

**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN HAD SİMÜLASYONLARININ  
YAPILMASI VE DENEYSEL VERİLERLE DOĞRULANMASI**

**Yasin GENÇ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOĞİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EYLÜL 2014**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

---

Prof. Dr. Osman Eroğul  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığımı onaylarım.

---

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ  
Anabilim Dalı Başkanı

Yasin GENÇ tarafından hazırlanan PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN HAD SİMÜLASYONLARININ YAPILMASI VE DENEYSEL VERİLERLE DOĞRULANMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

---

Doç. Dr. Selin ARADAĞ  
Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ \_\_\_\_\_

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ \_\_\_\_\_

Üye : Doç. Dr. Şule ERGÜN \_\_\_\_\_

## **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.

Yasin GENÇ

<b>Üniversitesi</b>	<b>: TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi</b>
<b>Enstitüsü</b>	<b>: Fen Bilimleri</b>
<b>Anabilim Dalı</b>	<b>: Makine Mühendisliği</b>
<b>Tez Danışmanı</b>	<b>: Doç. Dr. Selin ARADAĞ</b>
<b>Tez Türü ve Tarihi</b>	<b>: Yüksek Lisans – Eylül 2014</b>

**Yasin GENÇ**

## **PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN HAD SİMÜLASYONLARININ YAPILMASI VE DENEYSEL VERİLERLE DOĞRULANMASI**

### **ÖZET**

Gıda endüstrisinde 1930'lu yıllardan bu yana kullanılan plakalı ısı değiştirgeçlerinin tasarım yöntemleri, yeni geometriler ve kullanılan malzemelerdeki gelişmeler yardımıyla 1960'larda geliştirilmiş, plakalı ısı değiştirgeçlerinin kullanımı gün geçtikçe artmıştır. Bugün, plakalı ısı değiştirgeçler elektronik devreler, iklimlendirme ve soğutma sistemleri ve kimya endüstrisi gibi çeşitli uygulama alanlarında kompakt, yüksek verimli, esnek tasarıma sahip olmaları ve bakımlarının kolay olmasından dolayı yaygın olarak kullanılırlar. Plakalı ısı değiştirgeçleri için ısı transfer yöntemlerinin belirlenmesi, ısı değiştirgeci ile ilgili çeşitli tasarım parametrelerine bağlı olması ve karmaşık geometriye sahip olmasından ötürü geniş bir araştırma alanıdır. Bundan dolayı, ısı değiştirgecinin ısıl ve hidrolik karakteristiğini tespit etmek için korelasyonlara ihtiyaç duyulmaktadır. Çeşitli plaka tipleri için, plakaya özgü Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısını belirlemek için deneyler yapılmaktadır. Ancak bu deneyler oldukça pahalı ve sınırlıdır. Bu sebeple, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) plakalı ısı değiştirgecinin performansının belirlenmesinde güçlü bir araç olabilmektedir. HAD, deneyler ile elde edilemeyecek akışın sıcaklık, basınç ve hız konturları gibi geniş bir yelpazedeki parametreleri için gerçekçi bir görselleştirme sağlayabilmektedir. Bu çalışmanın temel amacı, gerçek boyutlarda bütün bir plakalı ısı değiştirgecinin ısıl ve hidrolik performansını belirlemek için HAD analizlerini gerçekleştirmek ve daha önce elde edilen deneysel veriler ile sonuçları kıyaslamak ve doğrulamak ve dağıtım kanalları ile kıvrımlı yapıların plakalı ısı değiştirgeci termal ve hidrolik performansı üzerine etkilerini incelemektir. HAD simülasyonlarından plaka üzerindeki sıcaklık, basınç ve hız dağılımları görselleştirilmiş ve sürtünme katsayısı ile Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar elde edilmiştir. HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar plakalı ısı değiştirgeci için deneysel elde edilen ısıl ve hidrolik performans verileri ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar deneysel veriler ile iyi bir uyum içindedir.

