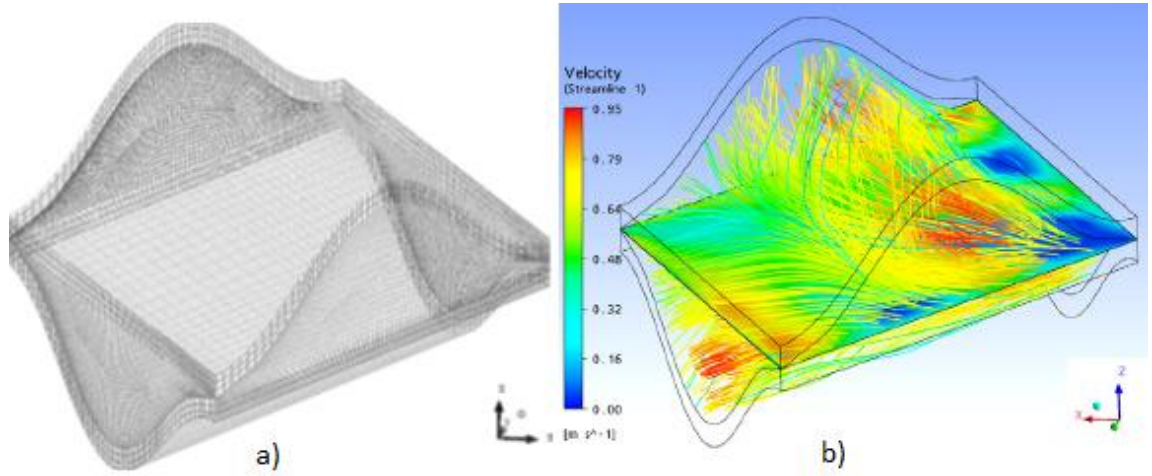
Dalgalı kanallar üzerine yapılan bir çalışmada Wang ve Vanka [11] laminer ve geçiş bölgesini incelemişlerdir. Re sayısının 180'den düşük olduğu bölgede laminer ve zamandan bağımsız olarak HAD analizleri yapılmıştır. Re sayısı 180'i geçtiğinde kendiliğinden oluşan salınımlar akışın geçiş bölgesine girmesine neden olmaktadır. Laminer akışta, dalgalı kanaldaki ortalama Nusselt sayısı düz plakadaki ile karşılaştırıldığında çok az yüksek olduğu, buna karşılık ortalama sürtünme katsayısının ise iki kat yüksek olduğu belirlenmiştir. Geçiş bölgesinde ise laminer akıştaki durumdan farklı olarak, dalgalı kanal için ortalama Nu sayısının düz plakadan 2,5 kat yüksek olduğu, ancak sürtünme katsayısının neredeyse sabit kaldığı görülmüştür.

Kaynaklı plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı transfer karakteristiğini belirlemek için yapılan simülasyonlarda Pelletier vd. [12] FLUENT kodunun kullanılıp kullanılmayacağı üzerine çalışmıştır. Yapılan çalışmada 3500 civarındaki Reynolds sayısında k- $\omega$  SST türbülans modelinin geçiş akış rejimi için olan özel hali kullanılmıştır. Çalışılan akışkan olarak su kullanılmış ve termofiziksel özellikleri sabit tutulmuştur. HAD analizlerinde sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır koşulu olarak kullanılmıştır. HAD analizlerinin sonuçları aynı geometrik özelliklere sahip plakalarla yapılan deneysel sonuçlarla kıyaslanmış ve sabit duvar sıcaklığı koşulu için %58, sabit ısı akısı koşulu için %45 farklar görülmüştür.

Kaynaklı plakalı ısı değiştirgeçleri üzerine yapılan başka bir çalışmada O'Halloran ve Jokar [13] düz plaka kullanarak analizlere başlamışlardır. HAD çözücü olarak FLUENT, çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT kullanmışlardır. Düz plaka analizleri için öncelikle iki kanalı model, daha sonra iki soğuk-bir sıcak kanal olmak üzere üç kanallı modelde 724.000 tane altıyüzlü eleman kullanmışlardır. Analizlerde kullanılan akışkan su, türbülans modeli k- $\omega$  SST'dir. Düz plaka için yapılan analizlerden sonra kıvrımlı plaka için 1,5 milyon dörtyüzlü elemanlı bir çözüm ağı kullanılmış daha sonra çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmasın bu sayı 2 milyona

çıkarılmıştır. Kıvrımlı plakada üstten ve alttan düz plaka bölgeleri bırakılmış, aradaki kısımda kıvrımlı bölge modellenmiştir. Jokar'ın daha önceden benzer bir plaka için yaptığı deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Freund ve Kabelac [14] PID performansını değerlendirmek için bir kızılötesi kamera ile sıcaklık ölçümü yapmışlardır. Daha sonra bu sıcaklık ölçümleri ile katı modeli ve çözüm ağı Şekil 1.6.a'da görülen bir üniter hücre olan HAD analizlerinin sonuçlarını karşılaştırmışlardır. HAD sonucunda elde edilen hız dağılımı Şekil 1.6.b'de görülmektedir.



Şekil 1.6 Üniter hücre, a) Çözüm ağı, b) Hıza göre akım çizgileri

HAD analizlerinde türbülans modeli olarak  $k-\omega$  SST ve RSM kullanılmıştır. HAD sonuçları ile kızılötesi kamera ölçümleri kıyaslandığında ısı performansını  $k-\omega$  SST %33, RSM ise %25 düşük tahmin etmiştir. türbülans modellerindeki belirsizlikler nedeniyle, iki türbülans modeline göre de PID ısı performansının düşük tahmin edilmesi üzerine HAD ile tasarlanan bir plakanın gerçekte daha iyi bir performansa sahip olacağı öngörülmüştür.

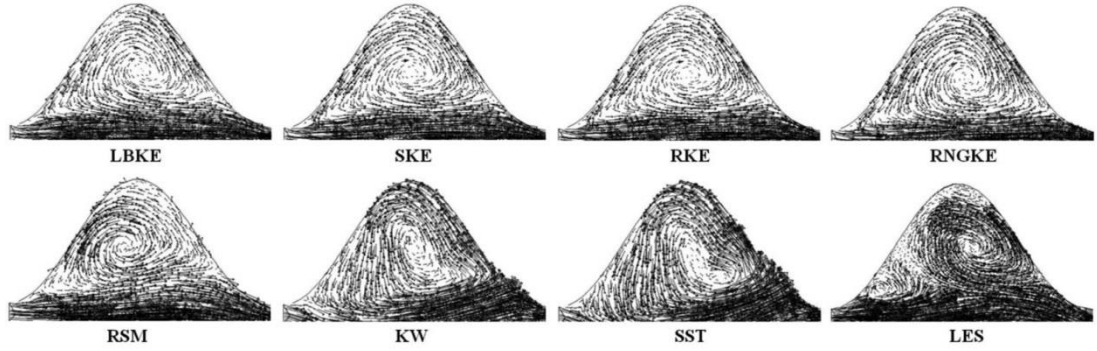
Kanaris vd. [15] ticari olarak kullanılan bir kıvrımlı plaka üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Deneylerde iki tarafı da kıvrımlı olan şeffaf pleksiglas plakalar üzerinden kızılötesi kamera ile ölçüm yapılmıştır. HAD çalışmalarında ticari olarak kullanılan CFX kodu çözücü olarak, ICEM CFD ise



çözüm ağı oluşturmak için kullanılmıştır. Analizlerde kıvrımlı yüzey olarak kanalın bir yüzeyi modellenirken diğer yüzeyi düz bırakılmıştır. Reynolds sayısı 400-1400 arasındadır ve türbülans modeli olarak LES ve  $k-\omega$  SST denenmiş ancak hesaplama maliyetini ve zamanı düşürme açısından  $k-\omega$  SST analizlerin genelinde tercih edilmiştir. HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar ve literatürdeki sonuçlar kıyaslandığında uyumlu sonuçlar elde edilmiş ve doğrulanan HAD modelinin akış karakteristiğini, ısı transferini ve basınç düşümünü tahmin etmede iyi bir araç olabileceği söylenmiştir.

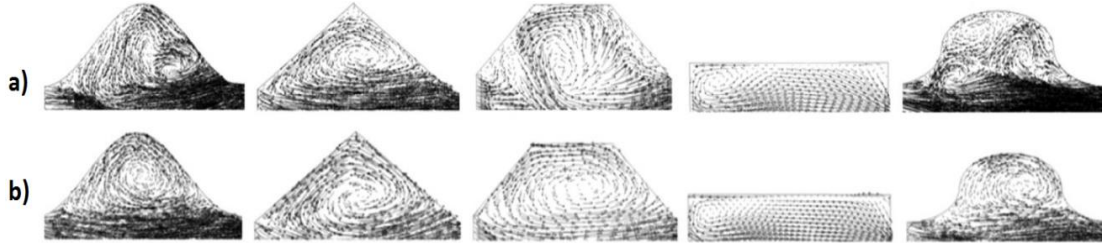
Kanaris vd. [16] aynı deneysel setle Reynolds sayısı 1000-2300 aralığında veriler almış ve bu verilerle aynı HAD metodunu kullanarak kıyaslama yapmıştır. Ayrıca HAD metoduyla ikizkenar yamuk ve kenarları yuvarlatılmış kıvrım profillerinin PID performansı üzerine etkilerini incelediğinde ufak değişimlerin sürtünme katsayısını ve ısı transferini %60'a kadar artırabileceğini göstermişlerdir. Kanaris vd. [17] daha sonra yaptıkları bir çalışmada ise önceden doğruladıkları HAD modelini kullanarak herringbone tipi PID tasarımında optimizasyon yapmak için Cevap Yüzeyleri Metodunu (CYM) kullanmışlardır. CYM için belirlenen parametreler, blok oranı, kanal boyut oranı, kıvrım boyut oranı, atak açısı ve Reynolds sayısıdır. CYM için kullanılan amaç fonksiyonunda ısı transferi miktarı ile sürtünme kayıpları, enerji maliyetini hesaba katan bir ağırlık fonksiyonu yardımıyla birleştirilmiştir. CYM kullanılarak ağırlık fonksiyonun iki farklı değeri için optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir. Elde edilen HAD sonuçlarına göre blok oranı artınca, kanallar birbirine yaklaştığında,  $Nu$  ve  $f$  artmaktadır.

Zhang ve Che [18] yaptıkları çalışmada çapraz kıvrımlı plakaların performans değerlendirilmesi için deneyler ve HAD analizleri yapmışlardır. HAD analizlerinde sekiz farklı türbülans modeli denemişlerdir, bunlar: standart  $k-\epsilon$ , realizable  $k-\epsilon$ , Low-Re  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , standart  $k-\omega$ , SST  $k-\omega$ , RSM ve LES türbülans modelleridir. Model doğrulaması için HAD sonucunda elde edilen Colburn faktörü ( $j$ ), sürtünme katsayısı ve  $Nu$  sayısını deneylerle karşılaştırmışlardır. HAD sonucunda farklı türbülans modelleri için elde edilen hız vektörleri Şekil 1.7'de verilmiştir. Deneylerle en uyumlu sonuçlar  $k-\omega$  SST ve LES için elde edilmiş ancak hesaplama zamanı düşünüldüğünde en hızlı sonucu  $k-\omega$  SST türbülans modelinden elde etmişlerdir.



Şekil 1.7 Farklı türbülans modelleri için orta düzlemdeki hız vektörleri,  $Re = 4500$

Zhang ve Che [19] yaptıkları bir diğer çalışmada akışkan olarak hava kullanarak kıvrımlı plakalardaki kıvrım profilinin ısı transferi ve akış dağılımına olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmada beş farklı kıvrım profili incelenmiştir: sinüzoidal, eşkenar üçgen, eliptik, dikdörtgen ve ikizkenar yamuk. Şekil 1.8'de farklı profillerden elde edilen hız dağılımları verilmiştir. Şekil 1.8'de görüldüğü gibi, Reynolds sayısı arttıkça oluşan girdap profilleri daha büyük ve belirgin olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.8 Beş profil için orta düzlemdeki hız vektörleri, a)  $Re = 1000$ , b)  $Re = 9000$

Profillerin performansları ısı transferinin basınç düşümüne oranlanmasıyla elde edilen performans değerlendirme kriteriyle kıyaslanmış ve hem en iyi performans hem de üretim kolaylığı açısından eliptik profilin tercih edilebileceğini söylemişlerdir. Ancak ikizkenar yamuk profilde eliptik profile göre dört kat daha yüksek ısı transferi elde edilmesine karşın basınç düşümü de aynı oranda artmaktadır. Eğer basınç düşümü sınırları yeterince büyükse ikizkenar yamuk profilin tercih edilmesi ısı transferi açısından daha uygun olabilir.

Tsai vd. [20] basınç düşümünü ve akışın dağılımını bir C-PID üzerinde incelemiştir. Deneysel çalışma sırasında toplam belirsizlikleri sırasıyla %3 ve %0,5 olan kütleli debi ve basınç fark ölçerler kullanılarak farklı debiler için basınç düşümleri elde edilmiştir. Deneysel çalışılan Reynolds aralığı 170-1700 arasındadır. Kullanılan plaka 0,3 mm kalınlıkta, plakalar arası kanal yüksekliği 2 mm ve chevron açısı  $65^\circ$  olan bir ısı değiştirgeci deneylerde kullanılmış ve aynı boyutlu katı modeli de HAD analizlerinde kullanılmıştır. HAD çözücü olarak Fluent 6.3, çözüm ağı oluşturmak için GAMBIT kullanılmıştır. HAD modelinde biri sıcak biri soğuk olmak üzere toplamda iki kanal modellenmiştir. Türbülans modeli olarak realizabl k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. HAD sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslandığında, %20'lik bir fark ortaya çıkmıştır.

İslamoğlu ve Parmaksızoğlu'nun [21] yaptığı çalışmada kıvrımlı plakalardaki kanal yüksekliğinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışılan akışkan havadır ve sabit kanal genişliği için farklı kanal yükseklikleri olarak 5mm ve 10mm değerleri seçilmiştir. 1200-4000 Reynolds sayısı aralığında,  $20^\circ$  chevron açısına sahip plakalarla deneyler yapılmıştır. Deneysel sıcaklık ve basınç ölçümleri kanalın içinden yapılmıştır. Elde edilen ölçümler sonucunda, Colburn faktörünün ( $j$ ) sürtünme katsayısına ( $f$ ) oranlanmasıyla bulunan performans iyiliğine bakıldığında 5mm'lik kanal yüksekliğinin daha iyi olduğu görülmüştür. Ayrıca kanal yüksekliğinin artmasıyla hem sürtünme katsayısı hem de Nusselt sayısı artmaktadır.

Galeazzo vd. [22] düz plakalar üzerinde akış düzeninin etkisini deneysel olarak, bir boyutlu modelleme ve üç boyutlu HAD analizleri yardımı ile incelemiştir. HAD analizlerindeki çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT, HAD çözücü olarak FLUENT ve HAD analizlerinde k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel %15 ısı kapasite farkından fazla olan deneysel veriler kıyaslama açısından hata yaratmaması için kullanılmamıştır. Akışkan olarak su kullanılmış, dört kanallı ısı değiştirgeçlerinde seri ve paralel akış düzeni üzerine yapılan çalışmalarda kanal içindeki akış yanlı dağılımı ve farklı kanallardaki eşit olmayan debi dağılımı incelenmiştir. Seri akış düzeninde, deneylerle HAD ve bir boyutlu modelleme arasında %8 fark çıkarken, paralel akış düzeninin de bu fark HAD için %12, bir boyutlu modelleme için %25'dir. HAD analizlerinde ayrıca kanal içindeki hız ve sıcaklık dağılımları da incelenmiştir.

Miura vd. [23] farklı akış düzenlerinin basınç düşümüne olan etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmada 32 farklı akış düzeni incelenmiş ve ortalama kanal debisi ile geçiş sayısı parametreleri cinsinde toplam basınç düşümü için bir korelasyon geliştirilmiştir. Bunun yanında Re sayısı 10-870 arasında sürtünme katsayısı için de bir korelasyon geliştirilmiştir. Yapılan türbülans modeli çalışmasında k- $\omega$  SST türbülans modelinin k- $\epsilon$  türbülans modeline göre basınç düşümü verilerini daha iyi tahmin ettiği görülmüştür. HAD analizlerinde k- $\omega$  SST türbülans modelinin sonuçları deneysel sonuçlardan %10-13 civarında düşük çıkmıştır. Ayrıca çalışmada ortaya çıkan bir diğer sonuç ise yüksek kütleli debilerde iki kanallı ısı değiştirgeçleri için akışın birinci kanala daha çok geldiği ve akış yanlış dağılımı oluştuğudur.

Benli vd. [24] yaptıkları çalışmada deneysel yollarla ve analitik hesaplarla tek geçişli bir PID için ısı transferini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada yıldız desenli ve dalgalı plakalar için Re sayısı 50-1000 arasında, Pr sayısı 3-7 arasında değişmektedir. Karşıt akışın paralel akışa göre %20, yıldız desenli plakanın dalgalı plakaya göre %30 daha iyi bir ısı transferi sağladığını görmüşlerdir. Ayrıca plakalar arasındaki kanal yüksekliği azaldıkça Nu sayısında artış görülmüş, bu duruma yüzey şekli de eklendiğinde ısı transferinde %12-%65 artış sağlanabilirken, sürtünme katsayısı %200-%320 oranında artmaktadır.

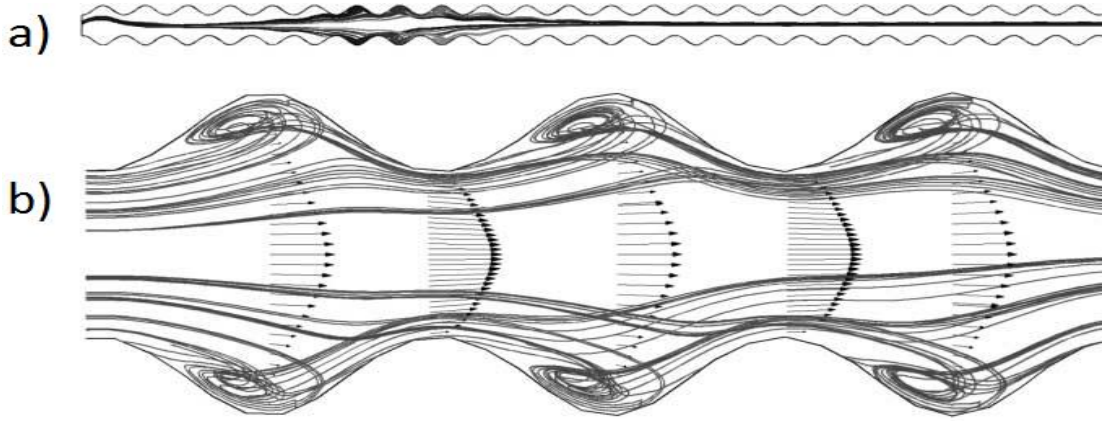
Han vd. [25] yaptıkları çalışmada 1/3 oranında küçültülen ticari bir plakanın HAD analizlerini yaparak ısı ve hidrolik performansını belirlemeye çalışmışlardır. Dörtüzlü 2.6 milyon elemandan oluşan çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT programı kullanılmış, türbülans modeli olarak RNG k- $\epsilon$  kullanılmıştır. Elde edilen HAD sonuçları deneysel verilerle kıyaslandığında sıcaklık değerleri en fazla 2 °C farklı çıkmış ancak sıcak taraf için tahmin edilen sıcaklık değerleri yüksekken, soğuk taraf için düşüktür. Ancak %35 civarında bir hatayla tahmin edilen basınç düşümleri iki taraf için de deneysel verilerden düşüktür.

Jun ve Puri'nin [26] çalışmasında ticari bir plakanın özelliklerini belirlemek için zamandan bağımsız ve zamana bağımlı analizler yardımıyla HAD modeli doğrulaması

yapıldıktan sonra sütün pastörizasyonu sırasında daha az kirlenme yaratacak yeni bir plaka tasarımı yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada 20 saatlik bir çalışma sonucu 20 plakalık PID paketinin 18. plakası sökülerek üzerindeki kirlenme miktarı kalan süt tortusu tartılarak elde edilmiştir. Çözüm ağı GAMBIT 2.0'da hazırlanmış, HAD çözücü olarak FLUENT 6.0 kullanılmıştır, böylece kirlenme için modellenmesi gereken kimyasal reaksiyonlar otomatik olarak modellenebilmiştir. Yapılan çalışmada Re sayısı 0,7-302 aralığındadır. Bu aralıkta akışın laminer olduğu düşünülmüştür. HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar kıyaslandığında kirlenme için oluşturulan modeldeki hatanın %1'den az olduğu görülmüştür. Ayrıca HAD yardımıyla, aynı ısı ve hidrolik performansı sağlayarak kirlenme miktarını mevcut duruma göre onda birine düşürecek bir plaka tasarlanmıştır.

Grijspeerd vd. [27] sütün işlenmesi sırasında PID kıvrım şeklinin ve kıvrım düzeninin ısı değiştirgecinin hidrolik performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Kıvrım şeklinin etkisinin incelenmesi için 2B analizler, kıvrım düzeninin etkisinin incelenmesi için 3B analizler kullanılmıştır. Yapılan HAD analizlerinde Re sayısı 4482 alınmış, çözüm ağı ve HAD çözücü olarak FINE-Turbo kullanılmıştır. Yapılan 2B analizlerde kıvrımın tepesinde kalan bölgede süt girdap oluşturarak fazlaca kalmakta, bu da kirlenme miktarının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu girdaplar nedeniyle kıvrımın genel akışa olan etkisi görülmemektedir. 3B analizlerde ise girişteki süt moleküllerinin üç tanesi takip edildiğinde, süt moleküllerinin izlediği yol Şekil 1.9'da verilmiştir. Süt molekülleri ısı değiştirgeci boyunca kıvrımlı bölgeye sadece bir kez girdikten sonra Şekil 1.9.a'da görüldüğü gibi kalan bütün kıvrımları atlayıp dümdüz bir yol izlemektedir. Kirlenme yaratan parçacıklar için kimyasal bir reaksiyonu HAD analizlerine dahil etmek için öncelikle duvar adhezyonunun bu parçacıklara etkisinin bilinmesi gerektiği öne sürülmüştür.

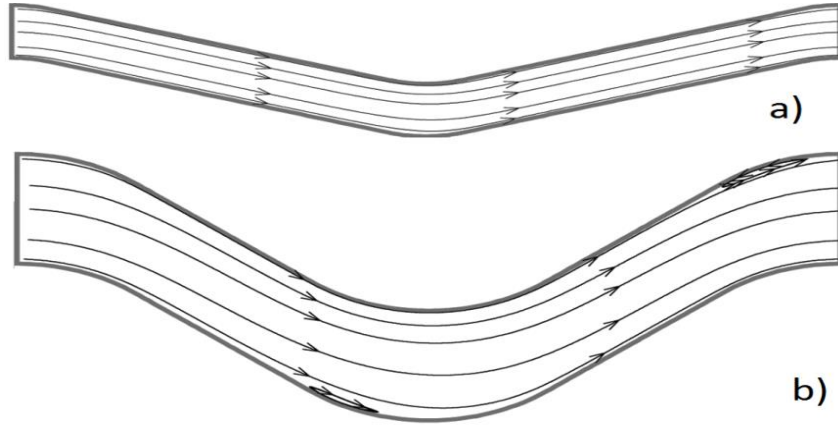
İsmail ve Velraj [28] yaptığı bu çalışmada, ötelenmiş ve dalgalı kanatçıklardaki sürtünme ( $f$ ) ve Colburn ( $j$ ) katsayılarını incelemişlerdir. Bu çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır. HAD yöntemini doğrulamak için var olan literatürdeki ve yapılan deneyler sonucunda  $j$  ve  $f$  için elde ettikleri korelasyonlarla kıyaslama yapmışlardır.



Şekil 1.9 Süt moleküllerinin izlediği yol, a) PID boyunca, b) Kıvrımlı bölgede

Ötelenmiş kanatçıklar için İsmail ve Velraj'ın yaptıkları deneyler sonucunda elde ettikleri korelasyonlarla kıyaslama yaparken, dalgalı kanatçıklar için literatürde bulunan kısıtlı korelasyonlarla kıyaslama yapmışlardır. Yapılan kıyaslamalar sonucunda, ötelenmiş kanatçıklar için ısı performansını yansıtan  $j$  tahminlerinin iyi bir şekilde yapılmakta olduğu ancak hidrolik performansını yansıtan  $f$  tahminleri için elde edilen HAD sonuçlarının 1,6 gibi bir katsayıyla çarpılarak tasarım yapılması gerektiği belirlenmiştir. Dalgalı kanatçıklar için laminer ( $Re= 100-800$ ) ve türbülanslı ( $Re=1000-15000$ ) olarak iki bölge için iki farklı korelasyon geliştirilmiştir. Ayrıca kanatçık yüksekliğinin  $f$  ve  $j$  katsayıları üzerindeki etkisi incelendiğinde, kanatçık yüksekliği arttıkça ısı performansının da hidrolik performansının da arttığı görülmüştür. Şekil 1.10'da iki farklı kanatçık yüksekliğinin akım çizgilerini nasıl etkilediği görülmektedir. Kanatçık yüksekliğinin boya oranlanmasıyla ( $L/2A$ ) her kanatçık için karakteristik bir sayı elde edilmiştir. Performans artışının en önemli nedeni, kanatçık yüksekliğinin artmasıyla birlikte, Şekil 1.10'da görüldüğü gibi oluşan geri dönüşlü bölgelerinin büyümesidir. Ancak bu geri dönüş mekanizması en çok Reynolds sayısının 500-1000 arasında kaldığı bölgede etkili olmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin yanı sıra, bir başka önemli parametre olan kıvrım yüksekliği incelendiğinde, kıvrım yüksekliğinin artışıyla, kanal içinde oluşan girdap yapılarının artışı gözlemlenmiştir. Girdap oluşumu ısı transferini ve basınç düşümünü artıran bir yapıdır.

Jain vd. [29] deneysel ve sayısal olarak chevron tipi plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrolik performansını belirlemek için çalışmışlardır.



Şekil 1.10 Kanatçıkların içindeki akım çizgileri,  $Re = 5000$ ,  
a)  $L/2A=7,69$  b)  $L/2A=3,84$

Jain vd. tarafından yapılan çalışmada kullanılan akışkan su ve kullanılan plakanın chevron açısı  $60^\circ$  dir. Akış düzeni tek geçişli, karşıt akışlı olan C-PID üzerine deneyler ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Deneyler, 400-1300 Reynolds, 4.4-6.3 Prandtl sayısı aralıklarında yapılmıştır. Sayısal çalışmada, soğuk taraf için her iki tarafı kıvrımlı bir kanal kullanılırken, sıcak taraf için soğuk kanalın iki yanına yerleştirilmiş iki yarım kanal kullanılmış ve bu kanalların bir tarafı kıvrımlı diğer tarafı periyodik sınır koşulu verirken daha doğru sonuç almak için düz tasarlanmıştır. Bu şekilde hazırlanan HAD modeli sonsuz uzunluktaki bir değiştirgeci temsil etmektedir. HAD modelinde periyodik sınır koşulunun yanında hız ve sıcaklık değerleri ile giriş sınır koşulu tanımlanmıştır. HAD modelinde kirlenme ve akış yanlış dağılımı olmadığı, plakalara dik olarak periyodikliğin olduğu varsayımları yapılarak analizler yapılmıştır. HAD analizlerinde realizable  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Geliştirilen HAD modelinin doğrulaması, elde edilen  $Nu$  ve  $f$  değerlerinin deneylerle kıyaslanmasıyla yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda HAD modelinin sürtünme katsayısını ortalama %10, Nusselt sayısını ise ortalama %13 düşük tahmin ettiği görülmüştür.