**Anahtar Kelimeler:** Plakalı ısı değiştirgeci, HAD, Termal-hidrolik analiz

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

**Yasin GENÇ**

**CFD SIMULATIONS OF CHEVRON TYPE PLATE HEAT EXCHANGERS  
AND VALIDATION WITH EXPERIMENTAL DATA**

**ABSTRACT**

The design of plate heat exchangers (HEX) which have been used since 1930's in food industry, was developed in 1960's with the help of new geometries and the developments related to new materials; and the utilization of plate heat exchangers increased. Today, they are used in several applications such as electronic circuits, HVAC applications, and chemical industries on account of their compactness, high efficiency, flexible design and easy maintenance. The heat transfer calculations of plate heat exchangers compose a wide area of research because of its complex geometry and many design parameters. Hence, it is necessary to develop correlations for heat transfer and pressure drop analysis. For different plate types, experiments for hydraulic and thermal performance analysis have to be performed in order to develop plate-dependent correlations for Nusselt number and friction factor, which are used in hydraulic and thermal calculations. These experiments, however, are quite expensive and limited. For this reason, Computational Fluid Dynamics (CFD) can be a powerful tool for performance analysis of plate heat exchangers. It can provide almost realistic visualization of flow zone by zone and by allowing immense fluid library it can also provide wide range of study possibilities so as to predict parameters such as temperature, pressure and velocity in heat exchanger whereas experiments cannot. The main goal of this study is to perform CFD analysis to determine thermal performance of real-sized entire plate heat exchangers and validate the results with previously obtained experimental data and determine the effects of distributing channels and corrugated structure on thermal – hydraulic performance of plate heat exchanger. Temperature, pressure and velocity distribution on each plate, and friction factor and Nusselt number are obtained from the CFD simulations and are compared with the experimental results. These results indicate that thermal hydraulic analysis of a commercial HEX by CFD is in line with the obtained experimental data.

**Keywords:** Plate Heat Exchangers, CFD, Thermal-hydraulic analysis

## TEŞEKKÜR

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

“Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin HAD Simülasyonlarının Yapılması ve Deneysel Verilerle Doğrulanması” başlıklı 112M173 no’lu TÜBİTAK projesinin bir parçası olan bu çalışmaya maddi destek veren TÜBİTAK’a ve bana burs veren TOBB ETÜ’ye teşekkürü bir borç bilirim. Çalışmam boyunca yanımda olan ve yardımlarını esirgemeyen herkese ayrıca teşekkür ederim.

Değerli vakitlerini ayırarak tezimi değerlendiren ve gerekli düzeltmeleri yapmamı sağlayan sayın jüri üyeleri Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ ve Doç. Dr. Şule ERGÜN’e teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca beni cesaretlendirdikleri, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemedikleri ve hep yanımda oldukları için sevgili aileme ayrıca teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

TEZ BİLDİRİMİ.....	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	xii
KISALTMALAR .....	xvii
SEMBOL LİSTESİ .....	xviii
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Isı Değiştirgeçlerinin Sınıflandırılması .....	4
1.2. Contalı Chevron Tipi Isı Değiştirgeçleri.....	6
1.2.1. Karşıt akışlı ısı değiştirgeçleri.....	10
1.2.2. Paralel akışlı ısı değiştirgeçleri .....	10
1.3. Contalı Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Avantajları ve Dezavantajları .....	16
1.3.1. Avantajları.....	17
1.3.2. Dezavantajları .....	17
1.4. Tezin Amacı ve Konusu .....	18
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	20
2.1. Giriş .....	20

2.2.	Literatür Özeti.....	20
2.3.	Çalışmanın Literatüre Katkısı .....	40
3.	ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	41
3.1.	Akışın Matematiksel İfadesi.....	41
3.1.1.	Navier-Stokes denklemleri .....	41
3.1.2.	Reynolds-Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) .....	43
3.2.	Sayısal Yöntemler .....	46
3.2.1.	Yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması .....	46
3.2.2.	Çözüm algoritması.....	49
3.2.3.	SST türbülans modeli .....	50
3.2.3.1.	SST $k-\omega$ modelin hareket denklemleri .....	51
3.2.3.2.	Efektif geçirgenliğin modellenmesi.....	52
3.2.3.3.	Türbülans oluşumunun modellenmesi .....	53
3.2.3.4.	Türbülans yayılımının modellenmesi .....	54
3.2.3.5.	Çapraz difüzyon değişikliği .....	55
3.2.3.6.	Model sabitleri .....	55
3.3.	Sınır Koşulları .....	56
3.4.	Hesaplama Kaynakları .....	56
4.	ISI EŞANJÖRÜ TEORİSİ .....	58
4.1.	Plaka Geometrisi .....	58
4.1.1.	Chevron açısı.....	58