Mehrabien ve Poulter [30] sabit yükseklikteki ticari bir plaka için farklı chevron açılarının plakanın performansını nasıl etkilediğini incelemiştir. Yapılan çalışmada bütün plakanın modellenmesi yerine, üniter hücre modellemesi yapılmış ve AEA-CFX4 ticari kodu çözücü olarak kullanılmıştır. Yapılan analizlerde

öncelikle 45° chevron açısı için çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması yapılmış, 16.000 noktalı çözüm ağında yeterli doğruluğa ulaşılmıştır. Daha sonra chevron açısı 55° ve 35° için de analizler yapılmış, 35° ve 45° chevron açılı plakalar arasında ortalama hızda %31'lik bir düşüş görülürken oluşan girdap bölgesi yoğunluğunda önemli bir fark ortaya çıkmamıştır. 45°'den 55°'ye çıkıldığında ortalama hızdaki düşüş %27 civarındayken girdap bölgesi oluşumu üç katına çıkmaktadır. Bu kadar yüksek girdap oluşumunun akış yanlış dağılımına neden olacağı öngörülerek 55°'lik plakaların kullanılması tavsiye edilmemiştir.

Bhutta vd.[31] bütün ısı değiştirgeçlerindeki basınç düşümü, ısı performans, kirlenme ve akış yanlış dağılımını HAD analizleri ile tahmin eden çalışmaları derlemişlerdir. Basınç düşümü üzerine çok çeşitli geometrilere çalışılmıştır ancak Çizelge 1.1'de plakalı ısı değiştirgeçleri için yapılan basınç düşümü çalışmaları, Çizelge 1.2'de ısı performans tahmini çalışmaları özetlenmiştir.

Çizelge 1.1 Basınç düşümü ile ilgili yapılan çalışmalar

Yazarlar	HAD Metodu	DeneySEL sonuçlarla HAD sonuçlarının kıyaslanması
Y.C.Tsai vd. [20]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT 6.3</li> <li>Türbülans: Realizable <math>k-\epsilon</math></li> <li>Çözüm Ağı: GAMBIT Yapısal olmayan ağ</li> </ul>	İyi bir uyum gözlenmiş
Y.Q.Wang vd. [32]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT</li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: SIMPLE</li> <li>Ayrıklaştırma: İkinci derece</li> <li>Çözüm Ağı: GAMBIT</li> </ul>	HAD, deneysel sonuçlardan %5 daha düşük tahmin etmiş
X.H.Han vd. [25]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Türbülans: RNG <math>k-\epsilon</math></li> <li>Çözüm Ağı: GAMBIT Yapısal olmayan ağ, dörtyüzlü elemanlar</li> </ul>	$\pm \%35$



Çizelge 1.2 Isıl performansla ilgili yapılan çalışmalar

Yazarlar	HAD Metodu	Deneysel sonuçlarla HAD sonuçlarının kıyaslanması
C.Fernandes vd. [33]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: POLYFLOW</li> <li>Çözüm ağı: GAMBIT</li> </ul>	Afonso tarafından elde edilen korelasyonla karşılaştırıldığında: sıcaklığın viskozite üstüne etkisi dikkate alındığında %3.6 fark, alınmadığında % 8.9 fark olmuş
A.G.Kanaris vd. [17]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: CFX 10.0</li> <li>Türbülans: RSM</li> <li>Çözüm ağı: ANSYS ICEM-CFD, prizmatik ve dörtyüzlü, yapısal olmayan ağ</li> </ul>	%10 fark elde edilmiş
A.G.Kanaris vd. [15]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: CFX 10.0</li> <li>Türbülans: SST <math>k-\omega</math></li> <li>Prizmatik ve dörtyüzlü elemanlar, yapısal olmayan ağ</li> </ul>	Genellikle HAD sonuçları daha yüksek çıkmış
L.S.Ismail vd. [28]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT</li> <li>Türbülans: standart <math>k-\varepsilon</math></li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: Yarı-kapalı SIMPLER</li> <li>20.000 eleman</li> </ul>	Düşük Re, kare kanatçık: $j$ %2, $f$ %9 Dalgalı kanatçık, $1000 < Re < 15000$ : $j$ %10, $f$ %20 farklı elde edilmiş
S.Freund vd. [14]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: CFX 11</li> <li>Türbülans: SST <math>k-\omega</math> ve RSM</li> <li>Çözüm ağı: ICEM CFD, altıyüzlü elemanlar</li> </ul>	SST %33 farklı, RSM %25 farklı tahmin etmiş

Çizelge 1.1 ve 1.2'den anlaşılacağı gibi hem ısı hem de hidrolik performans tahminlerinde çok farklı sonuçlar elde edilebilmektedir.

Kirlenme üzerine yapılan sınırlı sayıdaki çalışmalar Çizelge 1.3'de verilmiştir. Akış yanlış dağılımı üzerine yapılan çok sayıdaki çalışmalardan plakalı ısı değiştirgeçleriyle ilgili olanlar Çizelge 1.4'de bulunmaktadır.

Çizelge 1.3 Kirlenme üzerine yapılan çalışmalar

Yazarlar	HAD Metodu	Deneyisel sonuçlarla HAD sonuçlarının kıyaslanması
S.Jun vd. [26]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT 6.0</li> <li>Çözüm ağı: GAMBIT</li> <li>Dörtüzlü 831169 eleman</li> </ul>	%2 civarında uyum elde edilmiş
M.V.Bonis vd. [34]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: SIMPLEX</li> <li>Çevre modu: FRONTIER</li> </ul>	İyi bir uyum elde edilmiş

Çizelge 1.4 Akış yanlış dağılımı üzerine yapılan çalışmalar

Yazarlar	HAD Metodu	Deneyisel sonuçlarla HAD sonuçlarının kıyaslanması
K.Grijsperdt vd. [27]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FINE-Turbo, EURANUS</li> <li>Türbülans: Baldwin-Lomax</li> <li>Çözüm Ağı: FINE-Turbo</li> </ul>	-
Z.Zhang vd. [35]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT</li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: SIMPLE</li> <li>Türbülans: Standart <math>k-\varepsilon</math></li> <li>Çözüm ağı: 150.000 eleman</li> </ul>	İyi bir uyum gözlenmiş
J.Wen vd. [36]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT</li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: Yarı-kapalı SIMPLER</li> <li>Türbülans: İki denklemlilik <math>k-\varepsilon</math></li> <li>Çözüm ağı: 245.817 eleman</li> </ul>	Yakın bir uyum gözlenmiş
C.Fernandes vd. [7]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: POLYFLOW</li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: Yarı-kapalı SIMPLER</li> <li>Türbülans: İki denklemlilik <math>k-\varepsilon</math></li> <li>Çözüm ağı: GAMBIT</li> </ul>	%4'den daha küçük bir fark elde edilmiş
K.L.Wasewar vd. [37]	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kod: FLUENT 6.1</li> <li>Basınç-Hız eşleşme şeması: Yarı-kapalı SIMPLER</li> <li>Türbülans: <math>k-\varepsilon</math></li> <li>Çözüm ağı: GAMBIT v2.1</li> </ul>	Yakın bir uyum gözlenmiş

### 1.2.3. Diğer ısı değiştirgeçleri için yapılan HAD çalışmaları

Babu ve Taleka'nın [38] kompakt bir ısı geri kazanım matrisinin yüzey hacim oranını belirlemek için yaptıkları çalışmada tasarım hesapları yapılmış ve HAD analizlerinden yararlanılmıştır. Akışkan olarak hava ve argon gazı kullanılmış, çözümler için GAMBIT kullanılarak oluşturulmuş, HAD çözümleri için FLUENT 6.1 ve analizlerde  $k-\omega$  SST türbülans modeli kullanılmıştır. Tasarım hesaplamalarının kendi arasında kıyaslanması sonucunda kanal boyut oranının artması ve kıvrım açısının azalması çekirdek hacmini artırmaktadır. HAD sonuçlarına göre yüzeydeki sürtünme katsayısı arttıkça çekirdek hacmi artmaktadır. Hesaplamalar ve HAD analizleri sonucunda birbirini destekleyici sonuçlar elde edilmesine rağmen uygun geometri seçiminde seçenekleri azaltmak için HAD kullanılmasının daha uygun olacağı söylenmiştir.

Jayakumar vd. [39] helisel tüplü gövde boru tipi ısı değiştirgeci için HAD analizleri yapmışlardır. HAD analizleri için çözümler için GAMBIT 2.2 programında, çözümler FLUENT 6.2 programında yapılmıştır. Sabit duvar sıcaklığı veya sabit ısı akısı tanımlanarak yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçların yanlış olduğu görölmüştür. Bu nedenle konjuge ısı transferi çözümleri yapılmıştır. Ayrıca yapılan çalışmada, ısı değiştirgecinde akışkan olarak kullanılan suyun termofiziksel özelliklerinin etraf sıcaklığında sabit olduğu varsayımıyla HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında %24, ısı değiştirgecinin ortalama sıcaklığında sabit olduğu varsayımla ise %10 fark bulunmuştur. Ancak özelliklerin basınç ve sıkıştırılabilirlikle değişimi ihmal edilerek, sadece sıcaklık değişimine bağlı olarak üçüncü dereceden polinomlarla ifade edilmiştir. Bu ifadelerin FLUENT programına kullanıcı tanımlı fonksiyon (User Defined Function-UDF) olarak girilerek elde edilen HAD sonuçların deneysel sonuçlardan %5 farklı çıktığı görölmüştür.

Ji vd. [40] yaptıkları çalışmada hibrid bir yol izleyerek 1B, 2B ve 3B HAD analizlerini büyük boyuttaki bir gaz yakıtla çalışan tübular ısı değiştirgecinin basınç düşümü, toplam ısı transferi, hava sıcaklığının artışı ve tüpteki sıcaklık dağılımını

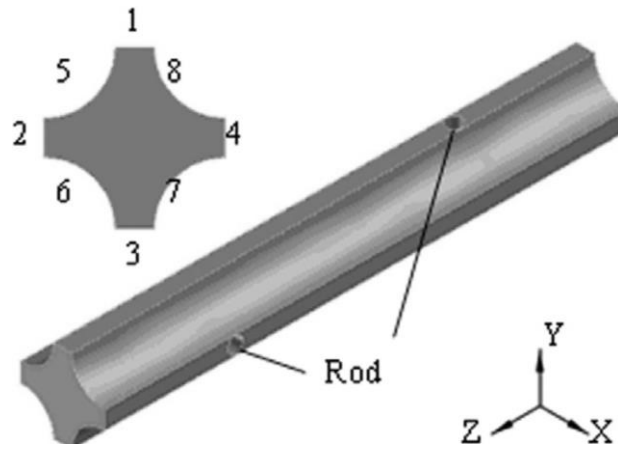
gözlemlemek için yapmışlardır. Yapılan çalışmada, havanın bulunduğu kısım 3B HAD analizleriyle, gazın yanmasını modellerken 2B aksisimetrik yanma modeliyle, giriş borusunu da 1B olarak UDF ile modellenerek hibrid model tamamlanmıştır. Yapılan analizlerin sonucunda toplam ısı transferi miktarı %1,6 iken havanın sıcaklık değişimi %2, ısı değiştirgecinin alt kısmında basınç düşümü %1, üst kısmında basınç düşümü %10 olmak üzere HAD sonuçları deneysel sonuçlardan farklı çıkmıştır.

Perrotin ve Clodic [41] bir sıralı otomotiv yoğuşturucusu için HAD analizleri yaparak elde edilen sonuçları deneysel sonuçlarla ve literatürdeki fin korelasyonlarıyla karşılaştırmışlardır. Yapılan 2B HAD analizlerinde kullanılan en sıkı çözüm ağı 100.000 eleman içerirken 3B analizlerdeki en sıkı çözüm ağı 305.066 elemana sahiptir. Yapılan 2B HAD analizleri sonucunda Colburn faktörü deneysel sonuçlara göre %80 yüksek tahmin edilirken 3B analizler sonucunda %13 yüksek tahmin edilmiştir. Sabit fin sıcaklığı varsayımı ve tüp yüzeyinin etkisi ihmal edildiği için bu kadar yüksek tahmin edilen 2B analizlerde Colburn faktörünün eğiliminin deneysel sonuçlarla ve literatürdeki korelasyonlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Basınç düşümü ve sürtünme katsayısını belirlemek için deneyler yapılmadığı için literatürdeki korelasyonlarla kıyaslandığında iyi bir uyum yakalandığı görülmüştür. Yapılan 2B ve 3B HAD analizleri sonucunda çok önemli bir fark görülmediği için toplam basınç düşümü tahmini için 2B analizlerin kullanılmasında bir sakınca olmadığını söylemişlerdir. Ayrıca yapılan çalışmada belirli bir Reynolds sayısından sonra akışta düzensizliklerin başladığı, bu nedenle analizlerin zamana bağlı yapılması gerektiği söylenmiştir.

Wang vd. [42] gövde boru tipi ısı değiştirgeçlerinin gövde tarafındaki yönlendirme plakalarının geometrisi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Ticari ısı değiştirgeçlerinde genel olarak belirli bir mesafede yönlendirme plakaları parçalı olarak yerleştirilir. Yapılan çalışmada yönlendirme plakalarının helisel bir şekilde sürekli olması durumunda ısı ve hidrolik performansın nasıl değişeceği HAD yardımıyla anlaşılmasına çalışılmıştır. Gövde tarafı için aynı debi ve ısı transferi miktarı koşullarında sürekli helisel yönlendirme plakalı ısı değiştirgecinin gövde tarafındaki toplam basınç düşümü, parçalı yönlendirme plakalı gövde boru tipi ısı değiştirgecine

göre %13 oranında daha düşük çıkmıştır. Gövde tarafında aynı basınç düşümü koşulu sağlandığında ise helisel plakalıda parçalı plakalı ısı değiştirgecine göre ısı transferi miktarının %5,6 arttığı görülürken gövde debisinin %6,6 arttığı görülmüştür.

Bir çeşit gövde boru tipi ısı değiştirgeci olan ROD baffle ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrolik performansını Dong vd. [43] HAD yardımıyla incelemiştir. HAD analizleri için gerekli üniter geometriyi ve yaklaşık 400.000 karışık elemanlı çözüm ağını GAMBIT programında oluşturmuştur. Oluşturulan üniter geometri Şekil 1.11’de verilmiştir.



Şekil 1.11 Üniter rod geometrisi

Şekil 1.11.’deki 1-4 numaralı yüzeylerde simetri, 5-8 numaralı yüzeylerde ise tüp duvarı olarak duvar, üniter modelin iki ucunda da periyodik akış sınır koşulu tanımlanmıştır. Analizler FLUENT koduyla yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda ısı transferi miktarında HAD modeli ile deneyler veya korelasyonlar arasında %10’dan daha düşük bir fark ortaya çıkarken, basınç düşümü için korelasyonlarla kıyaslandığında bu fark en fazla %20 civarındadır.

### 1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

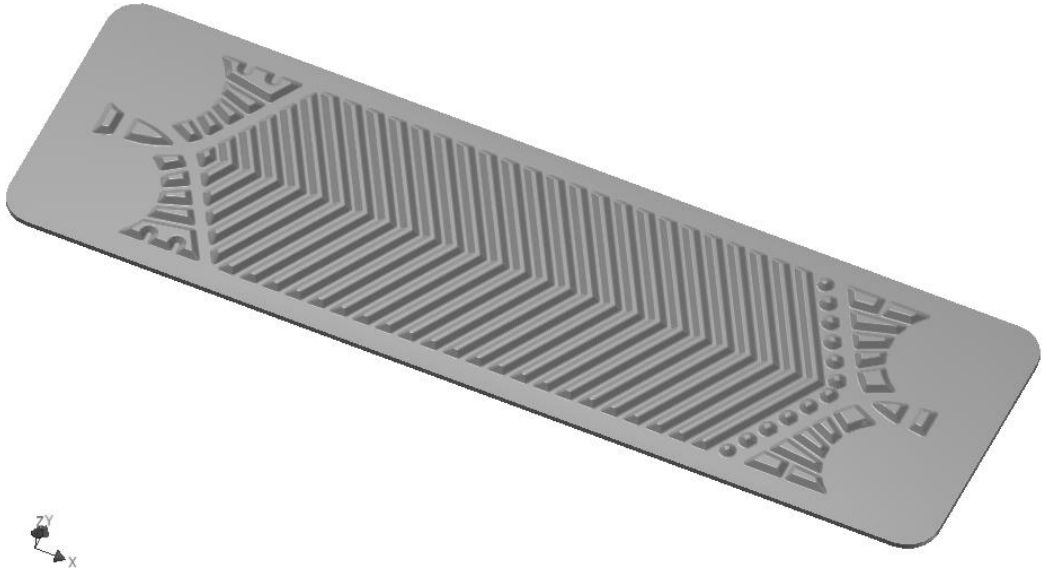
Çalışmanın amacı, contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrolik performansını HAD analizleri yardımıyla belirleyebilmek için deneylerle doğrulanmış bir HAD metodu geliştirmek ve geliştirilen HAD metodunu yeni plakalar tasarlamak için kullanmak ve ticari olarak kullanılan plaka ile kıyaslama yapmaktır.

Ticari olarak kullanılan plakalı ısı değiştirgeçlerinin hidrolik ve ısı performanslarının deneysel olarak belirlenmesinin ardından tasarlanan ısı değiştirgecinin basınç düşümü, sıcaklık farkı ve Reynolds sayısı değerlerini veren ETU-HEX adlı bir bilgisayar programı hazırlanmıştır [44]. Tez kapsamında yapılan HAD için geometri oluşturulması, metodun deneylerle kıyaslanacak olan Re aralığının belirlenmesi, bu aralık için deneysel sonuçların ETU-HEX programından elde edilmesi ve deneysel sonuçlarla HAD metodu doğrulama çalışmaları, tezin birinci kısmını oluşturmaktadır. HAD metodu doğrulandıktan sonra, C-PID tasarımında önemli olan kıvrım genliği, kanal yüksekliği, dağıtım kanalları parametrelerinin etkisinin incelenmesi için yeni plakalar tasarlanmış ve deneysel sonuçlarla doğrulanmış olan plakanın analizleriyle kıyaslanmıştır.

## 2. SAYISAL YÖNTEMLER

### 2.1. Geometri Oluşturulması

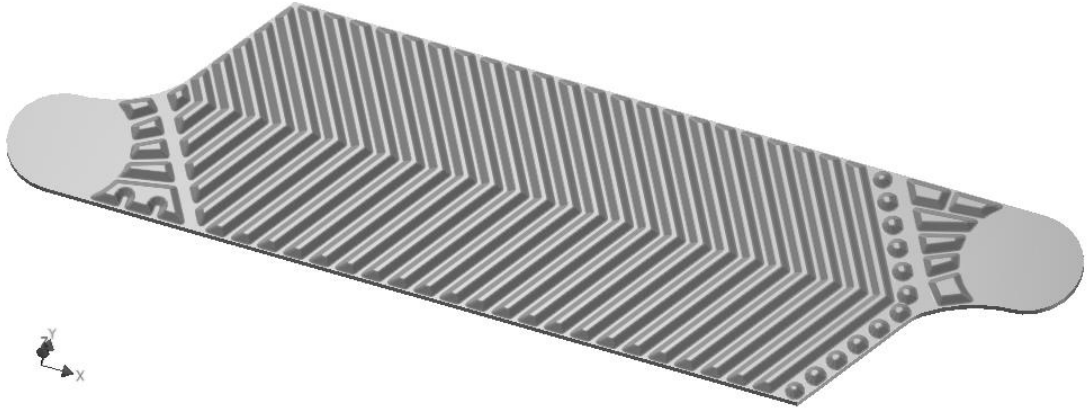
Yapılan alışma ticari olarak kullanılan bir plakanın HAD analizlerinin yapılması ile ilgili olduğu için, hazır olan plaka geometrisinin analizlere uygun hale getirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle öncelikle 3-B geometri oluşturmak için plakanın optik tarama yardımıyla ham nokta bulutu halinde sanal ortama aktarılması gerekmektedir. Optik tarama metodunda, temizlenebilir boyayla matlaştırılan, düz bir zemine tarayıcının karşına dik gelecek şekilde yerleştirilen plakaya ışık huzmesi gönderilerek plakanın dış hatları ve plaka üzerindeki kıvrımlı desen, nokta bulutu şeklinde dijital ortama aktarılmıştır. Daha sonra ham nokta bulutu, NX [45] üç boyutlu modelleme programında işlenerek katı model oluşturulmuştur. Oluşturulan katı modelin ilk hali şekil 2.1’de verilmiştir.



şekil 2.1 Nokta bulutundan elde edilen ilk katı model

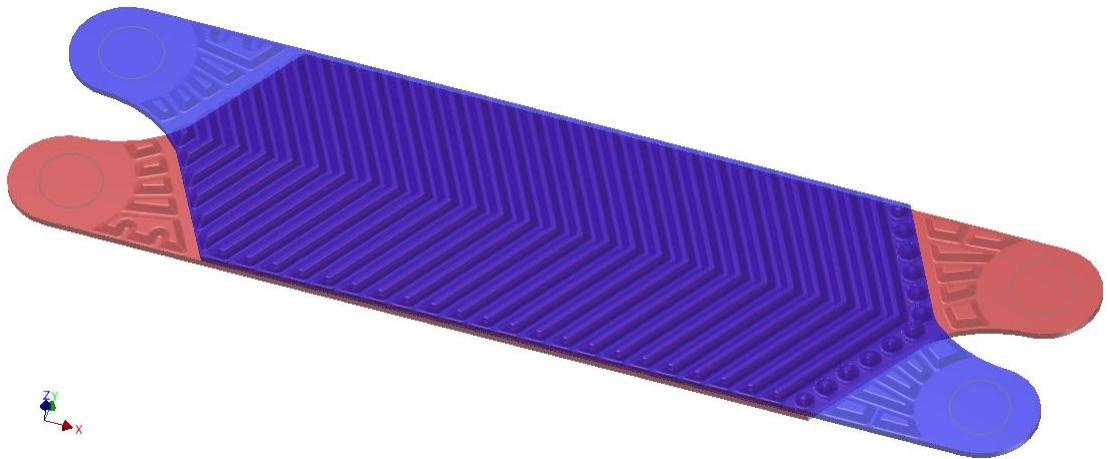
Elde edilen plaka katı modelinden HAD analizlerinde kullanılacak katı modelin oluşturulabilmesi için suyun geçtiği kısım, akış hacmi olarak Autodesk Inventor [46] modelleme programı ile yeniden modellenmiştir.

Akış hacmi modellenirken gerçek plakada sızdırmazlık görevini üstlenen contanın içinde kalan kısım dışındaki yerler modelden çıkarılmıştır. Şekil 2.2.'de akış hacmini temsil eden katı model verilmiştir.



Şekil 2.2 Akış hacmi olarak kullanılan katı model

Akış hacmi olarak kullanılacak model oluşturulduktan sonra hem soğuk ve hem de sıcak taraf için karşıt akış düzenini oluşturacak şekilde iki hacim birbirine monte edilmiş haldeki katı model geometrisi Şekil 2.3'de görülmektedir.



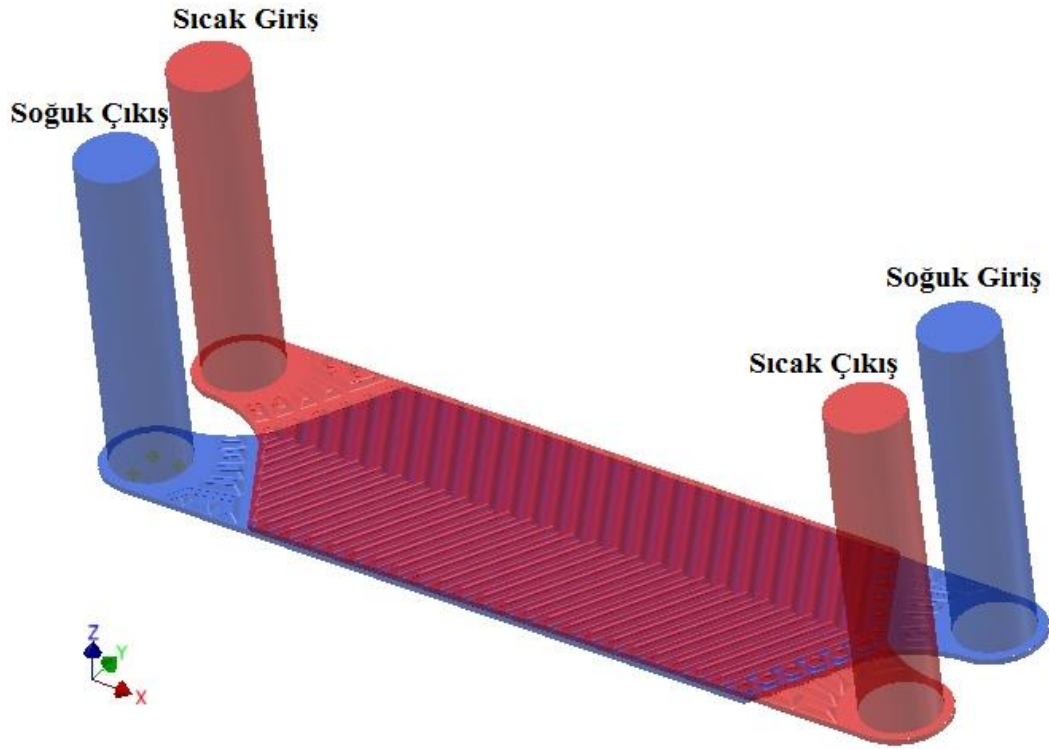
Şekil 2.3. HAD geometrisi

Şekil 2.3'de görülen montajda sıcak taraf kırmızı, soğuk taraf mavi renkle gösterilmiştir. Portlardan plaka kanalına giriş ve çıkışı temsilen sıcak taraf ve soğuk



taraf için giriş ve çıkış sınır koşulu olarak tanımlanacak yüzeyler Inventor programında sanal olarak bölünmüştür.

Gülenoğlu ve Aktürk [47,48] tarafından yapılan ve ETU-HEX'in hazırlanmasında kullanılan deneylerde basınç düşümü ve sıcaklık farkı ölçümleri yapılan portların mesafesi belirlenerek portlardan kanala dağılan suyun etkisini ve daha gerçekçi bir modeli de analizlere dahil etmek için giriş çıkış yüzeyleri olarak bölünen kısımlara portlar eklenerek Şekil 2.4'de görülen HAD geometrisi hazırlanmıştır.



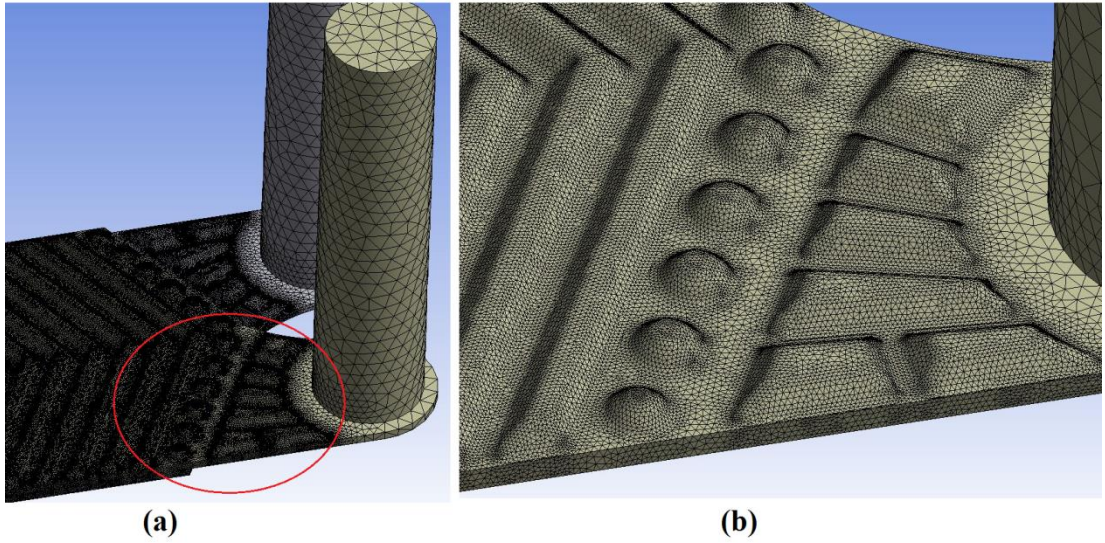
Şekil 2.4 Portlu HAD geometrisi [49]

## 2.2. Çözüm Ağı Hazırlanması

HAD çalışmalarında geometri oluşturulduktan sonra, analizlerde kullanılan sonlu elemanlar yönteminin uygulanabilmesi için elemanların birleşiminden oluşan çözüm ağı şeklinde geometrinin tekrar oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağı oluşturulurken geometrinin boyutuna, karmaşıklığına ve kritik olan bölgelere dikkat edilmesi gerekmektedir. Büyük boyutta ve karmaşık bir yapıya sahip geometrilere çözüm ağı oluşturulurken daha çok elemana ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca ısı

transferi gerçekleşen yüzeylerde ısı sınır tabakada gerçekleşen olayları çözebilecek kadar küçük elemanların çözüm ağında bulunması gerekmektedir.

Belirtilen özelliklere uygun çözüm ağı için, ısı sınır tabakayı çözümlerken plakaları temsil eden yüzeylerde prizmatik katmanlardan (inflation layer) oluşan sık bir çözüm ağı kullanılmıştır. Prizmatik katmanlar, yapısal olmayan yüzey elemanlarının belirlenen ilk katmanın yüksekliğine ve sonraki katmanların yüksekliklerinin hesaplanmasında kullanılan büyüme oranına göre uzatılmasıyla elde edilmektedir. Akış hacminde prizmatik elemanların üstüne dört yüzlü elemanların belirli oranda büyüterek eklenmesiyle bütün geometriyi ifade edecek biçimde çözüm ağı oluşturulmuş olur. Şekil 2.5(a)'da oluşturulan çözüm ağının genel görünüşü, Şekil 2.5(b)'de plaka yüzeyindeki çözüm ağının kırmızıyla işaretlenen bölümünün yakından görünüşü verilmiştir.



Şekil 2.5. Çözüm Ağı a) Genel görünüş, b) Yüzeydeki çözüm ağı

Çözüm ağının yapısı elde edilen sonuçları doğrudan etkilemektedir. Yapılan analizlerin çözüm ağından bağımsızlaştırılmasının sonuçları “Bölüm 3.3. Çözüm Ağı Çalışması” bölümünde anlatılmıştır.

## 2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi

### 2.3.1. Kontrol Hacmi ve Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

HAD metodunda kullanılan geometri, çözüm ağı yardımıyla elemanlardan oluşan kontrol hacimlerine bölünür. Elemanların köşelerine düğüm noktaları denir ve akışkan özellikleri ile çözüm değişkenleri olan kütle, momentum ve enerji gibi değişkenler bu noktalarda tutulur [50].

Geometri kartezyen koordinatlara göre bölünmeye uygun olduğundan, kartezyen koordinatlardaki kütle, momentum ve skaler bir değişken ( $\varphi$ ) için korunum denklemleri sırasıyla Denklem 2.1, 2.2 ve 2.3’de kartezyen tensör formda verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.1)$$

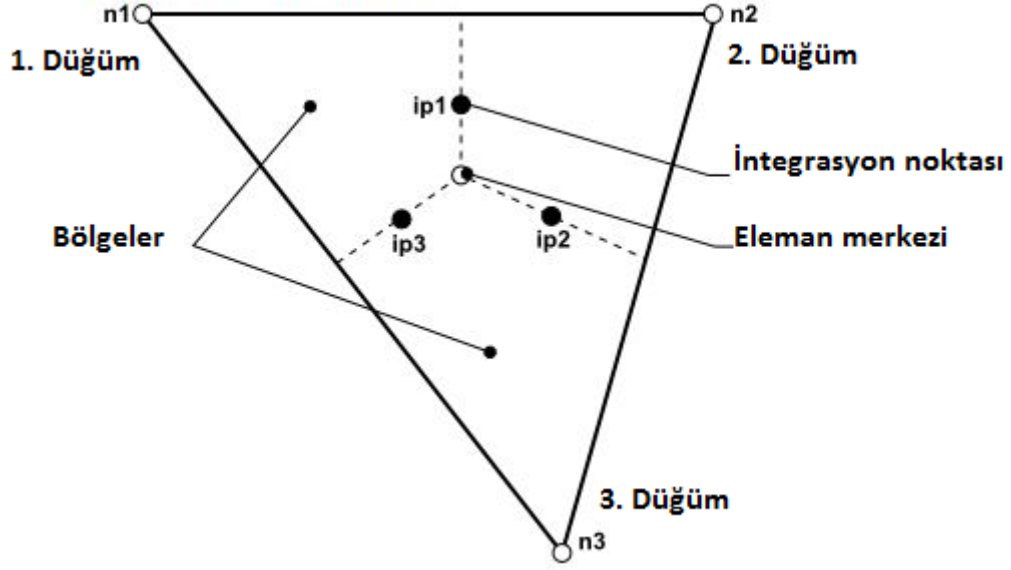
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\varphi \quad (2.3)$$

Şekil 2.6’da kontrol hacminin görsel bir tanımı yapılmış ve denklemlerdeki bölgelerin kolay anlaşılır olması için iki boyutlu üçgen bir eleman için noktalar ve bölgeler gösterilmiştir. Denklem 2.3’ün kontrol hacminin zamanla deforme olmadığı durumlarda yüzey integrasyonu ile Denklem 2.4 elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV \quad (2.4)$$

Denklem 2.4’de integral sınırlarındaki  $V$  hacmi,  $S$  yüzeyi,  $dn_j$  terimi de yüzeyden dışarı doğru olan normalini göstermektedir. Hacim integralleri değişkenin üretimini veya birikimini, yüzey integralleri ise akıların toplamını ifade etmektedir.



Şekil 2.6 Kontrol hacmi olarak kullanılan çözüm ağı elemanı [50]

Denklem 2.4'deki hacim integralleri, kontrol hacmindeki her bir bölge için ayrıklaştırılıp daha sonra toplanmaktadır. Yüzey integralleri ise bölgelerdeki her yüzeyin merkezinde bulunan integrasyon noktaları ( $ip$ ) için ayrıklaştırılıp komşu kontrol hacimlerine dağıtılmaktadır. Yüzey integrallerinin komşu kontrol hacimlerinde birbirine eşit ve ters işaretli olmasıyla değişkenlerin lokal olarak korunması sağlanmaktadır. Denklem 2.4'ün ayrıklaştırılmasıyla Denklem 2.5 elde edilmektedir.

$$V \left( \frac{\rho\varphi - \rho^o \varphi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} + \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\varphi} V \quad (2.5)$$

Denklem 2.5'deki  $V$  kontrol hacmini,  $\Delta t$  zaman adımını,  $\Delta n_j$  ayrıklaştırılmış yüzey normalini,  $^o$  üst indisi ise zaman adımındaki eski zamanı göstermektedir.

### 2.3.2. Sınır Koşulları

HAD çözücü olarak kullanılan CFX programında akışkanın giriş ve çıkış koşullarının yanı sıra duvarlar ve ısı transferinin gerçekleştiği ara plaka için sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Sınır koşullarının seçiminde öncelikle

CFX programının sağlam (robust) bir şekilde çalışacağı koşullar seçilmiş, daha sonra bu koşulların tam tersi uygulanarak seçimlerin doğruluğu gösterilmiştir [51].

Giriş Sınır Koşulu: Suyun girdiği sıcak ve soğuk taraf için giriş sınır koşulu olarak statik sıcaklıkta kütleli debi tanımlanmıştır.

Çıkış Sınır Koşulu: Suyun giriş-çıkış basınçları arasındaki farkın görülebilmesi için atmosfer basıncında çalışan, statik basıncın 0 kPa olduğu çıkış koşulu tanımlanmıştır.

Duvar Sınır Koşulu: Kaymaz, hareketsiz duvar sınır koşulu ile duvardaki hız sıfır olmakta, girişler ve çıkışlar dışındaki bütün yüzeylere tanımlanmıştır. Plakalı ısı değiştirgeçlerinin avantajlarından biri de izolasyona gerek kalmaksızın ısı kayıplarının çok az olmasıdır. Bu yüzden duvarlarda, ısı geçişine izin vermeyen adyabatik duvar sınır koşulu tanımlanmıştır.

Plakanın fiziksel olarak iki akış bölgesini ayıran katı olması gerekmektedir. Plakanın ince bir levha olmasından dolayı ısı transferine izin veren duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. İki akış bölgesi arasında kalan duvarlar, plakaya sanal olarak kalınlık ve malzeme atanmasıyla plakanın iki yüzeyini temsil etmektedir. İki farklı akışkan bölgesi arasında 0.45mm kalınlıklı ısı iletim katsayısı 16.2 W/m.K olan paslanmaz çelikten sanal plaka tanımlanmıştır. İnce malzemedeki kaymaz duvar olarak sınır koşulu tanımlanmıştır, böylece malzemenin ısı iletim direncini program otomatik olarak hesaplamaktadır[50].

Sınır koşulları ve sayısal değerleri Çizelge 2.1’de tanımlanmıştır [49].

Çizelge 2.1 Sınır koşulları

Yüzey	Sınır Koşulu	Değer
Sıcak Giriş	Kütlesel debi, Sabit sıcaklık	0,03 kg/s – 0,24 kg/s 65 °C
Sıcak Çıkış	Statik Basınç	0 atm
Soğuk Giriş	Kütlesel debi, Sabit sıcaklık	0,03 kg/s – 0,24 kg/s 20 °C
Soğuk Çıkış	Statik Basınç	0 atm
Duvar	Kaymaz duvar	Pürüzsüz yüzey
Plaka	İnce malzeme, Kaymaz duvar	0,45mm Çelik Pürüzsüz yüzey

### 2.3.3. Türbülans Modelleri

Plakalı ısı değiştirgeçlerinin yüksek ısıl performansa sahip olmasının en önemli nedenlerinden biri düşük Reynolds sayılarında türbülanslı akış oluşmasına olanak vermesidir [6-18,35-30]. Yapılan HAD çalışmalarında türbülansın tam anlamıyla çözülmesine imkan verebilecek fiziksel bir yapı olmamasından dolayı, istatistiksel olarak türbülansın akışa olan etkileri, deneysel bir süreçten geçerek, modellenmiştir. Her türbülans modelinin daha uyumlu olduğu fiziksel bir olay vardır, bu nedenle bütün fiziksel olaylarda en doğru sonucu veren tek bir türbülans modeli yoktur. Yapılan HAD analizlerinde türbülansın modellenmesi gerektiği ve C-PID uygulaması için en doğru sonucu verecek olan türbülans modelinin seçilmesi için literatürden faydalanılarak beş farklı türbülans modeli denenmiş ve sonuçları “Bölüm 3.2. Türbülans Modeli Çalışmaları” bölümünde verilmiştir.

Analizlerde ortalamalı-Reynolds yaklaşımıyla elde edilen  $k-\epsilon$  ve  $k-\omega$  standart türbülans modelleri ve bu modellerin geliştirilmiş halleri olan RNG  $k-\epsilon$ , EARSM  $k-\epsilon$  ve SST  $k-\omega$  türbülans modelleri kullanılmıştır. Ortalamalı-Reynolds yaklaşımında değişkenler zamana göre ortalama ve bu ortalama değerden sapma şeklinde ikiye

ayrılır. Kullanılan süreklilik, momentum ve enerji korunumu denklemleri sırasıyla Denklem 2.6, 2.7 ve 2.8’de verilmiştir. Momentum denklemindeki  $S_M$  terimi dış etkenlerden kaynaklanan kuvvetleri temsil etmektedir. Enerji denklemindeki  $S_E$  terimi dış kuvvetlerin yaptığı işi temsil etmektedir [50,51].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla_p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (2.7.a)$$

denklemdaki  $\tau$  moleküler gerilme tensörünü göstermektedir.

$$\tau = \mu \left( \nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (2.7.b)$$

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \tau) + \mathbf{U} \cdot S_M + S_E \quad (2.8.a)$$

denklemda  $h_{tot}$  toplam entalpiyi göstermektedir.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (2.8.b)$$

Denklemlerdeki değişkenlerin ortalama ve sapma olarak ikiye ayrılıp ortalaması alınarak orijinal denklemlerde yerlerine konulmasıyla elde edilen, ortalama-Reynolds yaklaşımında kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla Denklem 2.9, 2.10 ve 2.11’da verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j h_{tot})}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mathbf{U}_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \end{aligned} \quad (2.11.a)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k \quad \text{ve} \quad k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad (2.11.b)$$

Denklemlerde ortalama terimler üzerindeki bar kaldırılmış, sadece sapmaların çarpım halinde olması durumunda ortalamalarını ifade etmek için bar kullanılmıştır.

Denklem 2.10 ile 2.7.a kıyaslandığında moleküler gerilme tensörünün,  $\tau$ , yanında türbülans akısını içeren  $\rho \overline{u_i u_j}$  Reynolds gerilme terimini içermektedir. Reynolds gerilme terimi, türbülanslı hız çalkantılarının akışın karışmasındaki etkisinin moleküler seviyedeki ısıl sapmaların etkisinden daha yüksek olduğunu göstermektedir. Yüksek Reynolds sayılarında türbülanslı hız sapmalarının ortalama serbest yoldan daha fazla olmasıyla türbülans akısının moleküler seviyedeki akıdan çok daha büyük olduğu ortaya çıkmaktadır. Denklem 2.11.a ile 2.8.a kıyaslandığında enerji denkleminde fazladan türbülans akısı  $\rho \overline{u_i h}$  teriminin eklendiği görülmektedir. Ayrıca enerji denklemindeki  $\frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$  terim viskoz işi temsil etmektedir. Denklem 2.11.b'de verilen toplam entalpide Denklem 2.8.b'den farklı olarak türbülans kinetik enerjisi,  $k$ , toplam entalpiye eklenmiştir.

Türbülansın tahmin edilmesinde türbülans kinetik enerjisi,  $k$ , ve türbülansın doğasına özgü yitim,  $\varepsilon$ , veya türbülans frekansı,  $\omega$ , kullanılarak farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir.

Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeli: Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeli en çok bilinen ve ticari HAD kodlarında en çok kullanılan türbülans modelidir. Güvenilir ve kararlı olması açısından tercih edilmektedir. Genel akış problemlerinde iyi tahminlerde bulunsa da sınır tabaka kopmalarında, dönel hareketli akışta, kıvrımlı yüzeyler üzerindeki akışta ve ortalama gerinim oranındaki ani değişikliklere sahip akışlarda doğru sonuçlar vermediği için kullanılması tavsiye edilmez [51].

Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modelinde Denklem 2.9'de tanımlanan süreklilik denklemini aynen kalırken yeniden tanımlanan momentum denklemini Denklem 2.12'de verilmiştir[50].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2.12.a)$$

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}, \quad \mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \text{ve} \quad \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.12.b)$$



Denklem 2.12.b’de verilen  $p'$  modifiye edilmiş basıncı simgelemektedir ve son terim hızda ıraksamaya neden olduğu için genel olarak ihmal edilmektedir ancak bu durum sadece sıkıştırılamaz akışlar için doğrudur. Denklem 2.12.b’de  $\mu_{\text{eff}}$ , etkin viskozite teriminin tanımı ifade edilmiştir. Etkin viskozitede türbülans etkisini içeren türbülans viskozitesi,  $\mu_t$ , bulunmaktadır.

Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan enerji denkleminin türbülans etkilerini içeren yeniden tanımlanmış hali Denklem 2.13’de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{U}_j h_{\text{tot}})}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mathbf{U}_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \end{aligned} \quad (2.13)$$

Türbülans kinetik enerji,  $k$ , ve türbülans yitimi,  $\varepsilon$ , Denklem 2.14’da verilen diferansiyel taşınım denklemlerinde hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{U}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (2.14.a)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{U}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (2.14.b)$$

Viskoz kuvvetlere bağlı olarak türbülans üretimi,  $P_k$ , boyansi üretimi,  $P_{kb}$ , boyansi üretimi ve yitimi,  $P_{\varepsilon b}$ , terimlerinin tanımı Denklem 2.15’de verilmiştir.

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial \mathbf{U}_k}{\partial x_k} \left( 3\mu_t \frac{\partial \mathbf{U}_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (2.15.a)$$

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \mathbf{g}_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad \text{ve} \quad P_{\varepsilon b} = C_3 \cdot \max(0, P_{kb}) \quad (2.15.b)$$

Denklem 2.15.a’da verilen türbülans üretiminin tanımındaki  $\partial \mathbf{U}_k / \partial x_k$  terimi sıkıştırılabilir akışlarda oluşan çok yüksek hız farkları, şok dalgaları gibi, durumlarının dışında sıkıştırılamaz akışlar için çok küçük olduğundan bu terimle çarpım halinde olan denklemin sağ taraftaki ikinci yarısının etkisi ihmal edilecek düzeydedir. Denklemlerde kullanılan sabitler Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$C_3$	$\sigma_p$
Değer	0,09	1,44	1,92	1	1,3	1	1

Yeniden normalleştirme grubu (Renormalization Group-RNG)  $k-\varepsilon$  türbülans modeli:

RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modeli Navier-Stokes denklemlerinde matematiksel bir teknik olan RNG metodu kullanılarak çıkarılmıştır. RNG metodunda düşük Reynolds sayılarındaki akışın etkisi de göz önüne alınırken standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde yüksek Reynolds sayılarındaki akış geçerlidir. Bu nedenle RNG  $k-\varepsilon$ , standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinden daha çok akış çeşidinde güvenilir ve doğru sonuçlar vermektedir[51].

RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde, standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelindeki Denklem 2.14.b'de verilen yitim denklemi yerine Denklem 2.16'de verilen denklem kullanılmaktadır. Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modeliyle kıyaslandığında  $k$  ve  $\varepsilon$  denklemlerinde doğruluğu artırmak için denklem sabitleri farklıdır, Çizelge 2.8'de sabit katsayılar ve değerleri verilmiştir. Ayrıca  $\varepsilon$  denkleminde  $C_{\varepsilon 1}$  sabiti yerine Denklem 2.17'de tanımlanan  $C_{\varepsilon 1RNG}$  fonksiyonu kullanılmaktadır[50].

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1RNG} P_k - C_{\varepsilon 2RNG} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1RNG} P_{\varepsilon b}) \quad (2.16)$$

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1.42 - f_\eta \quad f_\eta = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{4.38})}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)} \quad \eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}} \quad (2.17)$$

Çizelge 2.3 RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$C_{\mu RNG}$	$C_{\varepsilon 1 RNG}$	$C_{\varepsilon 2 RNG}$	$\sigma_k RNG$	$\sigma_\varepsilon RNG$	$\beta_{RNG}$
Değer	0,085	1,42 $-f_\eta$	1,68	0,7179	0,7179	0,012

Açık Cebirsel Reynolds Gerilme modeli (Explicit Algebraic Reynolds Stress model - EARSM) k-ε türbülans modeli: EARSM türbülans modeli, standart k-ε türbülans modelinin teoride ikincil ve kıvrımlı akım çizgisine sahip akışları ve dönel sistemleri daha iyi tahmin edebilmek için genişletilmiş bir versiyonudur. Ancak çok sayıda değişken içermesi ve yüksek hesaplama maliyeti nedeniyle pratikte iki denklemlilik türbülans modellerine kıyasla üstün bir yanı olmadığı görülmüştür[51].

Standart k-ε türbülans modelinin Denklem 2.12.a'da tanımlanan momentum denklemi yerine Denklem 2.18.a'de verilen momentum denklemi kullanılmıştır. İki denklem arasındaki fark Denklem 2.18.b'de verilmiş olan değiştirilmiş basınç teriminin,  $p''$ , türbülansın etkisinden kaynaklı terimler içermemesidir[50].

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] = - \frac{\partial P''}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_{M_i} \quad (2.18.a)$$

$$P'' = P + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (2.18.b)$$

Standart k-ε türbülans modelinde Reynolds gerilme terimi momentum denkleminde çözülürken, EARSM türbülans modelinde altı Reynolds gerilmesi için Denklem 2.19'de verilen diferansiyel denklem çözülmektedir.

$$\frac{\partial \rho \overline{u_i u_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \overline{u_i u_j}) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \delta_{kl} \mu + C_s \frac{k}{\varepsilon} \overline{u_k u_l} \right) \frac{\partial \rho \overline{u_i u_j}}{\partial x_l} \right] = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (2.19)$$

Denklem 2.19'deki kesme türbülans üretimi,  $P_{ij}$ , ve boyansi türbülans üretimi,  $P_{ij,b}$ , terimleri Denklem 2.20'deki gibi hesaplanmaktadır.  $\Phi_{ij}$  terimi, basınç-gerinim korelasyonudur.

$$P_{ij} = - \rho \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \rho \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (2.20.a)$$

$$P_{ij,b} = B_{ij} - C_{buo} \left( B_{ij} - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij} \right), B_{ij} = g_i b_j + g_j b_i \text{ ve}$$

$$b_i = - \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2.20.b)$$

Türbülans yitiminin çözümü için gerekli olan eşitlik Denklem 2.21’de verilmiştir. EARSM türbülans modelindeki denklemlerde kullanılan sabit katsayılar ve değerleri Çizelge 2.4’de verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \epsilon) =$$

$$\frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{\epsilon b}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon RS}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] \quad (2.21)$$

Çizelge 2.4 EARSM türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$C_{\mu RS}$	$\sigma_{\epsilon RS}$	$C_S$	$C_\epsilon$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$
Değer	0,1152	1,1	0,22	0,18	1,45	1,9

Wilcox  $k-\omega$  türbülans modeli: Wilcox  $k-\omega$  türbülans modeli, kinetik enerji,  $k$ , ve türbülans frekansı,  $\omega$ , cinsinden momentum denkleminin modellenmesiyle düşük Reynolds sayılarında duvar kenarında daha iyi bir modelleme elde edilmiştir. Türbülans viskozitenin tanımı Denklem 2.22’de verilmiştir [50].

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.22)$$

Türbülans kinetik enerjisi,  $k$ , Denklem 2.23’den, türbülans frekansı,  $\omega$ , Denklem 2.24’den hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (2.24)$$

Türbülans üretim terimi,  $P_k$ , standart  $k-\epsilon$  türbülans modelindeki gibi Denklem 2.15.a’dan hesaplanmaktadır. Boyansi türbülans üretim terimi,  $P_{kb}$ , ve boyansi üretimi

ve yitimi,  $P_{eb}$ , terimleri Denklem 2.15.b'deki eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır. Wilcox modelindeki ekstra boyansi üretimi,  $P_{ob}$ , terimi ise Denklem 2.25'den, bilinmeyen Reynolds gerilme tensörü Denklem 2.26'den hesaplanmaktadır.

$$P_{ob} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1)C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb}) \quad (2.25)$$

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.26)$$

Wilcox  $k-\omega$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar ve değerleri Çizelge 2.5'de verilmiştir.

Çizelge 2.5 Wilcox  $k-\omega$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$\alpha$	$\beta$	$\beta'$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$
Değer	5/9	0,075	0,09	2	2

Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport-SST)  $k-\omega$  türbülans modeli: SST  $k-\omega$  türbülans modeli ters basınç etkisi altında akıştaki kopmaları hesaplarırken ve düşük Reynolds sayılarında duvar kenarı için fazladan iyileştirme fonksiyonuna ihtiyaç duymadan yüksek doğruluğa sahip olduğundan sınır tabaka analizleri için tavsiye edilmektedir. SST  $k-\omega$  türbülans modelinde Wilcox türbülans modelindeki  $k$  ve  $\omega$  denklemleri ile standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelindeki  $k$  ve  $\varepsilon$  denklemlerinin dönüştürülmüş halleri geçiş fonksiyonlarıyla birbirleriyle ilişkilendirilmiş, böylece her iki türbülans modeli ailesinin avantajlı olduğu yerlerde, duvar kenarlarında Wilcox  $k-\omega$  ve serbest akış bölgesinde standart  $k-\varepsilon$ , etkin olması sağlanmıştır. Türbülans viskozite terimi Wilcox  $k-\omega$  türbülans modelindekinden farklı olarak Denklem 2.27'deki gibi tanımlanmıştır[50,51].

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.27)$$

Wilcox  $k$  ve  $\omega$  denklemleri Denklem 2.28'de, standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelindeki dönüştürülmüş  $k$  ve  $\varepsilon$  denklemleri Denklem 2.29'de verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2.28.a)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (2.28.b)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k 2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2.29.a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (2.29.b)$$

Denklem 2.28'deki  $k$ ,  $\omega$  denklemleri  $F_1$  fonksiyonuyla, Denklem 2.29'deki dönüştürülmüş  $k$ ,  $\varepsilon$  denklemleri  $(1-F_1)$  fonksiyonuyla çarpılıp boyansi terimi eklendiğinde Denklem 2.30'deki denklemler elde edilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k 3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (2.30.a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (2.30.b)$$

Denklem 2.30'deki üçüncül katsayılar,  $\sigma_{\omega 3}$  gibi, Denklem 2.31'da verilen fonksiyonla elde edilmektedir, fonksiyondaki  $\Phi$ , herhangi bir değişkeni simgelemektedir. Her katsayının değeri Çizelge 2.6'da verilmiştir,  $\beta'$  katsayısının değeri 0,09 olarak sabittir.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (2.31)$$

Çizelge 2.6 SST  $k$ - $\omega$  türbülans modelinde kullanılan katsayılar

Sabit Katsayı	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\sigma_{k1}$	$\sigma_{k2}$	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$
Değer	5/9	0,44	0,075	0,0828	2	1	2	1/0,856

Denklem 2.31’da kullanılan  $F_1$  ve Denklem 2.27’de kullanılan  $F_2$  fonksiyonları Denklem 2.32 ve 2.33’de verilmiştir. Denklemlerdeki  $y$  değişkeni en yakın duvara olan uzaklığı,  $\nu$  ise kinematik viskoziteyi göstermektedir.

$$F_1 = \tanh(\text{arg}_1^4) \quad \text{arg}_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \quad (2.32.a)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10} \right] \quad (2.32.b)$$

$$F_2 = \tanh(\text{arg}_2^2) \quad \text{arg}_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (2.33)$$

#### 2.3.4. Adveksiyon Şeması

HAD analizlerinde kullanılan süreklilik, momentum, enerji denklemleri yüksek çözünürlükte adveksiyon şeması, türbülans modeli denklemleri ise birinci dereceden upwind ayrıklaştırması kullanılarak çözülmüştür. Türbülans modellerinde birinci dereceden ayrıklaştırma kullanılarak sağlam (robust) bir çözüm elde edilmiştir.