4.1.2. Isı Transfer alanı.....	59
4.1.3. Kanal eşdeğer çapı.....	60
4.2. Isı Değiştirgeci Hesaplamalarında Kullanılan Boyutsuz Parametreler .....	61
4.2.1. Reynolds sayısı (Re).....	62
4.2.2. Prandtl sayısı (Pr) .....	63
4.2.3. Nusselt sayısı (Nu) .....	63
4.2.4. Sürtünme katsayısı (f).....	64
4.3. Isı Transfer Hesabı .....	65
4.4. Basınç Düşümü Hesabı .....	68
4.5. Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Korelasyonlar.....	68
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ .....	71
5.1. Geometrinin Oluşturulması .....	73
5.1.1. 7 düz plakaya sahip PID .....	73
5.1.2. 7 kıvrımlı plakaya sahip PID .....	75
5.2. Çözüm Ağının Oluşturulması.....	76
5.3. Modelin Tamamlanması .....	77
5.4. Sonuçlar.....	78
5.4.1. 7 düz plakaya sahip PID .....	78
5.4.2. 7 kıvrımlı plakaya sahip PID .....	86
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME .....	99
6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi.....	99

6.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler .....	101
KAYNAKLAR .....	103
EK-A Nu ve f değerlerinin hesaplanması için ısı değiştirgeci teorisine uygun yazılan MATLAB kodu.....	113
EK – B Çalışma kapsamında düz plakaya sahip PID ve kıvrımlı plakaya sahip PID için elde edilen basınç ve akış hacimleri için hız dağılım grafikleri .....	118
ÖZGEÇMİŞ .....	124

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge		Sayfa
Çizelge 1.1.	Plakalı ısı değiştirgecinin bazı geometrik ve çalışma zellikleri	12
Çizelge 1.2.	Plakalı ısı değiştirgeçlerinin endüstriyel uygulamalarda sık kullanılan conta malzemeleri ve kullanım alanları	14
Çizelge 1.3.	Uygulamalarda sık kullanılan levha malzemeleri ve ısı iletim katsayıları	16
Çizelge 2.1.	Basınç düşümünün belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin HAD analizleri	36
Çizelge 2.2.	Isıl katsayının belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin HAD analizleri	38
Çizelge 3.1.	Analiz süreleri	57
Çizelge 4.1.	Suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklık ile değişim denklemleri	66
Çizelge 5.1.	7 düz plakaya sahip PID için HAD analizlerinde kullanılan plakaların geometrik zellikleri	74
Çizelge 5.2.	İncelenen PID için HAD analizlerinde kullanılan plakaların geometrik zellikleri	76
Çizelge 5.3.	Kullanılan ağ yapıları ile ilgili bilgiler	78
Çizelge 5.4.	Kıvrımlı plakalı PID için kullanılan ağ yapıları ile ilgili bilgiler	86
Çizelge 5.5.	Aynı alışma şartlarında analizi yapılan ısı değiştirgeçleri ve elde edilen sonuçlar	91

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 1.1.	Dr. Richard Seligman'ın 1923 yılında ürettiği ısı değiştirgeci	1
Şekil 1.2.	Bergedorf tarafından geliştirilen PID	2
Şekil 1.3.	Günümüzde kullanılan çeşitli plakalı ısı değiştirgeçleri	3
Şekil 1.4.	Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci ve contaları ile birlikte kullanılan 30° Chevron açısına sahip kıvrımlı plaka	7
Şekil 1.5.	Plakalı Isı Değiştirgeci - Kesit görünüş	8
Şekil 1.6.	Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci, dağıtım ve akışkan kanal baskı desenleri	9
Şekil 1.7.	Karşıt akışlı bir ısı değiştirgeci içerisinde akışkanın akış yönü ve sıcaklık dağılım profili	10
Şekil 1.8.	Paralel akışlı bir ısı değiştirgeci içerisinde akışkanın akış yönü ve sıcaklık dağılım profili	11
Şekil 1.9.	Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci kesiti	13
Şekil 1.10.	Contanın levha boyunca yerleşimi ve sızıntı akış yolu	14
Şekil 2.1.	(a) HAD model geometrisi (b) Re=900 için HAD ile elde edilen kanal içi tipik akış çizgileri	21
Şekil 2.2.	(a) Simülasyon için kullanılan HAD model geometrisi (b) Kıvrımlı plaka boyunca elde edilen sıcaklık ve basınç dağılımları	22
Şekil 2.3	(a) HAD modeli ve deneysel testler için kullanılan iki çapraz kıvrımlı kanal (b) HAD model için oluşturulan meshin yan görünüşü (c) Basınç düşümünün deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	23
Şekil 2.4.	(a)Sıcak kanalın orta kesimindeki hız vektörü konturu (b) Soğuk kanalın orta kesimindeki statik sıcaklık konturu	23
Şekil 2.5.	Soğuk plaka için sıcaklık dağılımları (a) L plakası (b) M plakası (c) H plakası	24
Şekil 2.6.	Seri akış düzeninin kanallar içerisinde sıcaklık dağılımı: 1D ve 3D model sonuçları	25