#### 2.3.5. HAD çözücü program: CFX

Hazırlanan analizler CFX programı kullanılarak çözülmüştür. Analiz çözümleri için bir iş istasyonu ve öbek bilgisayar kullanılmıştır. Çizelge 2.7’de iş istasyonu ve öbek bilgisayarın teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2.7 İş istasyonu ve öbek bilgisayarın teknik özellikleri

	İşlemci	Yüklü Bellek	İşletim Sistemi	Çekirdek Sayısı	Analiz Süresi
İş İstasyonu	Intel (R) Xeon (R) CPU E5-1620 3.6 GHz	64 GB	Windows 7 64-bit	8	48 saat / 1 çekirdek
Öbek Bilgisayar			Linux	108	14 saat / 12 çekirdek

## 2.4. Ard İşleme

Yapılan analizlerin sonucunda ard işleme programı olan CFD-POST kullanılarak deneysel sonuçlarla kıyaslama yapılacak değerler elde edilmektedir [52,53]. Deneysel sonuçlarla kıyaslama işlemi Bölüm 3.3’de detaylı olarak anlatılmıştır. Bölüm 3.1’de anlatılan ısı ve hidrolik performansları değerlendirmek için hesaplanan statik sıcaklık ve statik basınç farkları CFD-POST programında giriş ve çıkış yüzeyleri üzerinden kütleli debi-ağırlıklı ortalamaları (mass flow average) hesaplatılarak bulunmuştur. CFD-POST programında kütleli debi-ağırlıklı ortalama komutu, hesaplanacak değişkenin çözüm ağındaki 2B yüzeydeki her bir elemandan geçen kütleli debi ile o elemandaki değişkenin değeri çarpılarak bütün yüzey için uygulanmasından sonra o yüzeydeki toplam kütleli debiye bölünmesiyle elde edilir [52]. Denklem 2.34’da kütleli debi-ağırlıklı ortalama (massFlowAve) komutunun matematiksel formülü verilmiştir.

$$massFlowAve(\Phi) = \sum (m \Phi) / \sum m \quad (2.34)$$

Denklem 2.34’da  $\Phi$  hesaplatılacak değişkeni,  $m$  kütleli debiyi göstermektedir. Yapılan analizler sonucunda sıcaklık basınç farklarını hesaplamak için oluşturulan örnek tablo ve komut Şekil 2.7’de, soğuk ve sıcak taraflar için sıcaklık farkını hesaplamak için kullanılan komut Denklem 2.35’de, basınç farkı için kullanılan komut ise Denklem 2.36’da verilmiştir. Giriş-çıkış (inlet-outlet) yüzeylerinin önüne sıcak veya soğuk (hot – cold) yazılarak hesaplanacak taraf için komutlar değiştirilir.

$$massFlowAve(Temperature)@ inlet - massFlowAve(Temperature)@ outlet \quad (2.35)$$

$$massFlowAve(Pressure)@ inlet - massFlowAve(Pressure)@ outlet \quad (2.36)$$

Şekil 2.7’deki C2 hücresindeki örnek komut, sıcak taraf için sıcaklık farkını göstermektedir.

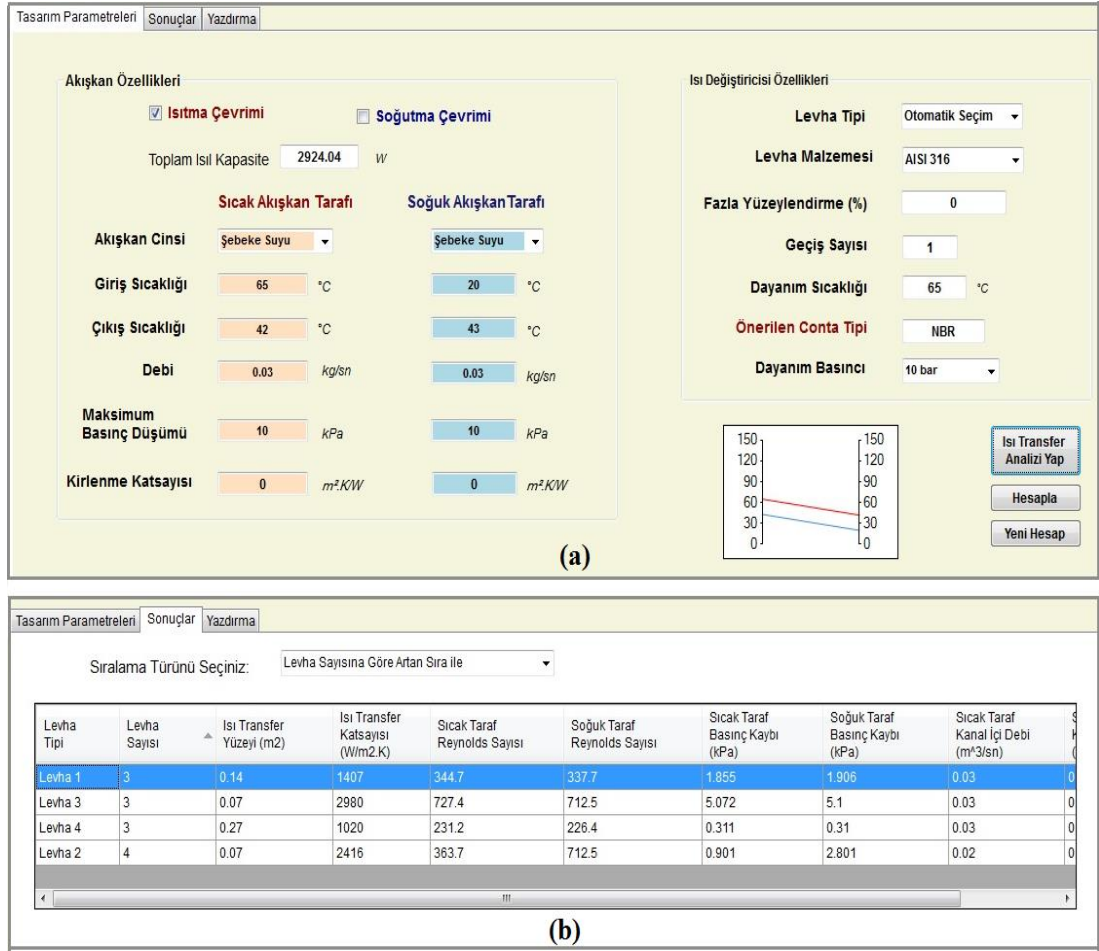


Insert: $\int$ Function $\sqrt{x}$ Expression $\times$ Variable $\square$ Location $C$ Constant $\mu^{\circ}$ Annotation						
<b>Table 1</b>						
C2		=massFlowAve(Temperature)@ hot_inlet - massFlowAve(Temperature)@ hot_outlet				
	A	B	C	D	E	F
1	Hot In	Hot Out	Hot Difference	Cold In	Cold Out	Cold Difference
2	338.15 [K]	322.48 [K]	15.67 [K]	293.15 [K]	308.83 [K]	15.68 [K]
3	4.85 [kPa]	0.00 [kPa]	4.84 [kPa]	4.83 [kPa]	0.00 [kPa]	4.83 [kPa]

Şekil 2.7 Hesaplamalarda kullanılan örnek tablo

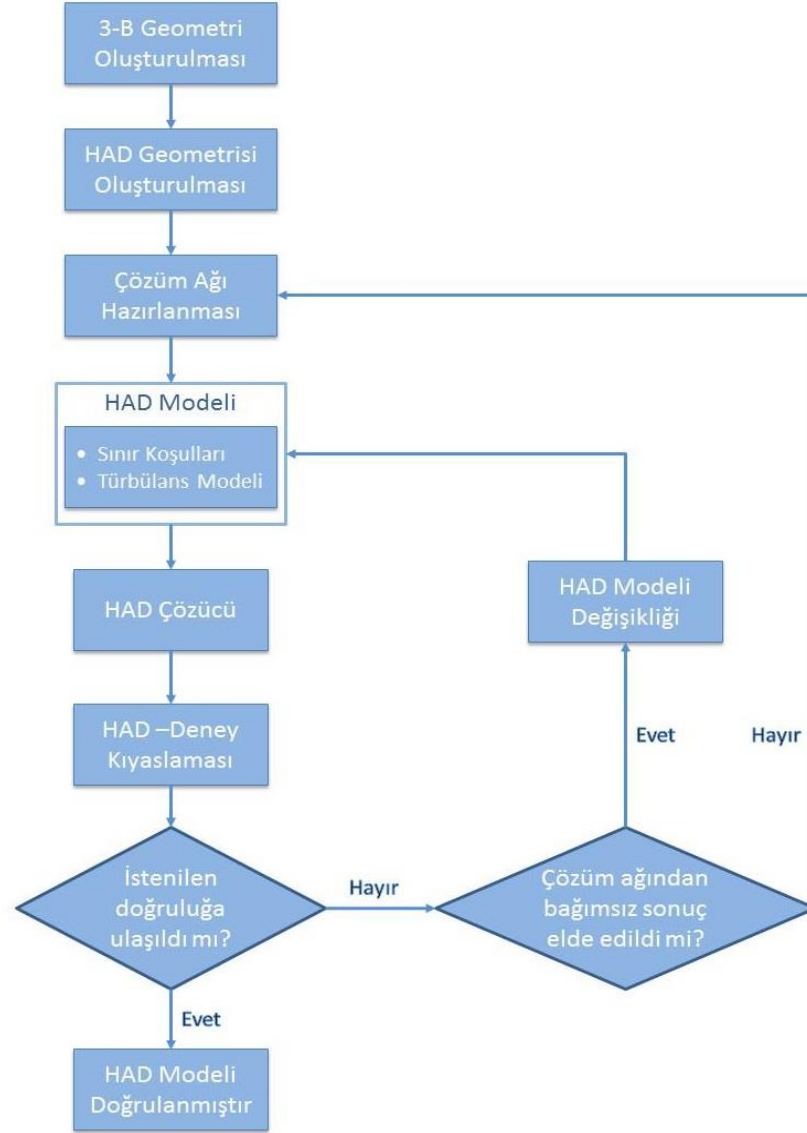
### 3. TİCARİ BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİ PLAKASININ ISIL VE HİDROLİK ANALİZİ

TOBB ETÜ’de devam eden Sanayi Bakanlığı-Santex ve Tübitak 1001 Araştırma projeleri kapsamında, ticari olarak kullanılan bir ısı değıştirgecinin ısı ve hidrolik performansı Gulenoglu vd. [6,45,54] tarafından yapılan çalışmalarda anlatıldığı gibi deneysel olarak, farklı plaka sayılarındaki ısı değıştirgeci setlerinde çok sayıda farklı koşullar altında deney yapılmasıyla elde edilmektedir. Deneysel çalışmanın yapılabilmesi için, Sanayi Bakanlığı-Santex projesi kapsamında kurulan deney düzeneğinde farklı boyutlardaki ve özelliklerdeki plakalı ısı değıştirgeçleri test edilebilmektedir. Ayrıca Tübitak 1001 projesi kapsamında deneysel çalışmalara ve deney düzeneğinin iyileştirilmesine devam edilmektedir. Deney düzeneği tasarımı, detaylı olarak Aktürk vd. [48,55] tarafından yapılan çalışmalarda anlatılmıştır. Performans değerlendirmesini boyutsuz sayılar cinsinden ifade etmek için sürtünme katsayısı,  $f$ , Nusselt sayısı,  $Nu$ , korelasyonları çıkarılmış ve daha sonra elde edilen sonuçların yeni ısı değıştirgeci tasarımında kullanılması için ise teorik hesaplama yönteminde literatürdekiler yerine yeni çıkarılan, plakaya özgü bu korelasyonlar kullanılarak Gulben vd. [44, 56] tarafından ETU-HEX adlı C-PID tasarım programı oluşturulmuştur. ETU-HEX programının tasarım ve sonuç sekmesi için arayüzü Şekil 3.1’de gösterilmektedir [57].



Şekil 3.1 ETU-HEX programı arayüzü a) Tasarım sekmesi, b) Sonuç sekmesi [57]

Deneysel performans değerlendirmesi uzun ve çok tekrar gerektiren bir süreç olduğundan HAD analizleri yardımıyla bu sürecin kısaltılması ve bilgisayar ortamında tasarlanan yeni plakaların üretim ve deneysel bir süreç gerektirmeden performans değerlendirmesinin yapılması amaçlanmaktadır. Ancak HAD analizlerinde Bölüm 2’de anlatıldığı gibi bir çok sayısal yaklaşım olduğu için, öncelikle HAD modelinin doğrulanması gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 3.2’de verilen akış şemasına uygun bir doğrulama sürecinden sonra HAD analizleri yardımıyla yapılan tahminlerin doğruluğundan söz edilebilmektedir [58].



Şekil 3.2 HAD metodu doğrulaması için kullanılan yöntemin akış şeması [58]

Şekil 3.2’de verilen şemada karar aşaması olarak kullanılan “İstenilen doğruluğa ulaşıldı mı?” basamağında, HAD sonucunda tahmin edilen ısı ve hidrolik performans ETU-HEX programından elde edilen sonuçlarla kıyaslanarak karar verilmektedir. Kıyaslama sonucunda istenilen doğruluk elde edilmezse öncelikle çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması, sonrasında türbülans modeli çalışması yapılması öngörülmüştür. Ancak çalışmalar devam ederken yapılan literatür taraması sonucunda türbülans modeline önce karar verilmiş, daha sonra çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmalarına geçilmiştir.

### **3.1. Isıl ve Hidrolik Performans Tahmini**

Isıl performans tahmini yapmak için giriş çıkış portları arasındaki sıcaklık farkları, Denklem 2.35’de tanımlanan kütsel debiyle orantılı ortalama sıcaklıklar hesaplanmaktadır. Deneysel süreçte ısıl performansın belirlenmesi için sıcaklık ölçümleri ısılıçiftler yardımıyla saniyede bir defa olmak üzere kayıt altına alınmakta ve durağan sıcaklıklar elde edildiğinde deney tamamlanmaktadır. Bu süreçte yapılan ölçümlerde akışkanın ısı değıştirgecine girmeden belirli bir mesafe önce statik sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Bu nedenle HAD analizlerinde de yapılan hesaplarda, aynı mesafede giriş çıkış yüzeyleri tanımlanmış ve bu yüzeylerdeki ortalama statik sıcaklıkların farkı hesaplanarak ısıl performans değlendirmesi yapılmıştır.

Deneysel süreçte hidrolik performans değlendirmesinde de ısıl performans değlendirmesine benzer bir yöntem basınç düşümü için yapılmaktadır. Isılıçiftlerle aynı düzlemde bulunan basınç fark ölçerlerin ölçüm uçlarından basınç düşümleri saniyede bir otomatik olarak kayıt altına alınamamakta, bunun yerine basınç fark ölçerlerden gözle 15 saniyede bir okunmaktadır. Gene basınç farkları durağan bir hale geldiğinde deney tamamlanmaktadır. Deneylerde basınç fark ölçerler statik basınç farkını ölçtüğü için HAD analizlerinde giriş çıkış yüzeylerindeki ortalama statik basınç farkları üzerinden hesaplanan basınç düşümü kullanılarak hidrolik performans değlendirmesi yapılmıştır. Ayrıca HAD analizlerinde statik ve toplam basınç farkının beklendiği gibi aynı olduğu görülmüştür.

### **3.2. Türbülans Modeli Çalışması**

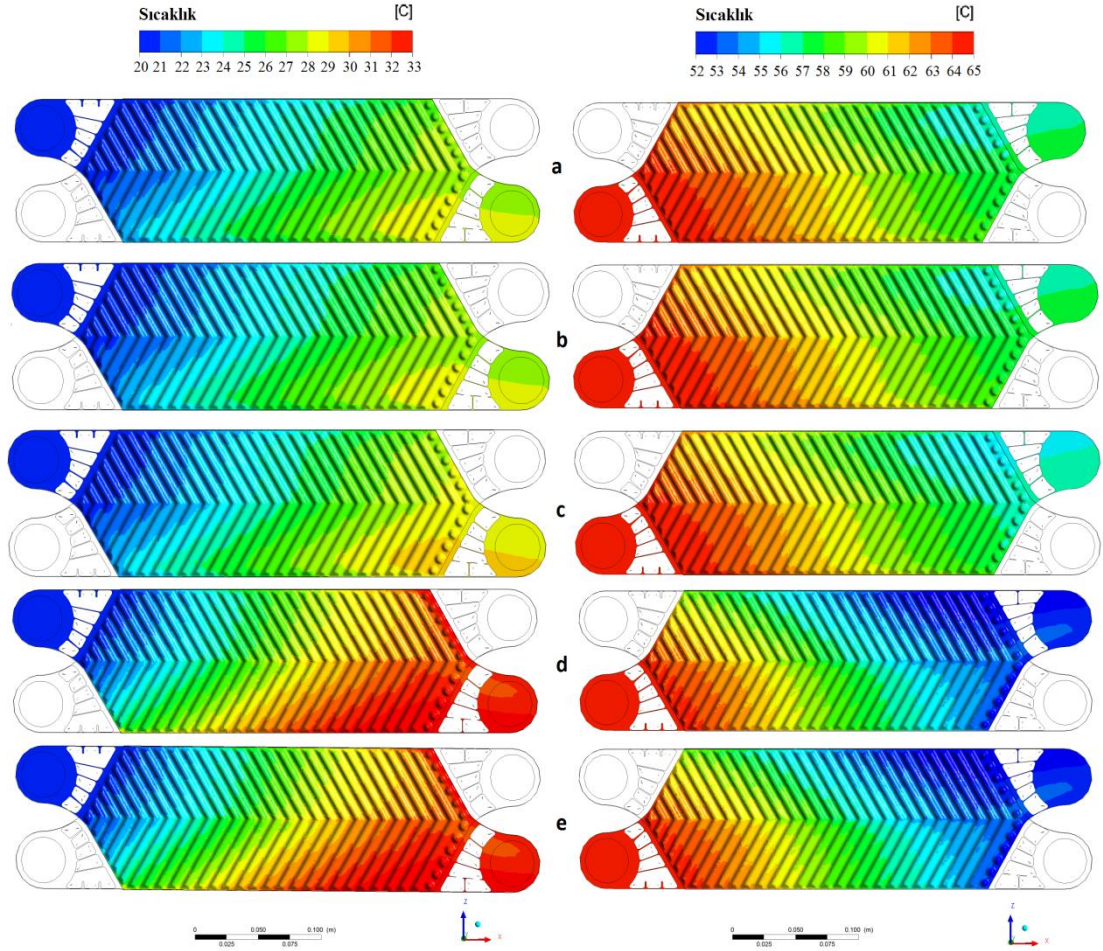
Şekil 3.2’de belirtilen akış şemasında öncelikle çözüm ağından bağımsızlaştırma, daha sonra türbülans modeli çalışması yapılması öngörülmüştür. Ancak yapılan literatür taraması sonucunda türbülans modelleriyle ilgili çok zengin çalışmalar bulunmasına karşın, çözüm ağı için yapılan çalışmalar hem sayıca daha az hem de içerik açısından bir çözüm ağını tanımlamada yetersiz kalacak düzeydedir. Bu nedenle çalışmalara öncelikle türbülans modelinin belirlenmesiyle başlanmıştır. Türbülans modeli çalışmasından elde edilen sayısal ve görsel sonuçlar Çizelge 3.1,

Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’de verilmiştir. Türbülans modeli çalışması 0,03 kg/s debi, 708 Re sayısı, için yapılmış ve analizlerde kullanılan ısı değiştirgecinin ETU-HEX programından elde edilen deneysel sonuçlarında 20,6°C sıcaklık farkı ve 2,8 kPa basınç düşümü olacağı görülmüştür.

Çizelge 3.1 Re=708 için türbülans modeli çalışmasında elde edilen sonuçlar

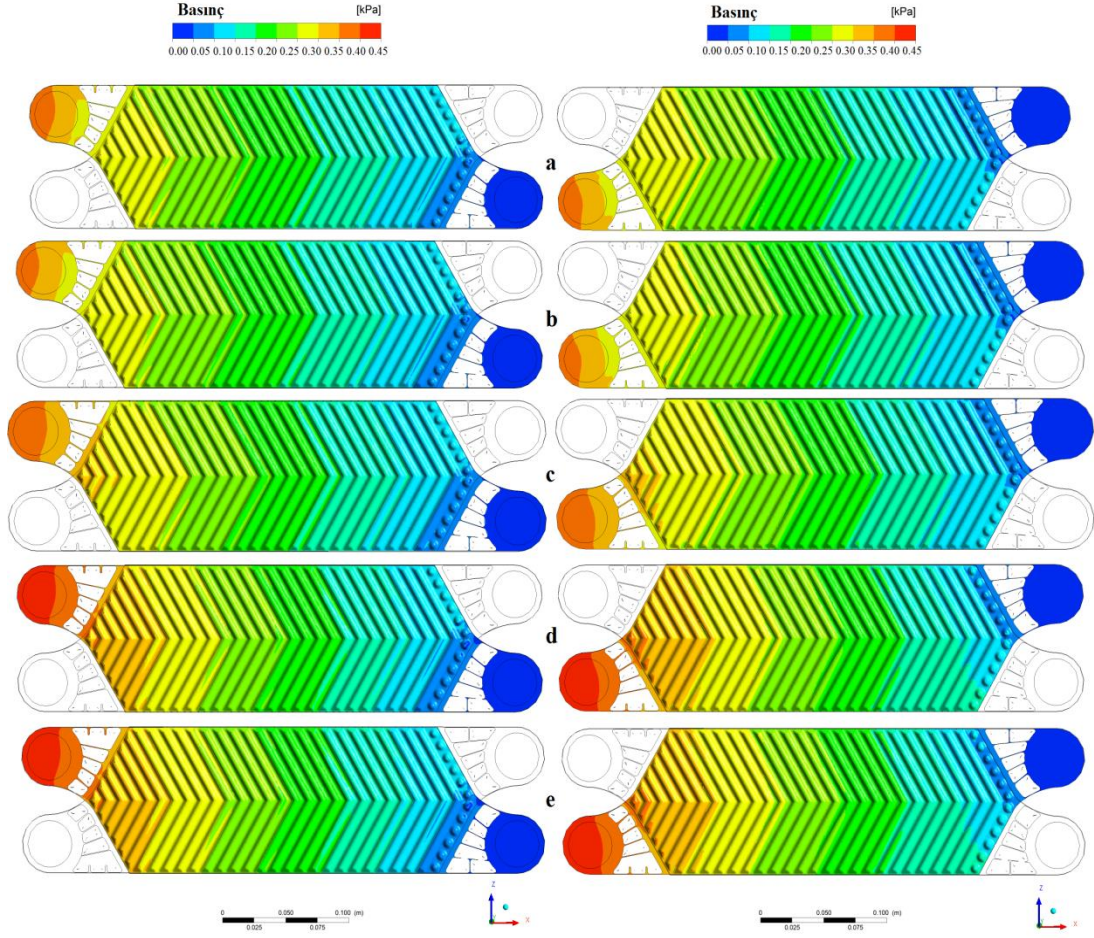
<b>Türbülans modeli</b>	<b><math>\Delta T</math> [°C]</b>	<b><math>\Delta P</math> [kPa]</b>
k- $\omega$	12,73	0,39
SST	12,73	0,39
k- $\epsilon$	8	0,32
RNG k- $\epsilon$	8,1	0,32
EARSM k- $\epsilon$	8,8	0,34

Çizelge 3.1’de verilen sayısal sonuçların sıcaklık dağılımı için konturları Şekil 3.3’de verilmiştir. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’de türbülans modellerinin arasındaki farkların net olarak görülmesi için soğuk ve sıcak taraf için limitler aynı tutulmuştur. Şekil 3.3’deki sıcaklık limitleri soğuk taraf için 20°C – 33°C iken sıcak taraf için 52°C – 65°C’dir. Şekil 3.4’de ise basınç limitleri gene soğuk ve sıcak taraf için aynı olacak şekilde 0 kPa – 0,45 kPa seçilmiştir.



Şekil 3.3 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) sıcaklık dağılımı a) k- $\epsilon$ , b) RNG k- $\epsilon$ , c) EARSM k- $\epsilon$ , d) k- $\omega$ , e) SST k- $\omega$

Çizelge 3.1’de görülen sayısal sonuçlar ve Şekil 3.3’de verilen sıcaklık dağılımları incelendiğinde, Bölüm 2.3.2’de anlatılan türbülans modellerinin genel karakteristiklerine uygun olarak k- $\omega$  ve k- $\epsilon$  türbülans modeli ailelerine özgü iki ana sonuç ortaya çıkmıştır. Standart k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$  ve EARSM k- $\epsilon$  türbülans modellerinde sıcaklık farkı değerleri beklenenden çok daha düşük tahmin edilmiştir. Standard k- $\omega$  ve SST k- $\omega$  türbülans modellerinde ise daha yüksek sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu durum, türbülans modeli ailelerinin genel yaklaşımları göz önüne alındığında beklenen bir sonuçtur. Ancak bütün türbülans modellerinde akışın genel yapısına uygun olarak sıcak tarafta giriş portundan çıkış portuna doğru kademeli olarak soğuma, soğuk tarafta da girişten çıkışa doğru kademeli olarak ısınma görülmektedir.



Şekil 3.4 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) basınç dağılımı a) k- $\epsilon$ , b) RNG k- $\epsilon$ , c) EARSM k- $\epsilon$ , d) k- $\omega$ , e) SST k- $\omega$

Şekil 3.4’de verilen basınç dağılım konturları incelendiğinde, sıcaklık dağılımında olduğu gibi iki ana sonucun ortaya çıktığı görülmektedir. Plaka baskı deseni olan kıvrımlarda ikincil akış olarak girdapların oluşması ve bu girdaplardan kaynaklanan basınç düşümlerini k- $\epsilon$  ile k- $\omega$  türbülans modeli ailelerinden k- $\omega$  türbülans modeli ailesinin daha iyi tahmin etmesi beklenmektedir ve elde edilen sonuçlar da bu yöndedir. Çünkü sınır tabakadaki akışkan hareketleri PID davranışında belirleyici rol oynamaktadır ve k- $\omega$  türbülans modeli ailesinin sınır tabaka çözümlerini daha iyi yaptığı bilinmektedir. Plaka kıvrımlarında oluşan ikincil akışların çözümünü daha iyi yapan SST k- $\omega$  türbülans modeli hem sıcaklık farkı açısından hem de basınç düşümü açısından daha doğru tahminler yapmıştır. Doğruluğun yanında hesaplama maliyeti de göz önünde bulundurulduğunda SST k- $\omega$  türbülans modelinin daha sonra yapılacak çalışmalarda kullanılmasına karar verilmiştir.



### 3.3. Çözüm Ağı Çalışması

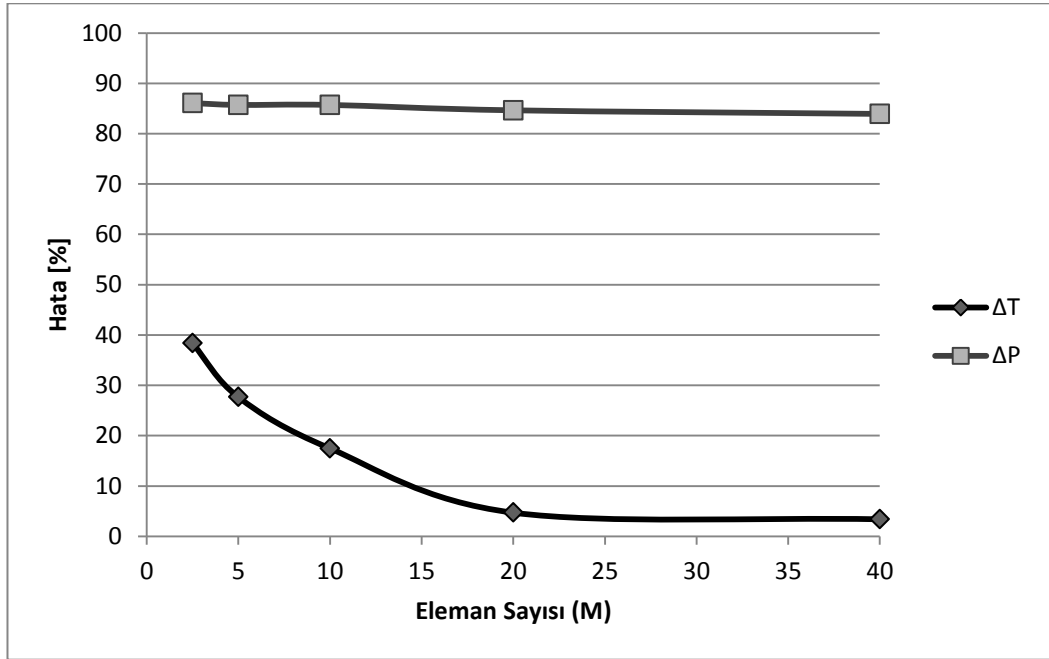
Türbülans modeli, yapılan çalışmalar sonucunda SST  $k-\omega$  türbülans modeli olarak belirlendikten sonra çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmalarına geçilmiştir. Yapılan çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmasında öncelikle eleman sayılarının artırılması öngörülmüş, daha sonra eleman sayısı kadar sınır tabakayı çözümleyebilmek adına duvar yüzeylerine prizmatik katmanların eklenmesi ve bu katmanların sonucunda elde edilen, boyutsuz eleman yüksekliği, ortalama  $y^+$  değerleri incelenerek sonuçların çözüm ağından bağımsızlaştırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmalarda, prizmatik katmanlar eklenmeden eleman sayısını sürekli iki katına çıkararak ilk elde edilen sonuçlar Çizelge 3.2’de verilmiştir. Çizelge 3.2’deki “M” sembolü milyonu göstermektedir, ilk çözüm ağı için 2,5 milyon eleman kullanılmış, eleman sayısı iki katına çıkarılarak 5 milyon, 10 milyon, 20 milyon ve 40 milyon eleman için sonuçlar elde edilmiştir. 20 milyon elemanlı çözüm ağı kullanılarak elde edilen sonuçlar, hesaplama maliyeti düşünüldüğünde 40 milyon elemanlı çözüm ağından elde edilen sonuçlara tercih edilmiştir. Türbülans modeli çalışmasında olduğu gibi, Çizelge 3.2’de verilen çalışmalarda da 708 Re sayısı, 0,03kg/s kütleli debi, için yapılan çalışmalardır ve bu debi için deneysel sıcaklık farkı daha önceden belirtildiği gibi 20,6°C, basınç düşümü de 2,8 kPa’dır. Bu çalışmalar sırasında eleman sayısı arttıkça sıcaklık farkındaki hatanın düştüğü, basınç düşümünün ise eleman sayısının artmasına karşılık neredeyse aynı kaldığı görülmüştür. Bağıl hata tanımları Denklem 3.1’de verilmiş, bu tanıma bağlı olarak elde edilen hataların eleman sayısı ile değişimi Şekil 3.5’de verilmiştir.

$$e_{\Delta T} = \frac{|\Delta T_{HAD} - \Delta T_{deney}|}{\Delta T_{deney}} \times 100 \quad (3.1.a)$$

$$e_{\Delta P} = \frac{|\Delta P_{HAD} - \Delta P_{deney}|}{\Delta P_{deney}} \times 100 \quad (3.1.b)$$

Çizelge 3.2  $Re = 708$  için çözüm ağındaki eleman sayısının etkisinin incelenmesi

Eleman Sayısı	$\Delta T$ [°C]	$\Delta P$ [kPa]
2,5 M	12,7	0,39
5M	14,9	0,40
10M	17	0,40
20M	19,6	0,43
40M	19,9	0,44



Şekil 3.5 Sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağılı hatalarının eleman sayısı ile değişimi

Çözüm ağındaki eleman sayısının sürekli artırılmasına karşılık basınç düşümü değerlerinde bir farklılık olmaması, eleman sayısının yanı sıra ortalama  $y^+$  değerlerinin de göz önünde bulundurulmasını gerektirmiştir. Bu nedenle 20M ve 10M elemanlı çözüm ağlarında prizmatik katmanlar kullanılarak basınç düşümünde deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla yapılan  $y^+$  çalışması sonuçları Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3  $Re = 708$  için çözüm ağındaki ortalama  $y^+$  değerinin etkisi

Eleman Sayısı	$y^+$ değeri	$\Delta T$ [°C]	$\Delta P$ [kPa]
10M	5	17	0,40
	1	17,8	0,46
	0,5	27,2	0,6
20M	4,2	19,6	0,43
	0,01	22,1	1,17

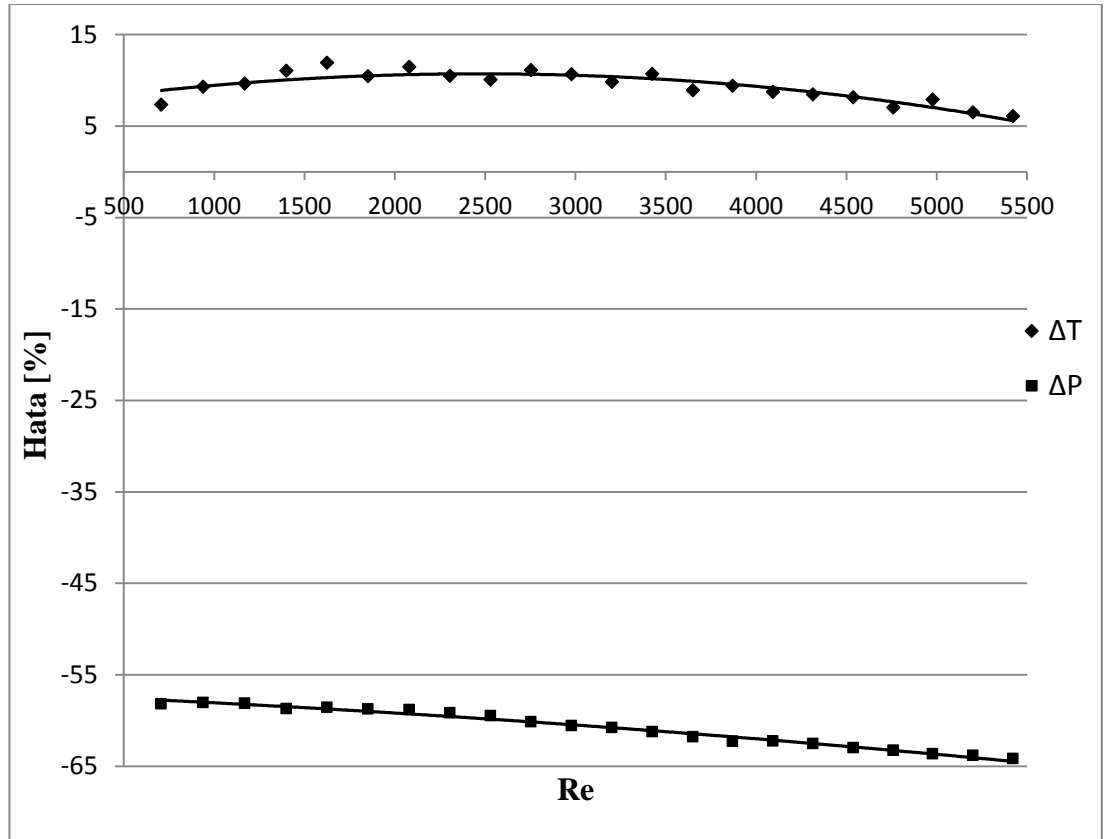
Yapılan çalışmalar sonucunda  $y^+$  değerinin küçülmesiyle basınç düşümünde artış olduğu görülmüştür. Ancak ısı performans tahmininde küçülen  $y^+$  değeri ile yapısal olmayan elemanlara geçişte çok büyük bir oran farkı bulunan 10M elemanlı çözüm ağında sayısal bir hata olarak sıcaklık farkları çok yükselmiştir. Bu nedenle  $y^+$  değerini küçültürken, yani duvar kenarlarındaki elemanların boyutunu küçültürken akış hacminin genelindeki elemanların da orantılı olarak küçülmesi gerektiği anlaşılmış ve 20M elemanlı çözüm ağı üzerinden çalışmalara devam edilmiştir. Ayrıca seçilen türbülans modelinin SST  $k-\omega$  türbülans modeli olması sayesinde duvar kenarlarındaki sık çözüm ağıyla beraber doğru sonuçlar alınmıştır, ancak aynı çalışmalar  $k-\varepsilon$  türbülans modeli ailesinden herhangi bir modelle tekrarlanmaya çalışıldığında çözüm ağıyla uyumsuzluk görülmüş ve programda nümerik olarak çözümlenemeyecek boyutta hatalar oluştuğu için analizler iraksamıştır.

#### 3.4. Deneysel Sonuçlarla Kıyaslama

ETU-HEX programında, deneysel süreç sonucunda elde edilen sürtünme katsayısı,  $f$ , ve Nusselt sayısı,  $Nu$ , korelasyonları kullanılarak HAD metodunda kullanılan üç plaka arasındaki iki akış hacmine sahip bir ısı değiştirgeci tasarlanmıştır. HAD metodunda kullanılan ısı değiştirgecinin deneysel sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerleri Şekil 3.1.b’de örnek olarak gösterilen ETU-HEX programının çıktısından elde edilmiştir. ETU-HEX programında tasarlanan ısı değiştirgeci için belirli bir debide, kirlenme olmadığı durumda elde edilebilen en yüksek sıcaklık farkı ile basınç düşümü değerleri HAD analizleri sonucunda elde edilen değerlerle

kıyaslanmaktadır. ETU-HEX programından elde edilen çıktılarda, belirlenen debilerdeki Reynolds sayıları da bulunmaktadır. Programda sıcaklığın termofiziksel özellikler üzerindeki etkisi göz önüne alınarak Re sayısı hesaplandığından, çalışmadaki Re sayıları programdan elde edilen değerlerdir. [44,56]

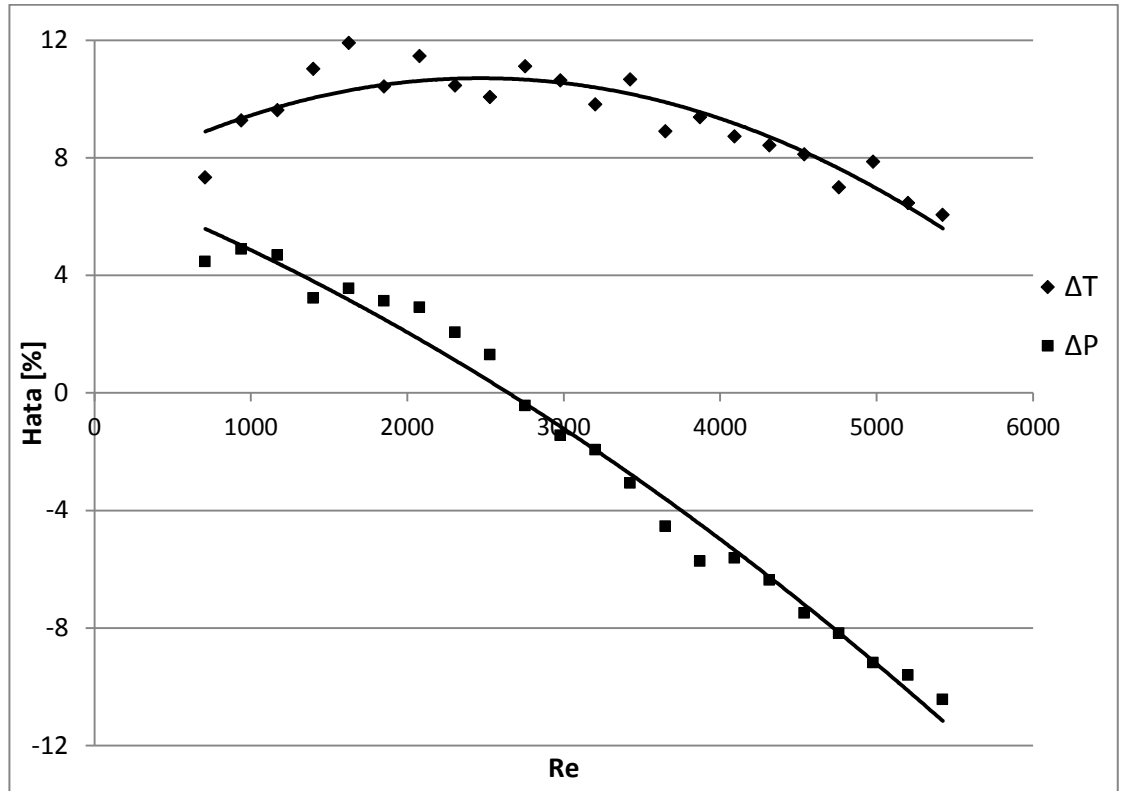
Yapılan çalışmada sıcaklık değerlerinin deneysel sonuçlara yakın çıktığı görülmektedir. Ancak yapılan bütün çözüm ağı ve türbülans modeli çalışmalarına rağmen basınç düşümü değerlerinin deneysel verilerle uyumsuz olduğu gözlemlenmiştir. HAD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerlerinin deneylerle kıyaslanmasıyla elde edilen bağıl hataları Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 Sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl hatalarının Re sayısı ile değişimi

Şekil 3.6'da görülen basınç düşümü değerlerinin ortalama hatası %60,8'dir. Hatalar incelendiğinde, deneysel basınç düşümü değerlerinin HAD analizleri sonucunda elde

edilen basınç düşümlerinin yaklaşık olarak 2,5 katı olduğu görülmüştür. Literatürde İsmail ve Velraj [28] tarafından yapılan çalışmada görülebileceği gibi, HAD yardımıyla yapılan tasarımlarda düzeltme katsayısı kullanılabileceği fikri öne sürülmüştür. Bu nedenle deneysel sonuçlarla yapılan kıyaslamada basınç düşümü değerlerinin 2,5 katı alınarak tekrar kıyaslama yoluna gidilmiştir.



Şekil 3.7 Sıcaklık farkı ve düzeltilmiş basınç düşümü bağıl hatalarının Re sayısı ile değişimi

HAD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık farkları ve düzeltilmiş basınç düşümlerinin Re sayısına bağlı olarak deneysel sonuçlardan ne kadar saptığı Şekil 3.7'de görülmektedir. Yapılan analizlerde kullanılan 0,03 kg/s - 0,24 kg/s debi aralığı, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de görülen 708-5420 Reynolds sayısı aralığına denk gelmektedir.

Denklem 3.1'deki bağıl hata tanımlarının kullanılmasına karşın mutlak değerler sadece ortalama bağıl hata hesaplanırken kullanılmış, onun dışında pozitif ve negatif bağıl hatalara fiziksel bir anlam yüklenmiştir. Sıcaklık değerlerinin sürekli pozitif olduğu görülmektedir, bu da HAD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık farklarının

deneysel farklardan fazla olduğu anlamına gelmektedir. HAD analizleri sonucunda sıcaklık farkı için en az %6, en fazla %11,1, ortalama olarak %9,3'lük bağıl hata değeri ortaya çıkmıştır. Re sayısı 2755'i geçtikten sonra sıcaklık farklarındaki hatanın azalan bir eğilim gösterdiği görülmektedir.

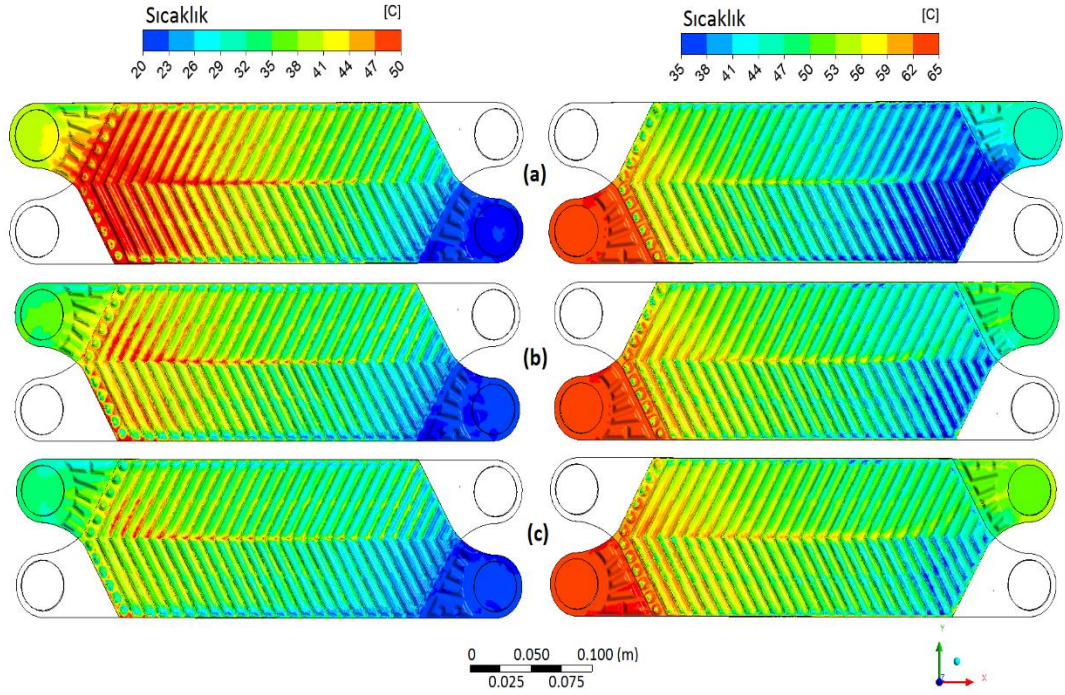
Basınç düşümü değerlerine bakıldığında ise Re sayısı arttıkça bağıl hatada azalan bir eğilim görülmektedir. Re sayısı 708 ile 2755 arasında iken HAD analizleri sonucunda deneysel sonuçlardan daha yüksek basınç düşümleri tahmin edilmiş, Re sayısı arttıkça tahmin edilen basınç düşümleri deneysel sonuçlardan daha düşük çıkmaya başlamıştır. Mutlak olarak bakıldığında basınç düşümü değerleri için en az %0,5, en fazla %10,4, ortalama olarak ise %4,7'lik bağıl hata ortaya çıkmıştır.

Yapılan HAD metodu doğrulamasında hataların en aza indirilmesine çalışılmıştır. Nümerik bütün yaklaşımlarda olduğu gibi hatalar sıfırlanamamış, ancak hatalarda genel bir eğilim olduğu görülmüştür. Bu nedenle hataları ifade edebilmek için ikinci dereceden eğilim çizgisi geçirilmiştir. Elde edilen fonksiyonlar Denklem 3.2'de verilmiştir.

$$\Delta T_{hata}(Re) = -6 \times 10^{-7} \times Re^2 + 0,003 \times Re + 7,14 \quad (3.2.a)$$

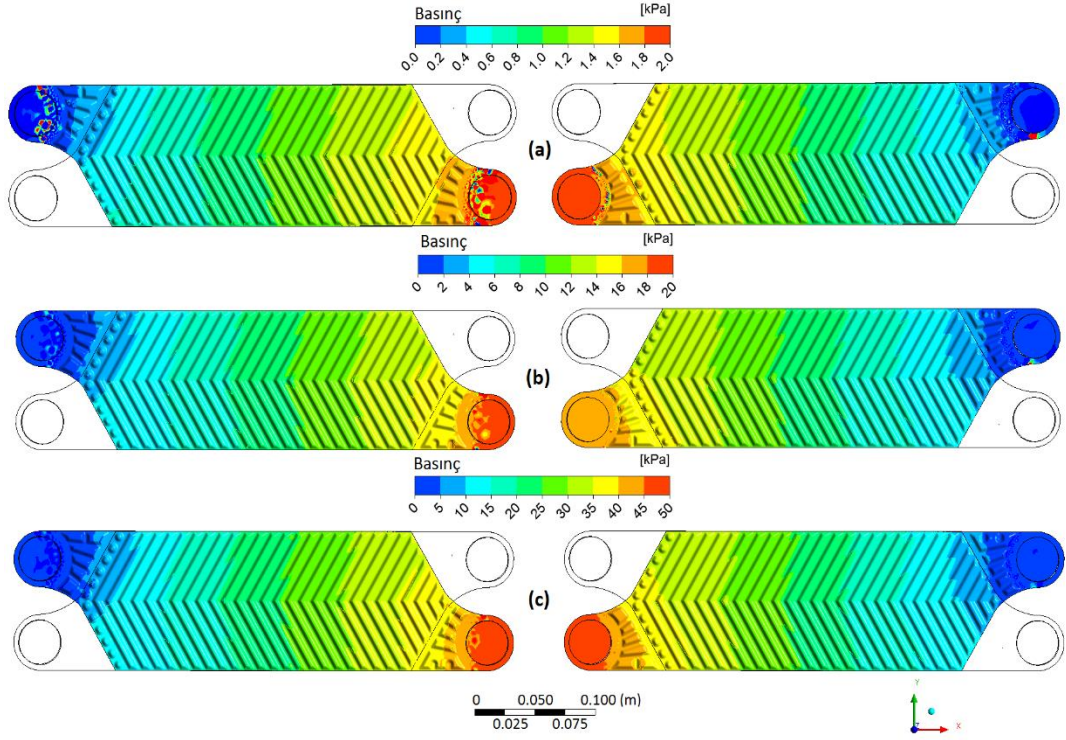
$$\Delta P_{hata}(Re) = -2 \times 10^{-7} \times Re^2 - 0,002 \times Re + 7,18 \quad (3.2.b)$$

HAD metodu doğrulaması için yapılan analizlerden üçü seçilerek plakanın sıcak ve soğuk kanallarla temas ettiği yüzeyleri için elde edilen sıcaklık ve basınç dağılımları Şekil 3.8. ve Şekil 3.9.'da verilmiştir. Yavaş akış için 0,04 kg/s (Re=940), orta hızdaki akış için 0,14 kg/s (Re=3200) ve hızlı akış için 0,24 kg/s (Re=5420) debileri örnek olarak seçilmiştir.



Şekil 3.8 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) sıcaklık dağılımı a)  $Re=940$ , b)  $Re=3200$ , c)  $Re=5420$

Sıcaklık dağılımları Şekil 3.8.'de sıcak kanal için sağda  $35^{\circ}\text{C}$  ile  $65^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkları arasında, soğuk kanal için solda  $20^{\circ}\text{C}$  ile  $50^{\circ}\text{C}$  arasında verilmiştir. Yapılan türbülans çalışması ve çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmalarından sonra, sıcaklık dağılımının genel karakteristiğinin aynı kaldığı görülmektedir. Çözüm ağı iyileştirildiğinde ısı transferi olmayan dağıtım kanalları bölgesinde portlardan giren ve çıkan akışkanın sıcaklığının neredeyse aynı kaldığı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ısı geçişi başladığı anda kanal içindeki akışkanın sıcaklığının değiştiği görülmektedir. Ayrıca, ısı geçişinin daha çok plakanın ortasında olduğu, kenarlara doğru gidildikçe ısınma/soğuma miktarının azaldığı görülmektedir. En etkin ısı geçişinin plakanın orta bölgesinde olduğu, hatta bu nedenle soğuk kanalda lokal olarak çıkıştaki ortalama sıcaklıktan daha yüksek sıcaklıklar, sıcak kanalda da çıkıştakinden daha düşük sıcaklıklar elde edilmiştir.



Şekil 3.9 Isı transferi gerçekleşen plakanın soğuk taraf (sol) ve sıcak taraf (sağ) basınç dağılımı a)  $Re=940$ , b)  $Re=3200$ , c)  $Re=5420$

Basınç düşümlerinin sıcak ve soğuk kanallarda aynı kalması, debilere göre çok değişmesinden dolayı, Şekil 3.9.'da yalnızca her  $Re$  sayısı için ayrı lejant kullanılmıştır. Şekil 3.9.'da elde edilen basınç dağılımları incelendiğinde Şekil 3.4'deki genel karakteristiğin aynı kaldığı, ancak daha iyi çözüm ağı sayesinde giriş-çıkış portlarında ve etrafında lokal olarak oluşan yüksek veya alçak basınçlar gözlemlenmiştir. Bu oluşumlar yavaş akışlarda daha belirgin bir biçimde ortaya çıkarken hızlı akışlarda çok daha düşük seviyelerde kalmaktadır.

Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen HAD analizleri sonuçlarının literatürdeki çalışmalara yakın hata değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Bu nedenle elde edilen metot kullanılarak C-PID tasarımında önemli etkilere sahip geometrik parametrelerin akışa etkisinin incelenmesi aşamasına geçilmiştir.

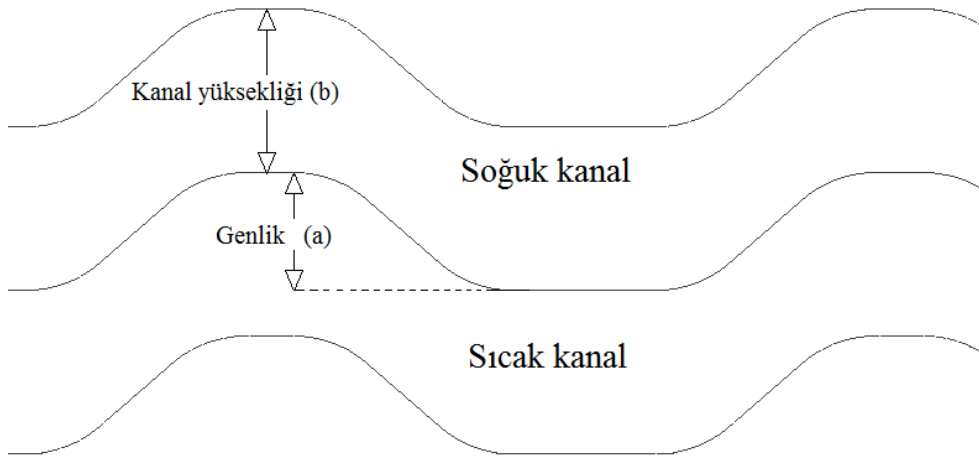


## 4. YENİ PLAKA TASARIMLARI

### 4.1. Akış Özelliklerine Etki Eden Geometrik Parametrelerin Belirlenmesi

Yapılan literatür taraması sonucunda kıvrım profilinin, kıvrım genliğinin (a), plakalar arası mesafenin (b), Chevron açısının ve dağıtım kanallarının C-PID'nin akış özelliklerini ve dolayısıyla ısı ve hidrolik performansını etkilediği görülmüştür [18-21,27-29]. Bu özellikler arasından seçilen kıvrım genliği, kanal yüksekliği ve dağıtım kanalları parametreleri, analizleri yapılmış olan ticari plakadan kontrollü bir şekilde değiştirilerek yeni plaka tasarımları yapılmıştır. Böylece her bir özelliğin akış üzerindeki etkileri “Bölüm 3.4. Deneysel Sonuçlarla Kıyaslama” bölümünde belirtilen 708-5420 Reynolds sayısı aralığının bütününde incelenmiştir.