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.7.	PHE <sub>ondulin</sub> ve PHE <sub>yıldız</sub> yüzey yapısına sahip plakalı ısı değiştirgeçleri	27
Şekil 2.8.	(a) Mesh atılmış 3 boyutlu kıvrımlı PID (b) akış alanı $Re=2740$ ve RNG k- $\epsilon$ türbülans modeli ve ısı transferi Konveksiyon sınır koşuluyla modellendiğindeki sıcaklık dağılımı	28
Şekil 2.9.	(a) Deney düzeneği (b) Isıl çiftler ve IR termografik kameradan ölçülen sıcaklık değerleri	29
Şekil 2.10.	HAD simülasyonları ve IR termografik kameradan elde edilen sıcaklık profili karşılaştırılması (a) tüm yüzey üzerinde (b) $Re_c=1000$ , $Re_h=1470$ için merkez boyunca (c) Sürtünme katsayısı $f$ 'in Reynolds'a bağımlılığı: Deneysel ve HAD tahmini	30
Şekil 2.11.	Analizi yapılan plakalı ısı değiştirgeci ve sınır koşulları	31
Şekil 2.12.	Plaka 1 ve Plaka 2 için hız konturlarının ve akış çizgilerinin dağılım grafiği	31
Şekil 2.13.	Deneysel veriler ile HAD tahminlerinin karşılaştırılması	33
Şekil 2.14.	Farklı dağıtıcı tasarımları için sıcaklık ve akış dağılımı	34
Şekil 3.1.	Kontrol hacmi tanımı ve gösterimi	47
Şekil 3.2.	Ağ elemanı	48
Şekil 4.1.	Farklı tipteki baskı desenleri a) Washboard, b) Herringbone veya zig-zag, c) Chevron, d) Protrusions ve depressions, e) Secondary washboard ve f) Oblique washboard	58
Şekil 4.2.	Chevron tipi plakanın temel parametreleri	59
Şekil 4.3.	İncelenen kıvrımlı plaka için elde edilmiş deneysel sonuçlardan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (Plaka 1)	69

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 4.4.	İncelenen kıvrımlı plaka için elde edilmiş deneysel sonuçlardan sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (Plaka 1)	70
Şekil 5.1.	Üç sıcak akış hacminin ve üç soğuk akış hacminin CAD modeli	74
Şekil 5.2.	Kıvrımlı plakaya sahip PID modeli ve akış düzeni	75
Şekil 5.3.	Çalışma kapsamında HAD analizleri için oluşturulan model	78
Şekil 5.4.	Analizler için kullanılan ağ yapısı	79
Şekil 5.5.	Hesaplama alanı için üretilen çözüm ağının yakından görünümü	80
Şekil 5.6.	Portlar arasındaki sıcaklık farkının çözüm ağındaki eleman sayısına göre değişimi	80
Şekil 5.7.	Portlar arasındaki basınç düşümünün çözüm ağındaki eleman sayısına göre değişimi	81
Şekil 5.8.	Çalışma kapsamında ilgilenilen plakalı ısı değiştirgeçlerinde kullanılan plakalara verilen isimler	82
Şekil 5.9.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla A, B, C ve D plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	83
Şekil 5.10.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	84
Şekil 5.11.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	85
Şekil 5.12.	Hesaplama alanı için üretilen çözüm ağının yakından görünümü	87
Şekil 5.13.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla A, B, C ve D plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	88
Şekil 5.14.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	89

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 5.15.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı	90
Şekil 5.16.	Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deney, deneysel veriler kullanılarak geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	92
Şekil 5.17.	Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler kullanılarak Nusselt sayısı için geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının incelenen Reynolds sayısındaki yüzde sapma değeri	93
Şekil 5.18.	Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler ve HAD yardımıyla hesaplanan basınç düşümü teriminin kütle debisi ile değişimi	94
Şekil 5.19.	Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deney, deneysel veriler kullanılarak geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı teriminin Reynolds sayısı ile değişimi	95
Şekil 5.20.	Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler kullanılarak sürtünme katsayısı için geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı teriminin incelenen Reynolds sayısındaki sapma değeri	96
Şekil 5.21.	Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısının 100 – 450 arasındaki değişimi	97
Şekil 5.22.	Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan basınç düşümü teriminin kütle debisi ile değişimi	97
Şekil 5.23.	Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısının 100 – 450 arasındaki değişimi ve literatürdeki benzer bir çalışma ile karşılaştırılması	98