Genlik ve yükseklik tanımlarının yapıldığı kıvrım profili Şekil 4.1’de verilmiştir. Ticari olarak kullanılan plaka; 2,76mm kanal yüksekliğine ve 2,5mm kıvrım genliğine, Şekil 2.1’de görülen geometrideki dağıtım kanallarına sahip olan bir plakadır. Her bir çalışma için ticari plakanın değiştirilen parametre dışındaki bütün özellikleri, hem geometrik olarak hem de HAD metodunda kullanılan çözüm ağı ve çözüm yöntemi olarak, aynı tutularak yapılan kıyaslamamanın anlamlı sonuçlar vermesi amaçlanmıştır.

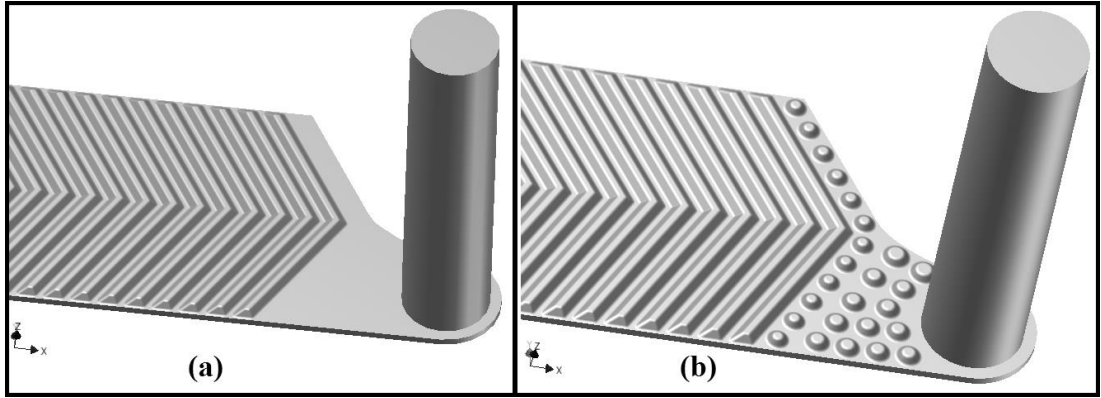


Şekil 4.1 Plaka kıvrım profili [49]

Yapılan çalışmalarda değiştirilen parametreler şöyledir;

- Kıvrım genliği: 2,0mm, 2,25mm, 2,75mm
- Kanal yüksekliği: 2,5mm, 3,0mm
- Dağıtım kanalı: kanalsız, yeni kanal

Kanalsız ve yeni kanallı geometrilerin dağıtım kanallarının yakından görünüşleri Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2 Plaka geometrileri a) Kanalsız (Plaka-7) b) Yeni dağıtım kanallı (Plaka-8)

Çalışmalarda kullanılan plakaların isimleri ve özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Çizelge 4.1’deki plakalar genlik ve yükseklik çalışmalarında kullanılan ticari plakayla aynı dağıtım kanallarına sahip plakalardır. Ayrıca dağıtım kanalı olmayan kanalsız geometri Plaka 7, yeni dağıtım kanallarına sahip geometri Plaka 8 olarak isimlendirilmiştir.

Çizelge 4.1 Plaka isimleri ve özellikleri

	Plaka-1	Plaka-2	Plaka-3	Plaka-4	Plaka-5	Plaka-6
Genlik [mm]	2,5	2,25	2,00	2,75	2,5	2,5
Yükseklik [mm]	2,76	2,76	2,76	2,76	2,50	3,00

Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerlerinin Plaka-1 ile kıyaslanması yapılmıştır. Bu nedenle Plaka-1 sonuçlarına göre Denklem 3.1’de verilen bağıl hata hesabına benzetilerek bir bağıl fark tanımı yapılmıştır.

$$\% \Delta T = \frac{\Delta T_{Plaka-i} - \Delta T_{Plaka-1}}{\Delta T_{Plaka-1}} \times 100 \quad (4.1.a)$$

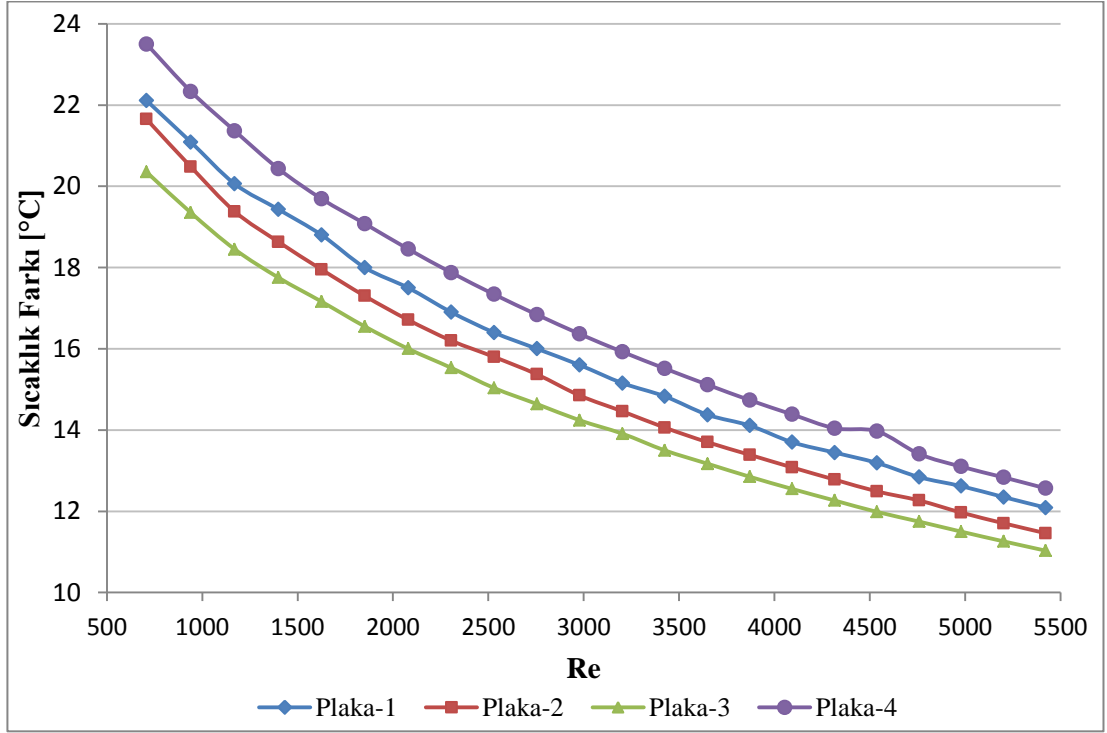
$$\% \Delta P = \frac{\Delta P_{Plaka-i} - \Delta P_{Plaka-1}}{\Delta P_{Plaka-1}} \times 100 \quad (4.1.b)$$

Bağıl fark tanımı yapılırken mutlak değer kullanılmamış, böylece kıyaslanan her bir plakanın orijinal olan Plaka-1’den daha iyi ve daha kötü olduğu bağıl farklara göre kolayca anlaşılmaktadır. Plaka-1’den daha iyi ısıl performansına sahip plakanın sıcaklık farkının bağıl değeri pozitif olurken, pozitif basınç düşümü bağıl farkına sahip plakanın hidrolik performansı daha düşük olmaktadır. Denklem 4.1’deki “*Plaka-i*” alt indisi, Çizelge 4.1’de ve Şekil 4.2’de tanımlanan, kıyaslanacak olan plakanın numarasını ifade etmektedir.

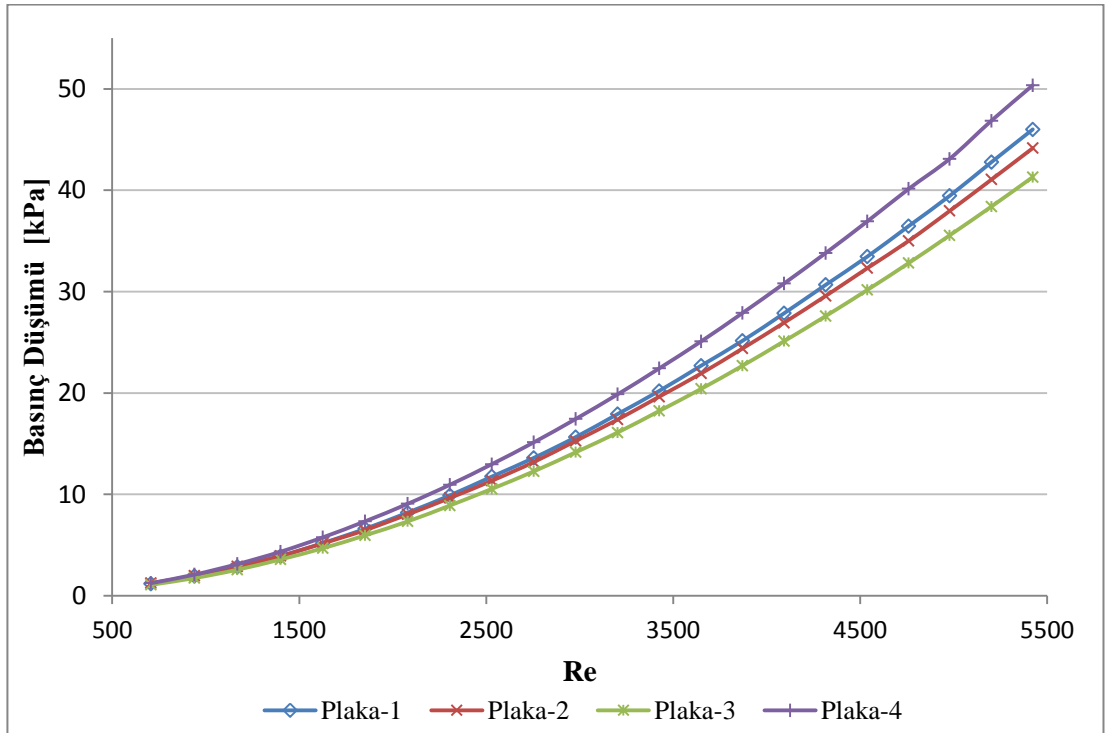
#### 4.2. Kıvrım Genliğinin Akışa Etkisi

Plakaların baskı desenlerinin akışa etkisi literatürde bir çok kez incelenmiş bir konudur [19]. Baskı desenleri akışta türbülans yaratacak şekilde kıvrımlı bir yapıya sahipken, aynı zamanda basınç düşümünü yani pompa gücünü düşürmeye yönelik çalışmalar da yapılmış ve bir çok kez HAD sonuçları birbirleriyle kıyaslanarak yeni tasarımların akış üzerine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmalarda, aynı kıvrım deseninin farklı genlikleri kullanılarak genliğin akış üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Bu nedenle Plaka-1’in kıvrım genliği 2,00mm’den 2,75mm’ye kadar değiştirilerek kıvrım genliğinin etkisi incelenmiştir. Genlik etkisi incelenirken geometride ve HAD metodunda başka hiçbir değişiklik yapılmamış, böylece sadece genliğin etkisinin görülmesi amaçlanmıştır [28].

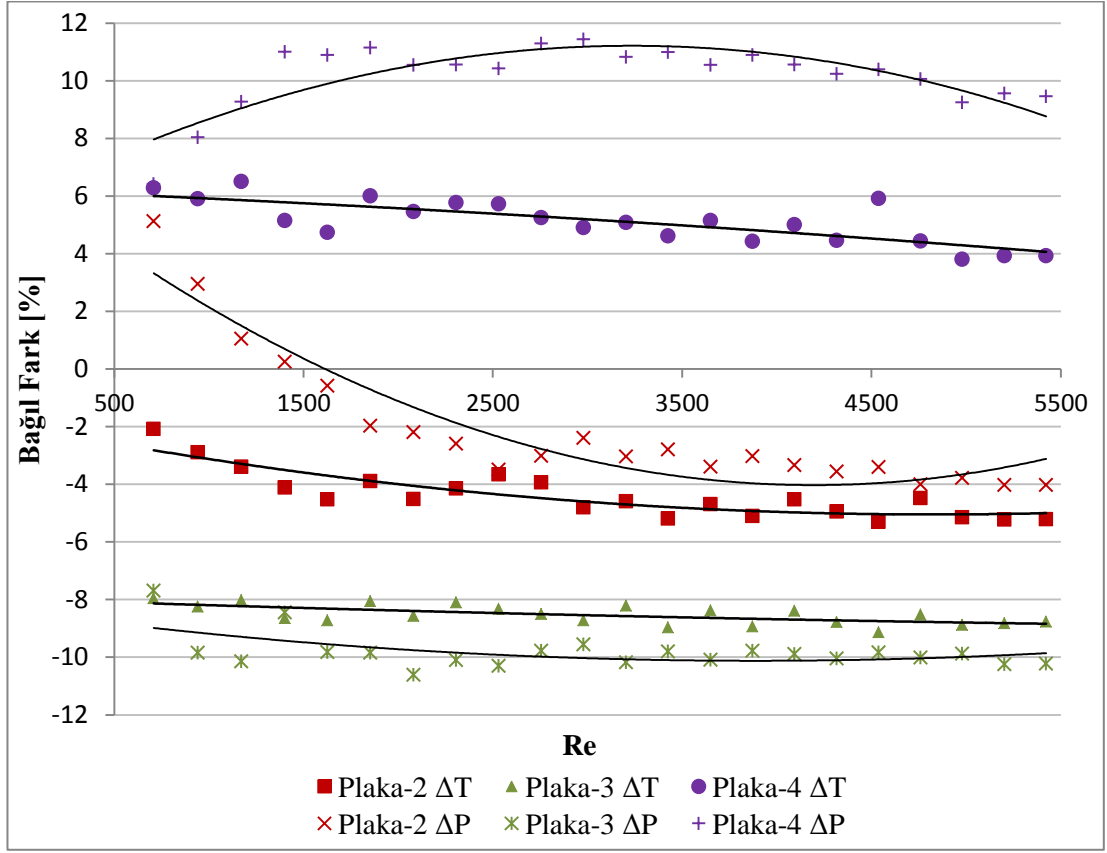
Farklı kıvrım genliğine sahip dört plakanın sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerlerinin Re sayısı ile değişimi Şekil 4.3 ve Şekil 4.4.’de, Plaka-1’e göre oluşan bağıl farkların eğilimleri Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.3 Kıvrım genliği etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.4 Kıvrım genliği etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.5 Kıvrım genliği etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 incelendiğinde, kıvrım genliğinin azalmasıyla ısı performansta ve basınç düşümü değerlerinde düşüş görülmektedir. Kıvrım deseni, akışın genel karakteristiğini etkileyerek girdapların oluşmasını sağlarken, daha küçük kıvrım genliklerinde oluşan girdaplar azalmakta ve genel olarak akışkan kanal boyunca daha düz bir yol izlemektedir. Girdapların oluşması türbülansı artırırken ısı performansına olumlu yönde etki etmekte, ancak basınç düşümü değerlerinin de artmasına, hidrolik performansta düşüğe neden olmaktadır. Genişletilmiş plaka alanının düz plaka alanına oranı, genişleme katsayısı,  $\phi$ , olarak tanımlanmaktadır. Plakaların kıvrım genliğinin değişmesiyle elde edilen yeni genişleme katsayıları Çizelge 4.2'de verilmiştir. Kıvrım deseni sayesinde türbülans oluşumunda artış sağlanırken plaka yüzeyinin kıvrımlarla genişlemesi sağlanarak etkin ısı transfer alanında artış sağlanmaktadır. Böylece, fiziksel olarak hacme sahip ısı değiştirgeçlerinden daha geniş ve etkin bir ısı transferi alanı elde edilerek daha yüksek verimlerde ısı transferi sağlanmaktadır.

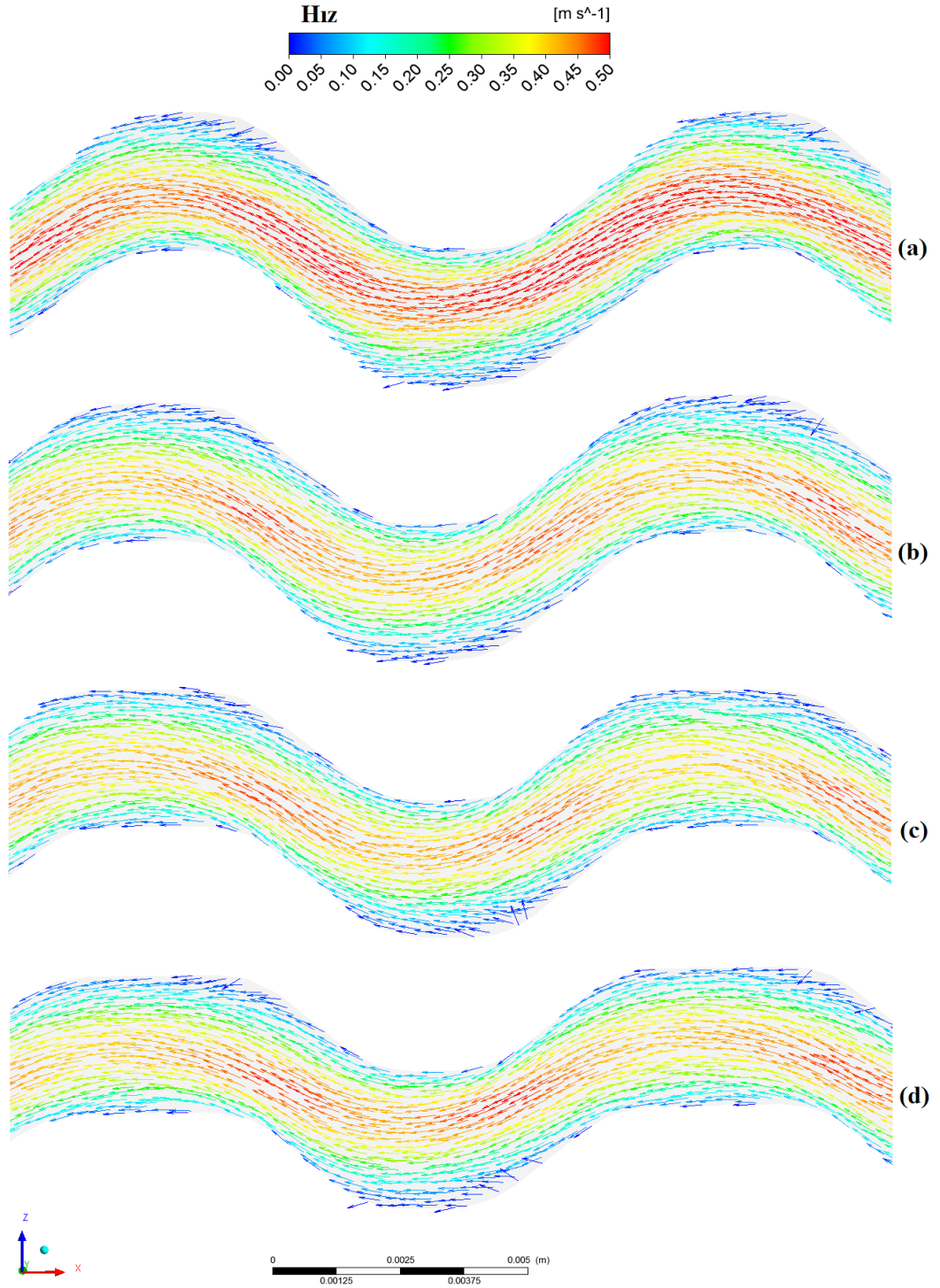
Çizelge 4.2 Kıvrım genliğinin etkisiyle değişen genişleme faktörleri

	$a$ (Dalga Genliği) [mm]	$\phi$ (Genişleme Katsayısı) [-]
Plaka-1	2,50	1,153
Plaka-2	2,25	1,134
Plaka-3	2,00	1,117
Plaka-4	2,75	1,17

Şekil 4.5. incelendiğinde Plaka-2'nin ısı performansını Plaka-1'den ortalama % 4,4 daha düşükken hidrolik olarak ortalama %2 oranında daha düşük basınç düşümüne sahiptir. Ancak basınç düşümünde Re sayısı 708 ile 1850 arasında iken sürekli bir düşüş görülürken, bu Re sayısından sonra Plaka-1'e kıyasla ortalama %3'lük daha düşük basınç düşümleri elde edilmiştir. Plaka-2'nin düşük Re sayılarında, özel olarak 708-1400 aralığında, beklenenin aksine Plaka-1'den daha yüksek basınç düşümlerine sahip olması Plaka-2'nin bu Re sayısı aralığında Plaka-1'den hem ısı hem de hidrolik olarak daha kötü bir performansa sahip olduğunu göstermektedir.

Plaka-3'ün ısı performansı, Plaka-1'e göre ortalama %8,4, basınç düşümü ise ortalama %9,7 daha düşüktür. Plaka-2 ile Plaka-1 arasında oluşan farklardan çok daha yüksek farklar Plaka-3'de elde edilmiştir. Bunun nedeni kıvrımlı geometrinin genliğinin büyük oranda azalmasıyla kanal içerisindeki hem ısı performansı hem de basınç düşümünü artırıcı girdapların oluşmasını tetikleyen kıvrım yapısının küçülmesidir.

Plaka-4, Plaka-1'den %5 oranında daha yüksek bir ısı performansına sahipken, basınç düşümü değerleri Re sayısı 708 ile 1400 arasında %6'dan %11'e yükselerek daha büyük Re sayılarında %11 ortalamasına sahiptir. Plaka-4'ün kıvrımın genliğinin artmasıyla beklendiği gibi ısı performansının arttığı, ancak ısı performansını artıran yapıların beklenenden daha fazla oranda basınç düşümüne neden olduğu söylenebilir.



Şekil 4.6 Sıcak kanal içindeki hız vektörleri a) Plaka-4 b) Plaka-1 c) Plaka-2  
d) Plaka-3

Şekil 4.6.'da en büyük genlikli Plaka-4'den en düşük genlikli Plaka-3'e kadar bütün plakaların sıcak kanal içindeki hız vektörleri 1850 Re sayısı için verilmiştir. Soğuk kanal içinde de aynı hız vektörü dağılımı gözlenmiştir. Plaka-1 ile Plaka-2

için hız dağılımlarının birbirine benzer olduğu ve aynı zamanda Şekil 4.5.'den de bu farkın çok az olduğu sayısal olarak görülmektedir. En büyük genlikli Plaka-4'ün en hızlı akış vektörlerine sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca Plaka-3'ün kıvrım genliklerinin uç kısımlarındaki hız vektörleri incelendiğinde, Plaka-4'e kıyasla yavaşlayan akışın çok daha dar bir kesimde kaldığı görülmektedir. Bu nedenle kıvrımlarda daha uzun süre kalan akışın Plaka-4'ün ısı performansını artırdığı söylenebilir. Ayrıca Plaka-4'ün yüksek basınç düşümü değerlerine sahip olmasının nedeni akışın iç bölgesinde hızlı bir profile, duvar kenarlarındaki sürtünmeli bölgenin de daha uzun olmasına dayanmaktadır.

Plaka-2 ile Plaka-4'de görülen benzer bir eğilim ise ısı transferi değerlerinin bütün Re sayısı aralığı boyunca aynı mertebede kalması, ancak basınç düşümü değerlerinin belli bir Re sayısı değerinden sonra aynı mertebedeki değerlere ulaşmasıdır. Düşük Re sayılarında elde edilen sonuçlar, yeni tasarlanan plakaların genel karakteristiğini yansıtmamaktadır. Bu nedenle sağlıklı bir kıyaslama yapmak için bütün Re sayısı aralığı boyunca analizlerin yapılması gereklidir, ayrıca özel Re sayısı aralıkları için plakalar arasında kıyaslama yapılırken bütün Re sayısı aralığı için sonuçlar elde edildiğinden istenilen aralıkta daha doğru sonuçlar elde edilebilmektedir.

### **4.3. Kanal Yüksekliğinin Akışa Etkisi**

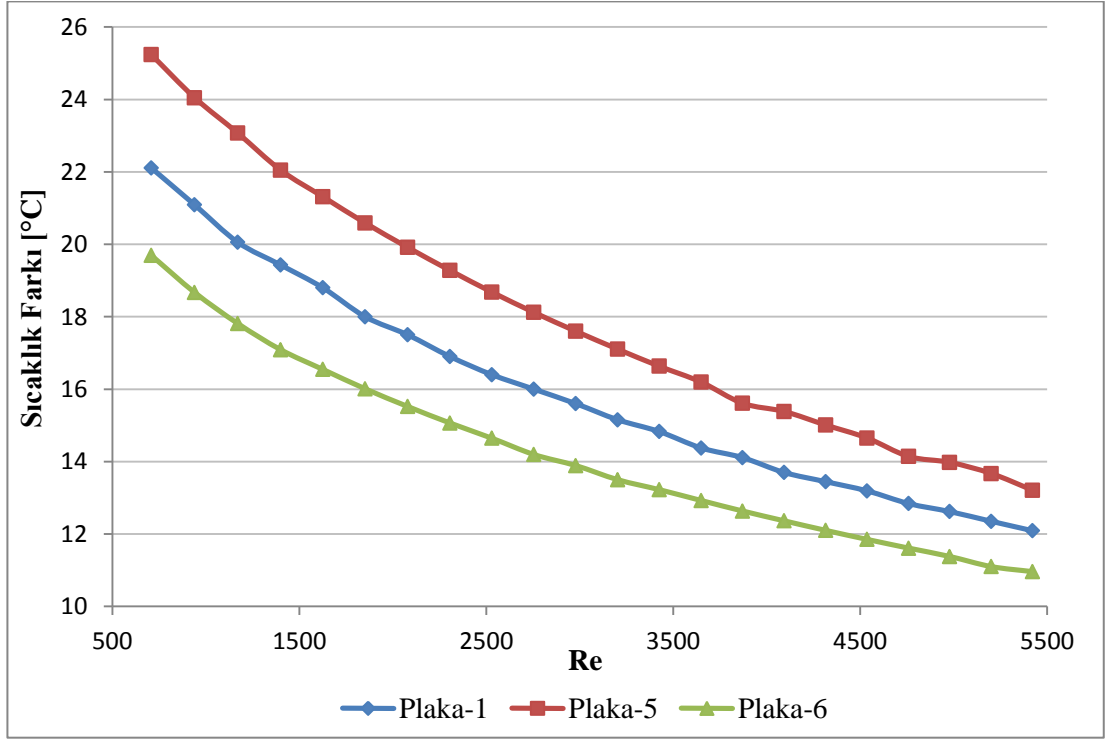
Plakalı ısı değiştirgeçlerinde plaka kıvrım genliğinin yanı sıra kanal yüksekliği de, ısı ve hidrolik performansı etkileyen önemli unsurlardan biridir. Aynı kıvrım desenine sahip plakalar arası mesafenin, kanal yüksekliğinin (b), değişmesiyle ısı ve hidrolik performansında etkilendiği bilinmektedir. Bu nedenle HAD analizleri yardımıyla ısı değiştirgecinin performansının nasıl etkilendiği literatürde incelenen konulardan biridir [21,28].