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil B.1.	Çalışma kapsamında düz plakaya sahip PID için elde edilen akış hacimleri için hız dağılım grafikleri (a) Sıcak akış hacmi (b) Soğuk akış hacmi	118
Şekil B.2.	Çalışma kapsamında kıvrımlı plakaya sahip PID için elde edilen akış hacimleri için hız dağılım grafikleri (a) Sıcak akış hacmi (b) Soğuk akış hacmi	118
Şekil B.3.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için A, B, C ve D plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	119
Şekil B.4.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	120
Şekil B.5.	Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	121
Şekil B.6.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için A ve B plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	121
Şekil B.7.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için C, D, E ve F plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	122
Şekil B.8.	Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için G, H, I ve J plaka yüzeyleri için basınç dağılımı	123



## KISALTMALAR

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>3D</b>	Üç boyutlu (Three dimensional)
<b>CAD</b>	Bilgisayar Destekli Çizim (Computer Aided Design)
<b>CCTID</b>	Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci (Gasketed Chevron Type Heat Exchanger)
<b>HAD</b>	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
<b>IR</b>	Kızılötesi (Infrared)
<b>LMTD</b>	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı metodu (Logarithmic mean temperature difference method)
<b>NTU</b>	Transfer birimi metodu (Number of transfer units method)
<b>PID</b>	Plakalı ısı değiştirgeci (Plate Heat Exchanger)
<b>RANS</b>	Reynolds ortalama Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
<b>RNG</b>	Reynolds Normalization Group
<b>SST</b>	Shear Stress Transport
<b>TOBB</b>	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği
<b>TOBB ETÜ</b>	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
<b>TÜBİTAK</b>	Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu

## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

### Simgeler Açıklama

$A$	Isı transfer alanı
$A_1$	Kıvrımlı levhaya ait efektif ısı transfer alanı
$A_{1p}$	Kıvrımlı levhaya ait yansıtılmış ısı transfer alanı
$b$	Ortalama kanal boşluğu
$C$	Korelasyon katsayısı
$c_p$	Özgül ısı kapasite
$D_e$	Kanal eş değer çap
$D_h$	Kanal hidrolik çap
$D_p$	Geçit/Port çapı
$f$	Fanning sürtünme katsayısı
$F$	Logaritmik ortalama sıcaklık düzeltici faktörü
$F_1, F_2$	Harman fonksiyonları
$g$	Yer çekim ivmesi
$G_c$	Kanal içerisindeki kütle debisi
$h$	Taşınila olan ısı transfer katsayısı
$H$	Kanal yüksekliği
$k$	İletimle olan ısı transfer katsayısı
$L$	Uzunluk
$L_{eff}$	Giriş-çıkış portları arası efektif akış uzunluğu
$L_h$	Port merkezleri arası levha genişliği
$L_p$	Portlar arası levha uzunluğu
$L_v$	Port merkezleri arasındaki levha uzunluğu
$L_w$	Contalar arası levha genişliği
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\dot{m}_c$	Kanal içi kütlesel debi
$N_{cp}$	Kanal sayısı
$N_e$	Etken levha sayısı
$N_p$	Geçiş sayısı
$N_t$	Toplam levha sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı

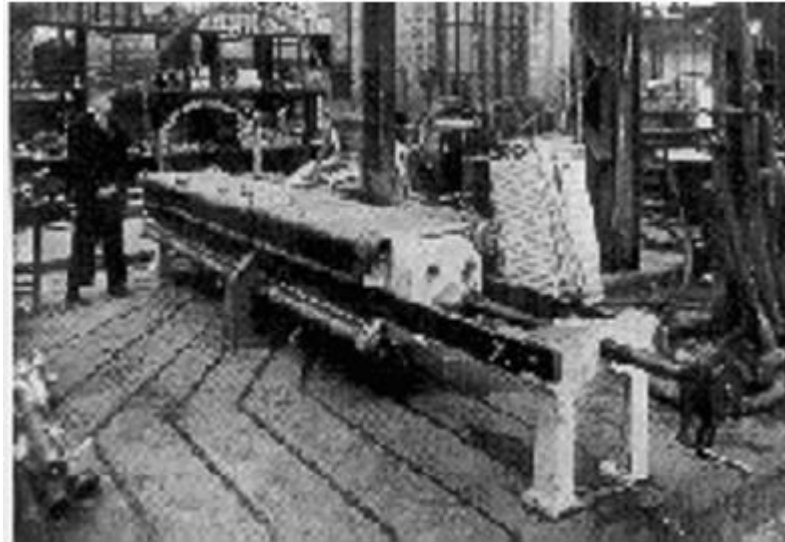
$p$	Levha adımı
$q$	Isı akısı
$P_a$	Akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç düşümü
$p_c$	Ondülasyon adımı
$P_c$	Kanal içi basınç düşümü
$P_f$	Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü
$P_g$	Yerçekimine bağlı basınç düşümü
$P_p$	Port giriş ve çıkışlarındaki akış dağılımından kaynaklanan basınç düşümü
$\Delta P$	Toplam basınç düşümü
$Pr$	Prandtl sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$S$	Kaynak terimi
$t$	Plaka kalınlığı
$T$	Sıcaklık
$T_b$	Akışkan ortalama sıcaklığı
$T_w$	Duvar sıcaklığı
$Q$	Isı transferi miktarı
$U$	Toplam ısı transfer katsayısı
$y$	Bir sonraki yüzeye olan uzaklık
$Y$	Yayılm
$\beta$	Chevron açısı
$\Delta$	Değişim
$\rho$	Yoğunluk
$\tau$	Tortuoosite katsayısı
$\phi$	Genişleme katsayısı
$\mu$	Dinamik viskozite
$\mu_w$	Duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite
$\mu_t$	Türbülans dinamik viskozitesi
$\Gamma$	Difüzyon katsayısı
$\delta_{ij}$	Kronecker delta
$\varepsilon$	Türbülans yayılım oranı
$\tau_w$	Duvardaki kayma gerilmesi
$\varphi$	Skaler değişken
$\omega$	Türbülans yitim hızı
$\kappa$	Isı iletim katsayısı

<b>İndisler</b>	<b>Açıklama</b>
b	Ortalama değer
c	Soğuk akışkan
h	Sıcak akışkan
in	Isı değiştirgecine giriş
i, j, k	x, y ve z yönleri
out	Isı değiştirgecine çıkış
w	Duvar

## 1. GİRİŞ

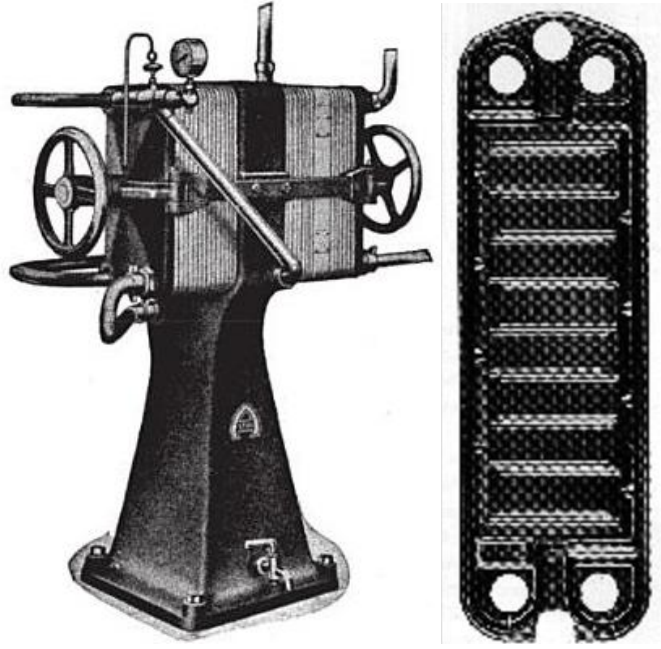
Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimi, pek çok mühendislik dalında en çok karşılaşılan ve en önemli uygulamalardan biri olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu ısı değişimini gerçekleştiren cihazlar ısı değiştirgeçleri veya ısı eşanjörleri olarak adlandırılmaktadır[1,2,4].

Plakalı ısı değiştirgeçleri için ilk patent, 1878 yılında alman Albrecht Dracke tarafından alınmıştır. 1800'lerin sonu ve 1900'lerin başını takip eden yıllar mevcut ısı değiştirgeçlerinin geliştirilmesi ve yaratıcı yeni ısı değiştirgeci tasarımına yönelik faaliyetlere tanıklık etmiştir ve bağımsız yapılan hummalı çalışmaların sonucu olarak plakalı ısı değiştirgeçlerinin farklı türleri için çeşitli patentler alınmıştır [1]. Plakalı ısı değiştirgeçleri ticari olarak ilk kez 1920'lerde süt endüstrisinin hijyenik talebini karşılamak için ortaya çıkmıştır. APV firmasının kurucusu Dr. Richard Seligman tarafından 'plaka pastörizatörü' olarak adlandırılan ilk fiili plakalı ısı değiştirgecini üretmiştir. Dr. Richard Seligman'ın ürettiği ısı değiştirgecini Şekil 1.1.'de gösterilmektedir.