Yapılan çalışmada kanal yüksekliğinin ısı ve hidrolik performansa olan etkisini incelemek için Plaka-1 ile Çizelge 4.2'de tanımlanan 2,5mm sabit genlikte 2,5mm yüksekliğe sahip Plaka-5 ve 3,0mm yüksekliğe sahip Plaka-6 kıyaslanmıştır. Yapılan

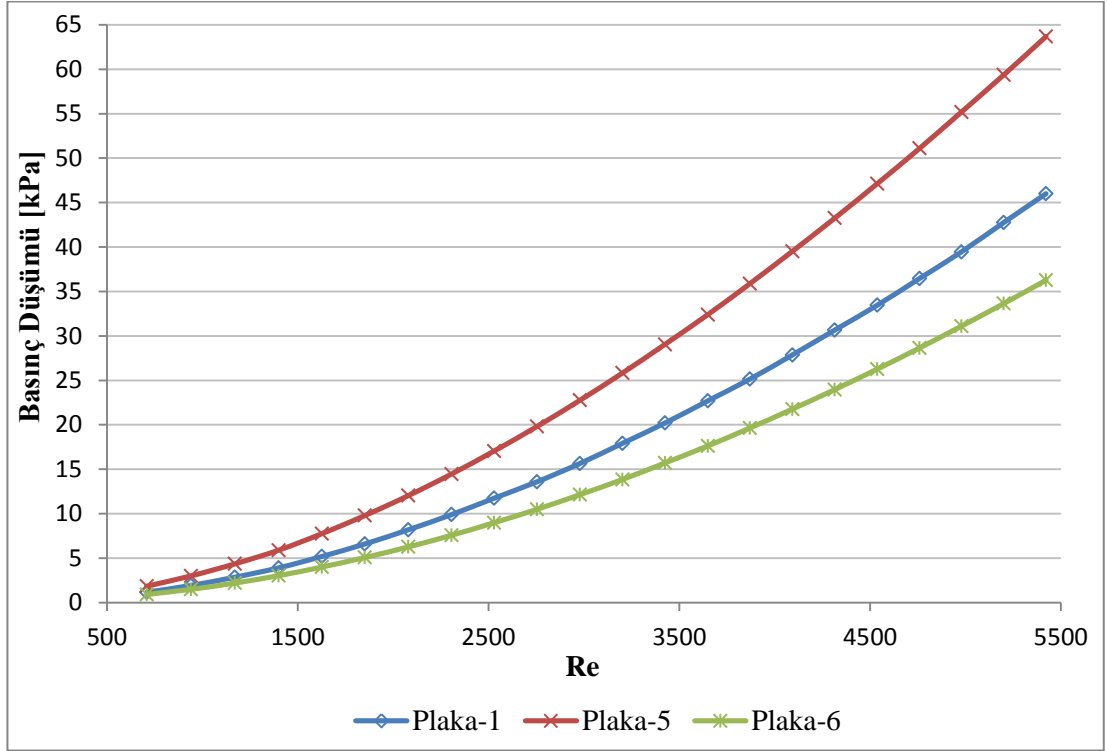


HAD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık farkları Şekil 4.7’de, basınç düşümü değerleri ise Şekil 4.8’de grafik olarak verilmiştir.

Kanal yüksekliğinin azalmasıyla daha dar bir alanda akmaya zorlanan akışın kıvrım deseninden daha fazla etkilenmesi beklenmektedir. Bölüm 4.2’de yapılan çalışmanın da ışığında , dar bir kanalda kıvrım deseni sayesinde oluşan, ısı transferine ve basınç düşümüne artırıcı etki yapan girdapların akış üzerinde daha etkili olacağı tahmin edilmektedir.



Şekil 4.7 Kanal yüksekliği etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi

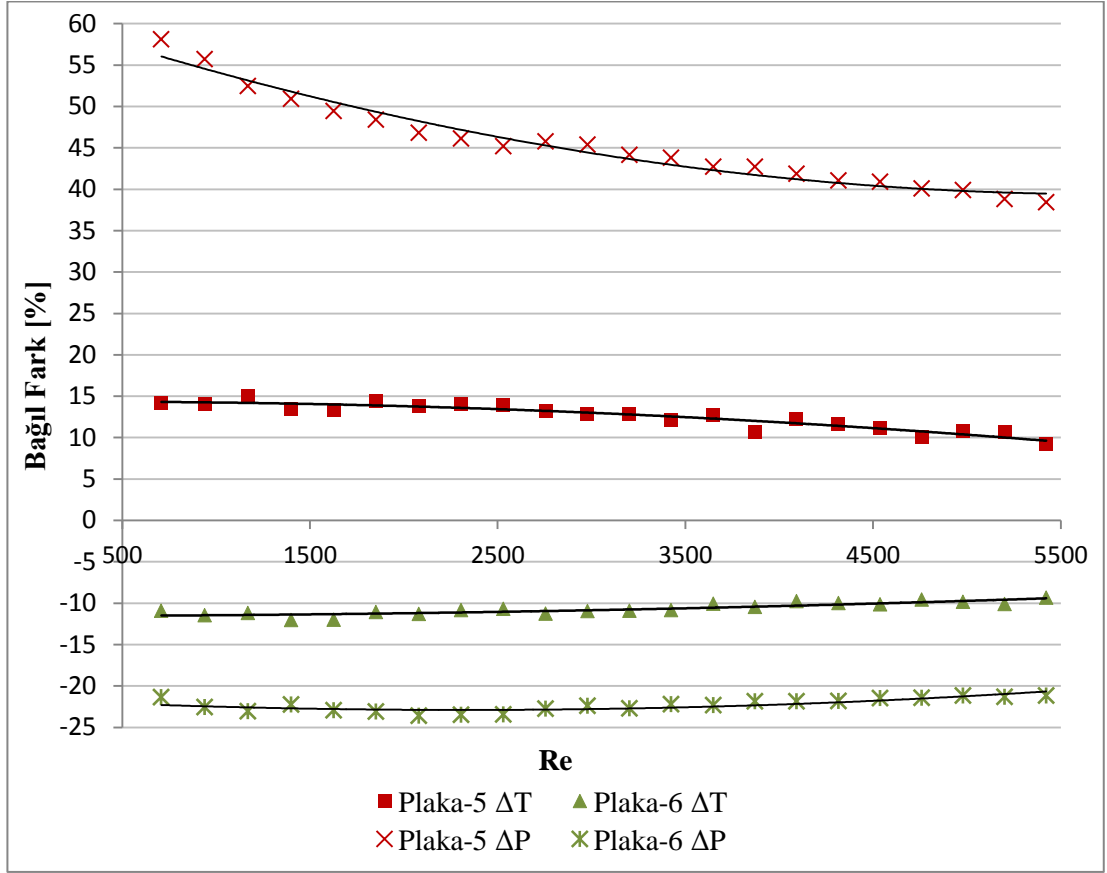


Şekil 4.8 Kanal yüksekliği etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilen grafikler incelendiğinde, hem basınç düşümü hem de sıcaklık farkı değerlerinde kanal yüksekliğinin azalmasıyla artış görülmekte, bu durum da, beklendiği gibi, kıvrım deseninin etkisinin arttığını ve daha türbülanslı akış oluştuğunu göstermektedir. Grafiklerde sıcaklık farklarının da basınç düşümü değerlerinin de Plaka-1 ile aynı eğilimde olduğu görülmektedir.

Kanal yüksekliğinin etkisinin daha iyi anlaşılması için bütün Re sayısı aralığı boyunca yapılan analizlerin sonuçları Denklem 4.1’de tanımlanan bağıl farklar kullanılarak Şekil 4.9’da plakaların ısı ve hidrolik performansları arasında kıyaslama yapılmıştır.

Şekil 4.7 ve 4.8’de Re sayısının artışıyla Plaka-5 ve Plaka-6’nın sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerlerinin sayısal olarak daha fazla farklılaştığı görülmektedir. Ancak Şekil 4.9 incelendiğinde, sayısal değer olarak farklılaşan basınç düşümü ve sıcaklık farkının oransal olarak aynı miktarlarda arttığı ve azaldığı görülmektedir.

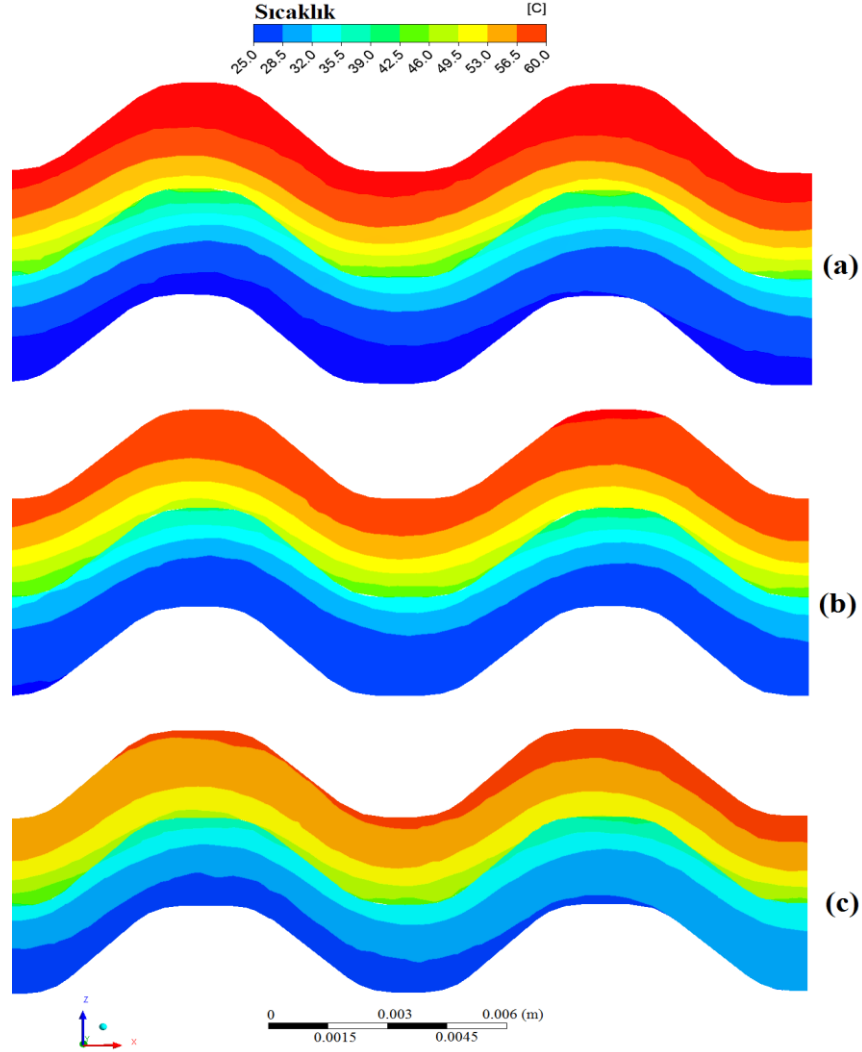


Şekil 4.9 Kanal yüksekliği etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları

Plaka-5 ile Plaka-1 kıyaslandığında, ısıl olarak %13,4 daha iyi bir performansa sahip olan Plaka-5'in basınç düşümü değerleri ortalama olarak %47,8 daha yüksektir. Kanal yüksekliği azaldıkça, ısı transferinin arttığı ancak buna karşılık basınç düşümü değerlerinin beklenenin çok üstünde yükseldiği görülmüştür. Özellikle düşük Re sayılarında daha yüksek basınç düşümü bağıl farkları görülmekte, Re sayısı arttıkça basınç düşümü oranları da azalmaktadır. Isıl performans olarak şimdiye kadar tasarlanan plakalar arasında en iyi artışı gösteren Plaka-5'in hidrolik olarak daha yüksek basınç düşümü değerlerine sahip olmasına dikkat edilmelidir.

Şekil 4.9'daki bağıl farklar incelendiğinde Plaka-6'nın Plaka-1'den ısıl olarak ortalama %11 daha düşük performans gösterdiği, buna karşılık basınç düşümü değerlerinin ortalama %22,7 daha az olduğu görülmüştür. Plaka-5 'de görülen Re sayısı ile basınç düşümü değerlerinin azalması durumu Plaka-6 için görülmemekte,

bütün Re sayısı aralığında bağıl farklar aynı mertebede kalmaktadır. Isıl performanstaki düşüşün hidrolik performanstaki iyileşmenin yarısı olduğu göz önüne alındığında, daha düşük basınç düşümleri istenen durumlar için kanal yüksekliğinin artırılması bir alternatif olabilir.



Şekil 4.10 Kanallar içindeki sıcaklık dağılımları a) Plaka-6 b) Plaka-1 c) Plaka-5

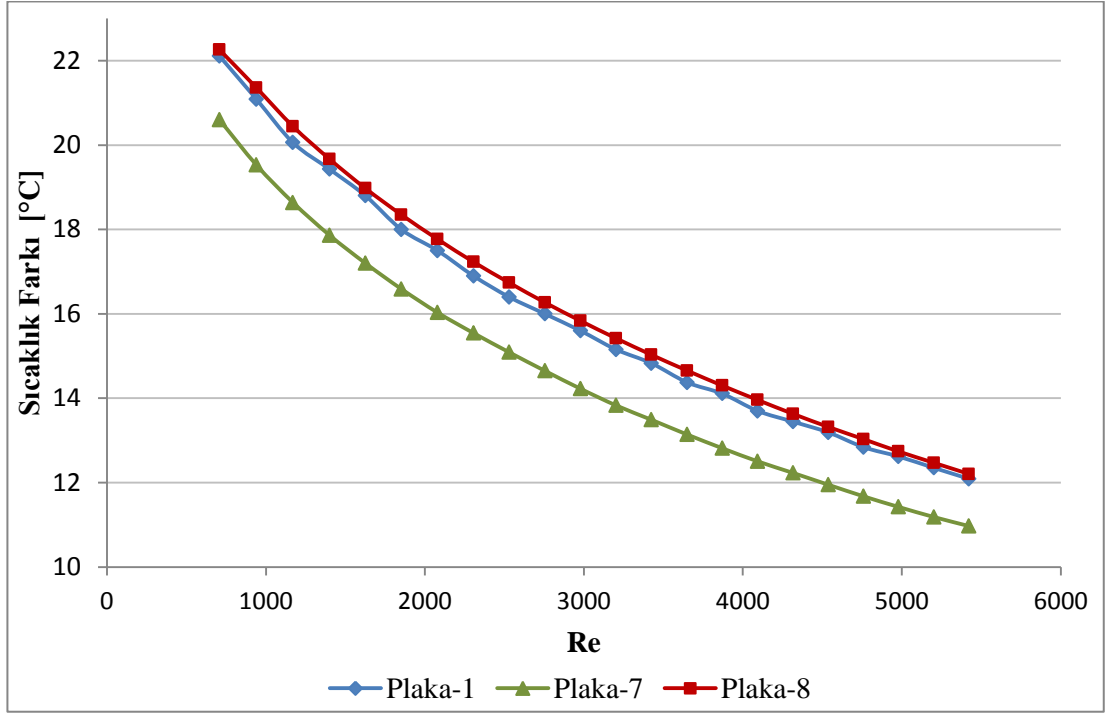
Şekil 4.10.'da 1850 Re sayısı için sıcak ve soğuk kanallar içindeki sıcaklık dağılımı birlikte verilmiştir. Sıcak akışkan üst kanalda  $-x$  yönünde ilerlerken, alt kanalda soğuk akışkan sıcak akışkanın tersine  $+x$  yönünde hareket etmektedir. Akışkanlar ilerledikçe kanal içerisindeki sıcaklık dağılımları değişmektedir. Şekil 4.10. incelendiğinde, sıcak kanalda beklendiği gibi soğuma, soğuk kanalda da ısınma görülmektedir. Ancak en yüksek kanal yüksekliğine sahip Plaka-6'dan en az kanal

yüksekliğine sahip Plaka-5'e doğru gidildikçe kanal boyunca ilerlendikçe soğuma/ısınma miktarlarının arttığı görülmektedir. Yani kanal yüksekliğinin azalmasıyla elde edilen ısı performanstaki artış kanal içerisinde gözlemlenmiştir. Ayrıca soğuma/ısınma süreci kanalları birbirinden ayıran sanal plakanın etrafında daha etkindir. Kanalların plakanın olduğu taraftaki duvarlarında kıvrımların ısı transferine artırıcı bir etkisi varken, ısı transferi geçikleşmeyen duvarlarda kıvrımlardaki soğuma/ısınma süresi daha uzun olmaktadır.

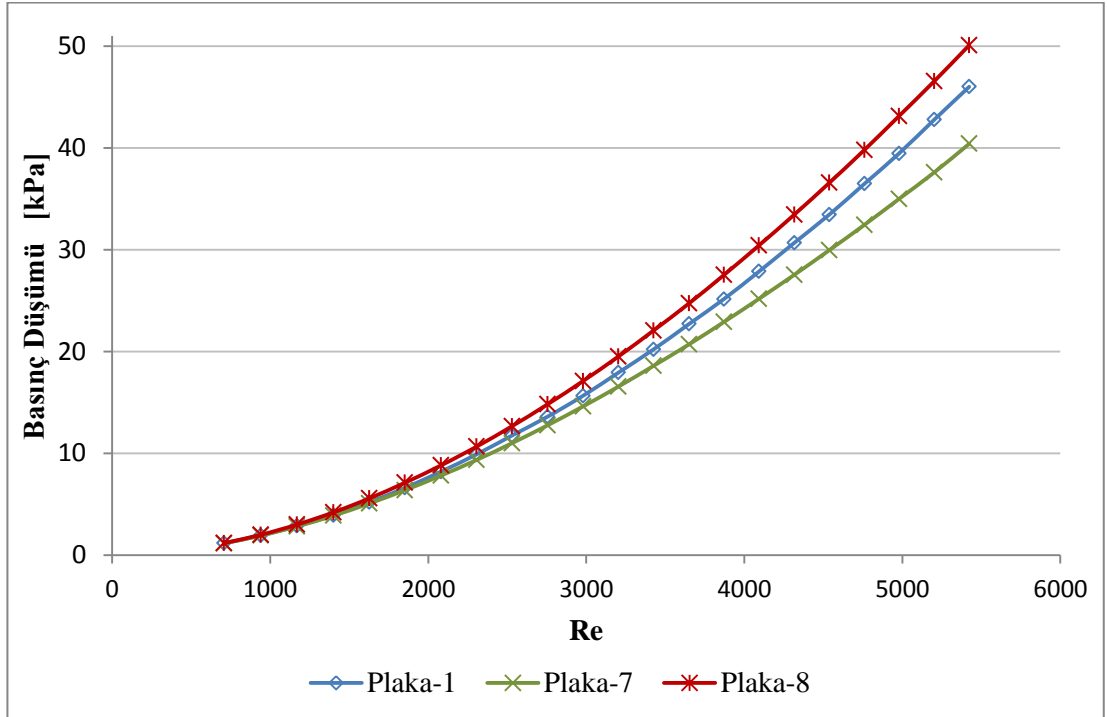
#### **4.4. Dağıtım Kanallarının Akışa Etkisi**

Contalı plakalı ısı değiştirgeçlerindeki plakaların bütün yüzeylerinin ısı transferine katkı sağlanması için plakalar arasındaki kanal içerisinde akışkanın düzgün dağılması gerekmektedir. Bu nedenle akışkanın dağılabilmesi için portlardan çıkan akışkana yön verecek dağıtım kanalları kullanılmaktadır. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde HAD yardımıyla yapılan analizlerde genellikle dağıtım kanallarının etkisi incelenmemiştir. Yeni tasarlanan plakada bu etkiyi incelemek için Şekil 4.2'de verilen kanalsız ve yeni tasarlanan dağıtım kanallı geometrilerin analizleri yapılmıştır. HAD analizlerinden elde edilen sonuçlarda kıyaslama yapılırken çözüm ağından kaynaklanan bir farklılık olmaması için prizmatik katmanların olduğu plaka yüzeylerine yüzey elemanları boyutlandırılmış ve çözüm ağında yaklaşık aynı sayıda ve kalitede elemanların olması sağlanmıştır. HAD metodu, daha önceki çalışmalarda olduğu gibi değişiklik yapılmadan kullanıldı.

HAD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık farkı ve basınç düşümü değerleri Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de verilmiştir. Plaka-7 ve Plaka-8'in sonuçlarının oransal olarak Plaka-1 ile kıyaslaması Şekil 4.13'de verilmiştir. Şekil 4.13'de kullanılan bağlı farklar Denklem 4.1'de tanımlanmıştır. Şekil 4.11 ve 4.12'de verilen grafiklerde basınç düşümü ve sıcaklık farkı değerlerinin dağıtım kanallarının etkisiyle, Reynolds sayısına bağlı olarak nasıl değiştiği görülmektedir. Plakaların ısı ve hidrolik performansında farklılıklar olsa da, genel olarak Reynolds sayısıyla değişimlerinin aynı eğilimde olduğu görülmektedir.



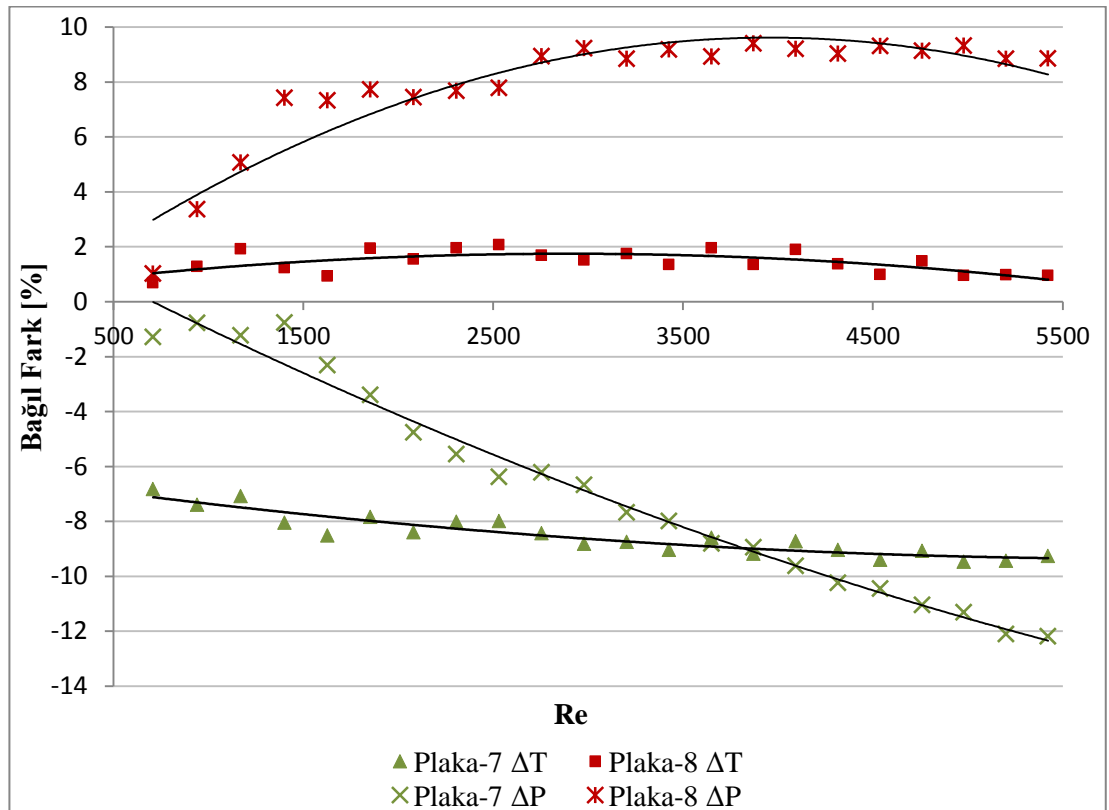
Şekil 4.11 Dağıtım kanalı etkisiyle sıcaklık farkının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.12 Dağıtım kanalı etkisiyle basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi

Bağıl farklar incelendiğinde ısı performans açısından bütün Re aralığı boyunca çok yakın bir düşüş görülürken, hidrolik performans açısından Re sayısının artmasıyla artan bir eğilim olduğu söylenebilir. Yani yüksek debilerde dağıtım kanallarından kaynaklanan basınç düşümü, düşük debilerdekine göre çok daha fazladır. Ancak sıcaklık farkının Re sayısı ile değişiminin daha düşük bir seviyede kaldığı görülmektedir.

Kanalsız geometriye sahip olan Plaka-7'nin, Plaka-1'e kıyasla ısı performansında ortalama olarak %8,5'lik bir düşüş görülmektedir. Isıl performanstaki bu düşüş yavaş debilerde daha azken, debi arttıkça artmaktadır. Ayrıca hidrolik performansları kıyaslandığında da ortalama olarak %6,8'lik bir düşüş görülmektedir. Isıl performansa benzer olarak hidrolik performansta da düşük debilerde daha az basınç düşümü görülürken, debi arttıkça basınç düşümündeki bağıl fark da artmaktadır.



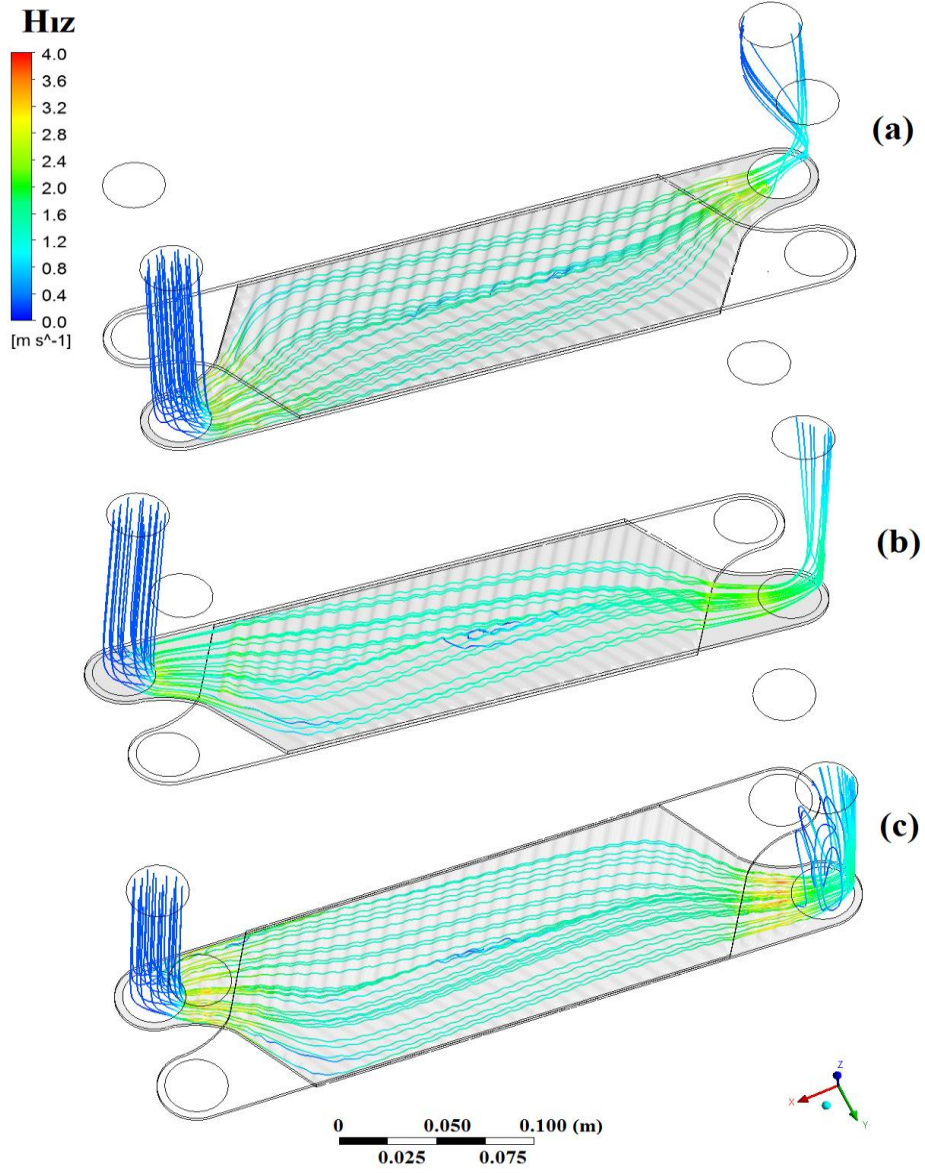
Şekil 4.13 Dağıtım kanalı etkisiyle sıcaklık farkı ve basınç düşümü bağıl farkları

Plaka-8'in ısı performans olarak Plaka-1'den ortalama olarak %1,4 daha iyi olduğu görülmektedir. Plaka-8 ile Plaka-1 hidrolik performans açısından kıyaslandığında Plaka-7 için geçerli olan duruma benzer bir durum 708-1400 Re sayısı aralığında görülmektedir. Daha yüksek Re sayıları için ise basınç farklarının Plaka-1'den ortalama olarak %8,6'lık daha yüksek olduğu görülmüştür. Yani yeni dağıtım kanalları ısı performans açısından fayda sağlarken daha yüksek bir oranda basınç düşümüne neden olmaktadır.