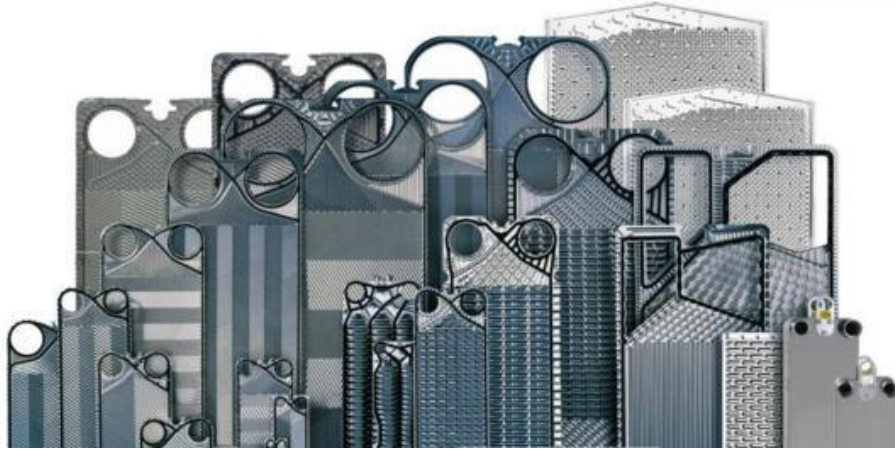
**Şekil 1.1.** Dr. Richard Seligman'ın 1923 yılında ürettiği ısı değiştirgeci [1,4]

1930'larda İsviçre'de Bergedorfer Eisenwerk tarafından önceden üretilenlere benzer bir ticari plakalı ısı değiştirgeci üretilmiştir. Alfa Laval firmasının ilk ticari plakalı ısı değiştirgeci (PID) Şekil 1.2.'de görülebilmektedir. Günümüze kadar PID'lerin temel anlayışı ve işletilmesi çok az değişmesine rağmen, PID'lerin yüksek kapasiteye sahip olmaları, yüksek çalışma sıcaklıkları ve basınçlarında çalışabilmesi için bütün tasarım ve yapısı geliştirilmiştir.



**Şekil 1.2.** Bergedorf tarafından geliştirilen PID [1]

Bu tip ısı değiştirgeçlerinin tasarımları, zaman içerisinde geliştirilmiş ve plaka geometrisindeki iyileştirmeler, plakaların bir araya getirilmesinde ve conta malzemesindeki gelişmesi sayesinde 1960'lı yıllarda olgunluğa ulaşmıştır [2]. 1970'lerde PID'lerin geliştirme faaliyetleri enerji krizi ile birlikte önemli bir konuma gelmiştir. Plaka yüzeyleri kabartılarak üretim tekniklerinde yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Bu araştırma ve geliştirme faaliyetlerinin en önemli çıktısı karışık akış düzenlerine sahip farklı türlerde ısı değiştirgeçlerinin ortaya çıkması, gelişmesi ve çok çeşitli PID'lerin günümüzdeki hallerine ulaşması olmuştur. Günümüzde yaygın olarak kullanılan PID eşitlerini Şekil 1.3.'te görebilmekteyiz.



**Şekil 1.3.** Günümüzde kullanılan çeşitli plakalı ısı değiştirgeçeri [3]

PID'ler günlük yaşantımızda güç üretimi; proses, kimyasal ve gıda endüstrisi; elektronik; artık ısı geri kazanım uygulamaları; imalat sanayi; havalandırma, soğutma ve uzay uygulamaları gibi çok çeşitli uygulamalarda kullanılmakta ve pek çok sistemin işletilmesinde önemli bir rol oynamaktadırlar. Öyle ki kullanılan ısı değiştirgecinin hidrolik ve ısıl performansı, oluşturulacak ya da uluşturulan sistemin verimliliğini ve güvenilirliğini önemli ölçüde etkileyecektir. Bu bağlamda ısı değiştirgeçerinin termal ve hidrolik özelliklerinin belirlenmesi 90'lı yılların başlarına kadar daha çok deneylere dayanmakta ve bu deneylerden elde edilen korelasyonlar kullanılmaktaydı. Ancak son yıllarda bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler ve yaygınlaşmalar sayesinde iç ve dış akışların tahmini için kullanılan sayısal tekniklerde ciddi bir artış gözlemlenmiştir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sayısal analiz yöntemleriyle matematiksel denklemleri çözerek akışkan akışlarını, ısı transferini, kimyasal reaksiyonları gibi konuları inceleyen bir bilim dalıdır [5]. HAD 'ın geçmişi deneylere nazaran çok kısa olmasına rağmen, günümüzde ısı değiştirgeçerinin geliştirilmesinde HAD yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, bir plakalı ısı değiştirgeci bir bütün halinde bilgisayar destekli çizim programları vasıtasıyla modeli oluşturulacak ve model türbülanslı akış HAD