Dağıtım kanallarının akışkanın kanala girişinde etkili bir rol oynadığı bilinmektedir. Bu nedenle Plaka-7, Plaka-8 ve Plaka-1 için kanallardaki akım çizgileri incelenmiştir. Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'de plakaların kanal içerisindeki akım çizgileri hız değişkenine göre renklendirilerek çizdirilmiştir. Hız lejantının sınırları 0-4 m/s olacak şekilde bütün akım çizgisi şekillerinde sabit tutulmuştur. Akışın kanal içerisindeki hız değişiminin az olduğu görülmektedir. Akışın en hızlı yani Re sayısı en yüksek olduğu zaman, akışın düzgün bir dağılımdan en farklı olacağı düşünüldüğünde, 5420 Re sayısı için akım çizgileri çizdirilmiştir.

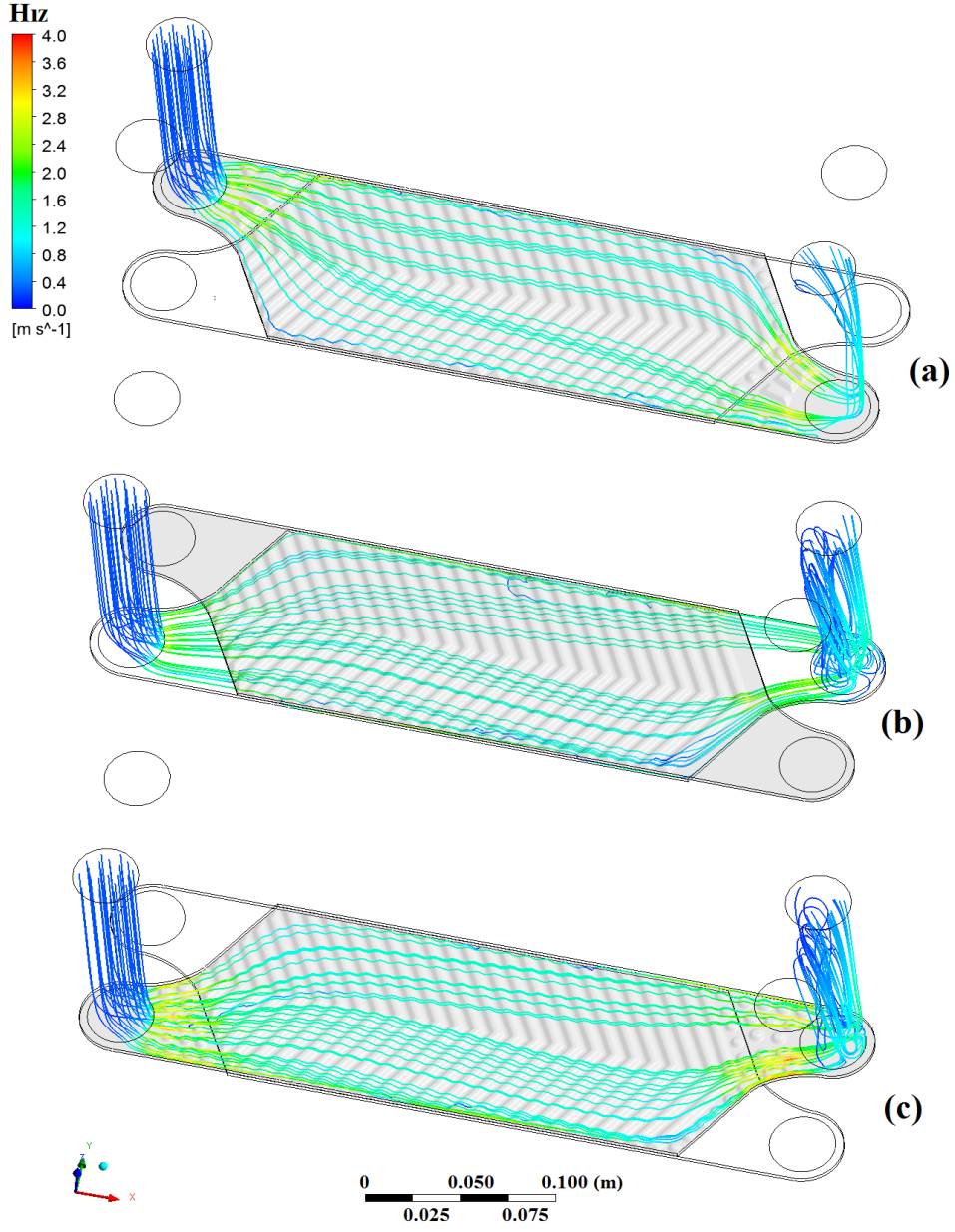
Akım çizgileri incelendiğinde dağıtım kanallarının akışın kanala girerken düzgün bir dağılıma sahip olmasına yardımcı olmasının yanı sıra çıkışında da aynı etkiyi sağladığı görülmektedir. Bu nedenle kanal içerisinde akışın hareketi incelendiğinde girişte köşelere gitmeyen akım çizgileri, çıkışta daha da kanalın ortasından giderek ısı transfer yüzeyinin büyük bir kısmının etkisiz hale gelmesine neden olmaktadır.





Şekil 4.14 Sıcak kanal içerisindeki akım çizgileri a) Plaka-1, b)Plaka-7, c)Plaka-8

Şekil 4.14'deki Plaka-7'nin akım çizgileri dağılımına bakıldığında Plaka-1 ve Plaka-8'den farklı olarak çıkışta akışın porta doğru çok daralarak aktığı, girişte ise dağıtım kanalının olmamasının etkisini çok az gösterdiği görülmektedir. Plaka-1 ile Plaka-8 arasında ise girişten sonra akım çizgilerinin Plaka-8'de kanalın köşelerine doğru daha iyi yayıldığı görülmektedir.



Şekil 4.15 Soğuk kanal içerisindeki akım çizgileri a) Plaka-1, b)Plaka-7, c)Plaka-8

Şekil 4.15 incelendiğinde ise akışın giriş bölgesine bağlı olarak kenarlara daha iyi yayıldığı, ancak ortadaki desenlerin birleşme bölgesinin arka arkaya gelmesiyle akışın önüne konulmuş bir engel etkisi yaratarak kanal içindeki akışın ortadan ikiye bölünerek dağılmasına neden olduğu görülmektedir. Plaka-7 için ortadaki engel oluşturan sırtın çok geniş bir alanda akışa etki ettiği, Plaka-1'de ise dağıtım kanallarının uzunlamasına kanallar olmasından kaynaklı olarak giriş bölgesinde de

aynı dağılımın olduğu görülmektedir. Plaka-8 incelendiğinde ise dağıtım kanallarının yuvarlak yapılardan oluşması, giriş bölgesinde akışın belirli kısımlara sıkışmasını engellemiş, böylece ortadaki sırttan kaynaklanan dağılım daha dar bir bölgede etkili olmuştur.

## 5. SONUÇLAR ve YORUMLAR

### 5.1. Sonuçların Yorumlanması

Bu tez çalışmasında, ticari olarak kullanılan bir contalı-plakalı ısı değiştirgeci plakasının HAD analizleri yapılmış ve HAD metodunun doğrulanması amacıyla, Aktürk [46] tarafından hazırlanan deney düzeneğinde Gülenoğlu [45] tarafından yapılan deneysel çalışmalara dayanan Gülben [44] tarafından kodlanan ETU-HEX programının çıktılarıyla kıyaslama yapılmıştır. HAD analizlerinde kullanılan geometrinin gerçeğe en yakın şekilde hazırlanması, türbülans modeli ve çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmaları sonucunda SST k-w türbülans modelinin ve duvar kenarlarında prizmatik katmanlara sahip yirmi milyon elemanlı yapısal olmayan çözüm ağının kullanılmasına karar verilmiştir. Doğrulan HAD metodu, plaka tasarımında önemli rol oynayan geometrik parametrelerin ısı ve hidrolik performans üzerindeki etkilerini incelemek için kullanılmıştır.

HAD analizlerinin deneysel sonuçlarla kıyaslanması sonucunda oluşan hataların Re sayısına bağlı olarak değişimi grafik ve fonksiyon şeklinde verilmiştir. Sıcaklık farkları deneysel sonuçlarla uyum içindedir. Ancak basınç düşümü değerleri deneysel sonuçlarla kıyaslandığında bir uyumsuzluk görülmüştür. Uyumsuzluğun giderilmesi için ısı değiştirgeci tasarlanırken HAD analizleri sonucunda elde edilen basınç düşümü değerlerinin 2,5 katı alınacak şekilde bir düzeltme katsayısıyla kullanılması gerektiği görülmüştür.

Plaka tasarımında kıvrım genliği, kanal yüksekliği ve dağıtım kanallarının önemli bir rol oynadığı görülmüş ve bu nedenle her bir parametre kontrollü olarak değiştirilerek etkisi incelenmiştir.

Kıvrım profili, etkin ısı transferi alanını ve türbülans oluşumunu artırdığı için ısı performansını artırıcı bir etkiye sahiptir. Kıvrım profilindeki kıvrım genliğinin etkisinin incelenmesi amacıyla iki tane düşük genlikli, bir tane yüksek genlikli olmak

üzere üç yeni plaka tasarımı yapılmıştır. Düşük genlikli Plaka-2 ve Plaka-3'ün ısı performansının Plaka-1'den düşük olduğu, hidrolik performanslarının ise daha iyi olduğu görülmüştür. Ancak Plaka-1 ile Plaka-2 arasında ortalama basınç düşümü olarak %2'lik bir fark olmasına karşın Plaka-1'in ısı performansı Plaka-2'den ortalama %4 daha iyidir. Plaka-3'de ise ısı performansta ortalama %8'lik, basınç düşümünde ise %10luk bir düşüş görülmektedir. Yüksek genlikli Plaka-4'ün ise ortalama %5 daha iyi ısı performansa ve ortalama %11 daha yüksek basınç düşümü değerlerine sahiptir. Yani genlik arttıkça daha kıvrımlı bir yapıya sahip olan plakayla birlikte ısı performansta bir artış görülmektedir, ancak buna karşılık elde edilen basınç düşümü değerleri ısı performansa kıyasla daha yüksek kalmaktadır. Yani genliğin artmasıyla elde edilen ısı performanstaki iyileşmeden daha yüksek orandaki basınç düşümü değerlerinin telafi edilmesi gerekmektedir. Isıl yüklerin hidrolik kayıplara kıyasla daha önemli olduğu ve küçük bir hacimden yüksek ısı performans beklendiği durumlarda yüksek kıvrım genliklerinin kullanımı, plaka sayısının ve boyutlarının artırımına bir alternatif olabilir.

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, kanal yüksekliği parametresinin kıvrım genliğine benzer bir şekilde ısı ve hidrolik performansa etki etmesi beklenmektedir. HAD analizlerinin yapılmasının ardından kanal yüksekliğinin artmasıyla kıvrım genliğinin küçültülmesine benzer bir şekilde ısı performansta ve basınç düşümünde azalma görülmektedir. Plaka-6'nın ısı performansı Plaka-1'den ortalama olarak %11 daha düşükken basınç düşümü ortalama %23 daha azdır. Isıl performanstaki düşüşün kabul edilebilir olduğu durumlarda basınç düşümündeki azalma çok daha fazla olmaktadır. Plaka-5'in ısı performansı Plaka-1'e kıyasla ortalama %13 iyiyken basınç düşümü değerleri ortalama %48 artmıştır. Kanal yüksekliğinin azaltılmasıyla ısı performansta iyileşme sağlayabilmek için çok daha yüksek oranlardaki basınç düşümleri telafi edilmelidir.

Dağıtım kanallarının kaldırılmasıyla oluşturulan Plaka-7'nin ısı performansının Plaka-1'den ortalama %8,6 daha düşük olduğu görülmüştür. Bütün Re aralığı boyunca ısı performanstaki düşüşün aynı mertebede kaldığı görülmüştür. Buna karşılık Plaka-7'nin basınç düşümü bağlı farklarının Re sayısı arttıkça, akış

hızlandıkça, azaldığı görülmüştür. Kanalsız geometride akışın köşelere gitmemesi ısı performansta düşüğe neden olurken, Re sayısının 3650'den yüksek olduğu akışlarda akışkanın plakanın ortasından bir yol izlemesi basınç düşümünün ısı performanstaki düşüğe kıyasla daha fazla azaldığı görülmektedir. Plaka-8'in dağıtım kanalı geometrisi ise ısı performansta ortalama %1,4'lük bir iyileşme sağlarken basınç düşümlerini ortalama %8,6 oranında artırdığı görülmüştür.

Sonuç olarak, ticari olarak kullanılan Plaka-1'in üzerinde kıvrım genliği, kanal yüksekliği veya dağıtım kanalları parametreleri değiştirilerek ısı performansta iyileşme sağlayabilmek için çok daha yüksek oranlardaki basınç düşümü değerlerinin telafi edilmesi gerekmektedir. Ancak belirli oranlardaki ısı performans kayıplarının kabul edilebilir olduğu durumlarda da basınç düşümü değerlerinin, dolayısıyla pompalama için harcanan enerjinin azaltılması mümkündür. Kanal yüksekliğinin, oransal olarak plakanın hidrolik ve ısı performansını en çok etkileyen parametre olduğu görülmüştür. Kanal yüksekliğinin ayarlanması için farklı kalınlıklarda contaların kullanılmasının yeterli olacağı düşünülmüştür.

## **5.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler**

Yapılan çalışmada analizlerin zamandan bağımsız olduğu ve her iki kanalda da kirlenme olmadığı varsayımları yapılmıştır. Kanal içerisindeki girdap oluşumlarının incelenebilmesi için zamana bağlı analizler yapılabilir. Ayrıca kanal içerisindeki kirlenme mekanizması da zamana bağlı olduğu göz önüne alınırsa kirlenme için bir model oluşturulabilir. Böylece bakım programı daha etkin bir şekilde planlanabilir.

Geometrik parametre olarak Chevron açısı deneysel olarak incelenebilen bir parametredir. Bu nedenle hem deneysel olarak, hem de HAD analizleri yardımıyla Chevron açısının etkisi incelenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Kakac, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A. Heat Exchangers – Selection, Rating and Thermal Design 3rd Edition, ISBN 0-8493-0902-6, CRC Press, 2002.
- [2] Shah, R. K., Classification of Heat Exchangers. In “Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design”, S. Kakaç, A. E. Bergles, and F. Mayinger (Eds.), Hemisphere, New York, 9-46, 1981.
- [3] Wang, L., Sundén, B., ve Manglik, R.M. Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, WIT Press, Boston, 2007.
- [4] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Introduction to Heat Transfer, 3. Baskı, Wiley, New York, 1996.
- [5] Shah, R.K., Sekulić, D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Desing, 1. Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- [6] Kakaç, S., Aradağ, S., Gülenoğlu, Ç., Contalı-Plaka Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Tasarım Esasları ve Isıl ve Hidrolik Performanslarının Deneysel İncelenmesi, Makina Mühendisleri Odası Isı Değiştirgeçleri Özel Sayısı, 2013.
- [7] Fernandes C.S., Dias R.P., Nobrega M.J., Maia J.M. Laminar Flow in Chevron-Type Plate Heat Exchangers CFD Analysis of Tortuosity, Shape Factor and Friction Factor, Chemical Engineering and Processin, 46, 825-833, 2007.
- [8] Blomerius H., Mitra N.K., Numerical Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Wavy Ducts, Numerical Heat Transfer, Part A, 37-54, 2000.
- [9] Sundén. B., Computational Fluid Dynamics in Research and Design of Heat Exchangers, Heat Transfer Engineering, 28(11), 898-910, 2007.
- [10] Utriainen E., Sundén B., A Numerical Investigation of Primary Surface Rounded Cross Wavy Ducts, Heat and Mass Transfer, 38, 537-542, 2002.
- [11] Wang G., Vanka S.P., Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages, Int. J. Heat Mass Transfer, 38(17), 3219-3230, 1995.
- [12] Pelletier, O., Stromer, F., Carlson, A., CFD Simulation of Heat Transfer in Compact Brazed Plate Heat Exchangers, ASHRAE Transactions. 111 (1), 846-854, 2005.
- [13] O'Halloran. S., Jokar. A., CFD Simulation of Single-Phase Flow in Plate Heat Exchangers, ASHRAE Transactions, 117, 147-155, 2011.
- [14] Freund. S., Kabelac. S., Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR thermography and CFD, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 3764-3781, 2010.
- [15] Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras. S. V., Flow and heat transfer in narrow channels with corrugated walls: a CFD code application. Chemical Engineering Research and Design, 83(5), 460-468 2005.
- [16] Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras, S. V., Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code, Chemical engineering & technology, 29(8), 923-930, 2006.
- [17] Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras, S. V., Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces, International journal of thermal sciences, 48(6), 1184-1195, 2009.

- [18] Zhang, L., Che, D., Turbulence Models for Fluid Flow and Heat Transfer between Cross Corrugated Plates, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol 60, 410-440, 2011.
- [19] Zhang, L., Che, D., Influence of corrugation profile on the thermalhydraulic performance of cross-corrugated plates, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 59(4), 267-296, 2011.
- [20] 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*, Vol. 36(6), 574-578, 2009.
- [21] İslamoğlu, Y., Parmaksızoğlu, 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.
- [22] Galeazzo, F. C., Miura, R. Y., Gut, J. A., Tadini, C. C., Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, 61(21), 7133-7138, 2006.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] Han, X. H., Cui, L. Q., Chen, S. J., Chen, G. M., Wang, Q., A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(8), 1008-1014, 2010.
- [26] Jun, S., & Puri, V. M., 3D milk-fouling model of plate heat exchangers using computational fluid dynamics, *International journal of dairy technology*, 58(4), 214-224, 2005.
- [27] Grijspeerdt, K., Hazarika, B., Vucinic, D., Application of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing, *Journal of Food Engineering*, 57(3), 237-242, 2003.
- [28] Ismail L.S., Velraj R., Studies on Fanning Friction (f) and Colburn (j) Factor of Offset and Wavy Fins Compact Plate Fin Heat Exchanger -A CFD Approach, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 987-1005, 2009.
- [29] Jain, S., Joshi, A., Bansal, P.K., A New Approach to Numerical Simulation of Small Sized Plate Heat Exchangers with Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer*, 129, 291-297, 2007.
- [30] Mehrabian, M. A., & Poulter, R., Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach, *Applied Mathematical Modelling*, 24(5), 343-364, 2000.
- [31] Aslam Bhutta, M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., & Khan, S., CFD applications in various heat exchangers design: A review, *Applied Thermal Engineering*, 32, 1-12, 2012.
- [32] Wang, Y. Q., Dong, Q. W., Liu, M. S., & Wang, D., Numerical Study on Plate-Fin Heat Exchangers with Plain Fins and Serrated Fins at Low Reynolds Number, *Chemical engineering & technology*, 32(8), 1219-1226, 2009.



- [33] Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nóbrega, J. M., Afonso, I. M., Melo, L. F., & Maia, J. M., Thermal behaviour of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers, *Journal of food Engineering*, 76(3), 433-439, 2006.
- [34] De Bonis, M. V., & Ruocco, G., Conjugate fluid flow and kinetics modeling for heat exchanger fouling simulation, *International Journal of Thermal Sciences*, 48(10), 2006-2012, 2009.
- [35] Zhang, Z., & Li, Y., CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, *Cryogenics*, 43(12), 673-678, 2003.
- [36] Wen, J., & Li, Y., Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger, *Cryogenics*, 44(11), 823-831, 2004.
- [37] Wasewar, K. L., Hargunani, S., Atluri, P., & Naveen, K., CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate-Fin Heat Exchangers, *Chemical Engineering & Technology*, 30(10), 1340-1346, 2007.
- [38] Babu, T. A., & Talekala, M. S., Evaluation of heat transfer surfaces for compact recuperator using a CFD code *Heat and mass transfer*, 45(6), 767-774, 2009.
- [39] Jayakumar, J. S., Mahajani, S. M., Mandal, J. C., Vijayan, P. K., & Bhoi, R., Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *Chemical engineering research and design*, 86(3), 221-232, 2008.
- [40] Ji, J., Shi, Y., & Zhang, C., Hybrid numerical simulation of large-scale gas-fired tubular heat exchangers, *HVAC&R Research*, 17(1), 118-130, 2011.
- [41] Perrotin, T., & Clodic, D., Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 27(4), 422-432, 2004.
- [42] Wang, Q., Chen, Q., Chen, G., & Zeng, M., Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5), 1214-1222, 2009.
- [43] Dong, Q. W., Wang, Y. Q., & Liu, M. S., Numerical and experimental investigation of shellside characteristics for RODbaffle heat exchanger, *Applied thermal engineering*, 28(7), 651-660, 2008.
- [44] Gülben, G., 2011, Contalı Levha Tipi Levhalı Isı Değiştirgeçlerinin Tasarımı için Muhtelif Çalışma Şartlarına Uygun bir Bilgisayar Programı Geliştirilip Deneylerle Doğrulanması, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [45] UG-NX8 User Manual
- [46] Inventor 2012 User Manual
- [47] Gülenoğlu, Ç., 2013, Chevron Tipi Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Isıl Ve Hidrolik Karakteristiklerinin Belirlenmesi Ve Düzgün Olmayan Akış Dağılımının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [48] Aktürk, F., 2011, Contalı Levha Tipi Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [49] Ozkaya. E., Aradag. S., Kakac. S., CFD Simulations And Experimental Validation For Gasketed Plate Heat Exchangers, *Proc. of CONV-14: Int. Symp. on Convective Heat and Mass Transfer*, Kuşadası, Haziran 2014.

- [50] CFX Ansys Inc. CFX 14.0 Theory Guide, 2011.
- [51] CFX Ansys Inc. CFX 14.0 User's Guide, 2011.
- [52] CFD-POST Ansys Inc. CFD-POST 14.0 Theory Guide, 2011.
- [53] CFD-POST Ansys Inc. CFD-POST 14.0 User's Guide, 2011.
- [54] Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer-Uzol, N., Kakac, S., Experimental Comparison of Performances of Three Different Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers, International Journal of Thermal Sciences, Volume 75, 249-256, 2014.
- [55] Akturk, F., Sezer-Uzol, N., Aradag, S., Kakac, S., Experimental Investigation and Performance Analysis of Gasketed-Plate Heat Exchanger,
- [56] 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 Int. Conference on Computational Heat and Mass Transfer, Istanbul, 2011.
- [57] Gülenoğlu, Ç., Özkaya, E., Türk, C., Aradağ, S., Sezer Uzol, N., Kakaç, S., Deneysel, Sayısal Yöntemler ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı ve Testleri, ULIBTK 2013 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, Eylül, 2013.
- [58] Ozkaya E., Genc Y., Aradag S., Kakac S., CFD Simulations of Chevron Type Plate Heat Exchangers and Validation with Experimental Data, 7th Mediterranean Congress of Climatization, Istanbul, Ekim 2013

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZKAYA, Ece  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 26.08.1988 Ankara  
Medeni hali : Bekar  
e-mail : eozkaya@etu.edu.tr

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2014 (bekleniyor)
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2011

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011-2014	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Burslu Y.Lisans Öğr.

### Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

### Yayınlar

**1. Ece Özkaya**, Selin Aradağ, Sadık Kakaç: “Comparison of CFD Predictions and Experimental Correlation Based Computer Program Results For Gasketed Plate Heat Exchangers” 6th International Conference on Thermal Engineering May 29-June 1, 2012 Istanbul.

**2. Ece Özkaya**, Hasan Akın, Berat Çağrı Kavurmacı, Kutay Çelebioğlu, Selin Aradağ: “CFD Aided Design of Hydraulic Turbines through University-Industry

Collaboration” 2nd International Engineering Education Conference, October 31 - November 3, 2012, Antalya.

**3. Ece Özkaya**, Yasin Genç, Selin Aradağ, Sadık Kakaç: “CFD Simulations of Chevron Type Plate Heat Exchangers and Validation with Experimental Data” 7th Climamed 3-4 Ekim 2013, Istanbul.

**4. Çağın Gülenoğlu, Ece Özkaya**, Caner Türk, Selin Aradağ, Nilay Sezer Uzol, Sadık Kakaç: “Deneysel, Sayısal Yöntemler Ve Yapay Sinir Ağları İle Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı Ve Testleri” 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 9-12 Eylül 2013, Samsun.

**5. Ece Özkaya**, Çağın Gülenoğlu, Selin Aradağ, Sadık Kakaç: “CFD Simulations and Experimental Validation for Gasketed Plate Heat Exchangers” Int. Symp. on Convective Heat and Mass Transfer (CONV’14) June 8 – 13, 2014, Kusadasi.

**6. Ece Özkaya**, Selin Aradağ, Sadık Kakaç: “CFD Aided Design of Heat Transfer Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers” 12th Biennial Conference on Engineering Systems and Analysis (ESDA14) June 25-27, 2014, Copenhagen.

**7. Ece Özkaya**, İbrahim Yılmaz, Aras Yiğit Çakmak, Selin Aradağ: "Gövde Boru Tipi Isı Değiştirgeci Tasarımı" 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 7-10 Eylül 2011, Zonguldak.

**8. Caner Türk, Çağın Gülenoğlu, Ece Özkaya**, Yasin Genç, Selin Aradağ, Sadık Kakaç, Abdullah Özcan: “Deneysel Çalışmalar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı” 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 NİSAN 2013/İzmir.

**9. Hasan Akin, Zeynep Aytaç, Fatma Ayancık, Ece Özkaya**, Emre Arıöz, Kutay Çelebioğlu, Selin Aradağ, “A CFD Aided Hydraulic Turbine Design Methodology Applied to Francis Turbines” 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, 13-17 May 2013, Istanbul.

**10. Fatma Ayancık, Umut Aradağ, Ece Özkaya**, Kutay Çelebioğlu, Ozgur Unver, Selin Aradağ: ” Hydroturbine Runner Design and Manufacturing” 2nd International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics Technologies, 15-16 March, 2013, Istanbul.

**11. Zeynep Aytac, Ece Özkaya**, Hasan Akin, Fatma Ayancık, Kutay Çelebioğlu, Selin Aradağ, Atilla Ozmen, Ayhan Adas, Refik Pala, Mehmet Kemikli, Adnan

Cora: "Utilization of CFD Tools for the Rehabilitation of an Existing Hydroelectric Power Plant" 7th International Advanced Technologies Symposium (IATS'13), 30 October-1 November 2013, Istanbul.

**12.** Fatma Ayancik, Umut Aradag, **Ece Ozkaya**, Kutay Celebioglu, Ozgur Unver, Selin Aradag: "Hydroturbine Runner Design and Manufacturing" International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing, Vol.1, No.2, pp.162-165, 2013.