yardımıyla değişen akışkan giriş sıcaklıkları ve kütle debisine bağlı olarak hız, basınç, sıcaklık ve akış çizgilerinin dağılımı incelenerek, inceleme aralığında genel bir korelasyon oluşturulacaktır. Elde edilecek korelasyon ise hem teorik değerlerle hem de daha önce yapılan deneysel veriler ile kıyaslanacak ve HAD sonuçlarının doğrulaması yapılacaktır.

### **1.1. Isı Değiştirgeçlerinin Sınıflandırılması**

Pek çok mühendislik dalında sık karşılaşılan ısı transferi işlemi, çeşitli alanlarda yaygın olarak kullanılmakta ve günümüz şartlarının vazgeçilmez işlemleri arasında yer almaktadır. Isı transferi sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımı olarak tanımlanırken bu ısı değişimini gerçekleştiren cihazlar ısı değiştirgeçleri veya ısı eşanjörleri olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştirgeçlerinde genellikle harici bir ısı kaynağına ihtiyaç duyulmaz.

Çalışılan akışkanın soğutulması veya ısıtılması, tek bir akışkanın ya da çoklu bileşenden oluşan akışkanların buharlaştırılması ya da yoğunlaştırılması işlemi ısı değiştirgeçlerinin tipik kullanım alanlarındandır. Ayrıca, ısı enerjisinin geri kazanımı ve atımı, mikropoldan arındırma, pastörize etme, damıtma, yoğunlaştırma ya da deriştirme, kristalleştirme gibi işlemlerde kullanılabilir [6]. Birçok ısı değiştirgeçinde, akışkanlar arasındaki ısı transferi akışkanları ayıran bir duvar vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu durumda duvarın bazı kısımları sıcak ve soğuk akışkanla doğrudan temas etmekte ve ısı transferi iletimle ısı taşınım vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu tip ısı değiştirgeçleri reküparatif olarak adlandırılmaktadır ve genellikle ısı değiştirgeçindeki incelemeler zamandan bağımsız yapılmaktadır [7].

Isı değiştirgeçleri; ısı değişim şekline, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına, akışkan sayısına, ısı geçiş mekanizmasına, yapı (konstrüksiyon) şekline ve akış şekline göre sınıflandırma olmak üzere çok farklı şekillerde sınıflandırılmaktadır ve sınıflarına göre ısı değiştirgeçleri aşağıda gösterilmektedir [8,9].



- 1) Isı değişim şekline göre
  - a) Akışkanların doğrudan temas halinde olduğu ısı değiştirgeçleri
    - i) Doğrudan Transfer
    - ii) Depolama
    - iii) Akışkan Yatak
  - b) Akışkanların doğrudan temasın olmadığı ısı değiştirgeçleri
    - i) Karışmayan akışkanlar
    - ii) Gaz-sıvı
    - iii) Sıvı-Buhar
- 2) Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflama (Kompaklık)
  - a) Kompakt olmayan ısı değiştirgeçler
  - b) Kompakt ısı değiştirgeçler
- 3) Akışkan sayısına göre sınıflama;
  - a) İki akışkanlı ısı değiştirgeçler
  - b) Üç akışkanlı ısı değiştirgeçler
  - c) n adet akışkanlı ısı değiştirgeçler
- 4) Isı geçişi mekanizmasına göre sınıflama;
  - a) İki tarafta da tek fazlı akış olan ısı değiştirgeçler
  - b) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış olan ısı değiştirgeçler
  - c) İki tarafta da çift fazlı akış olan ısı değiştirgeçler
  - d) Taşınım ve ışınlama ile ısı geçişi olan ısı değiştirgeçler
- 5) Yapı şekline göre sınıflama;
  - a) Borulu ısı değiştirgeçleri
    - Çift boru ısı değiştirgeçler
    - Boru bobinleri ısı değiştirgeçler
    - Spiral borulu ısı değiştirgeçler
    - Gövde borulu ısı değiştirgeçler
  - b) Levhalı ısı değiştirgeçleri
    - Contalı levhalı ısı değiştirgeçleri
    - Spiral levhalı ısı değiştirgeçleri
    - Lamelli ısı değiştirgeçleri

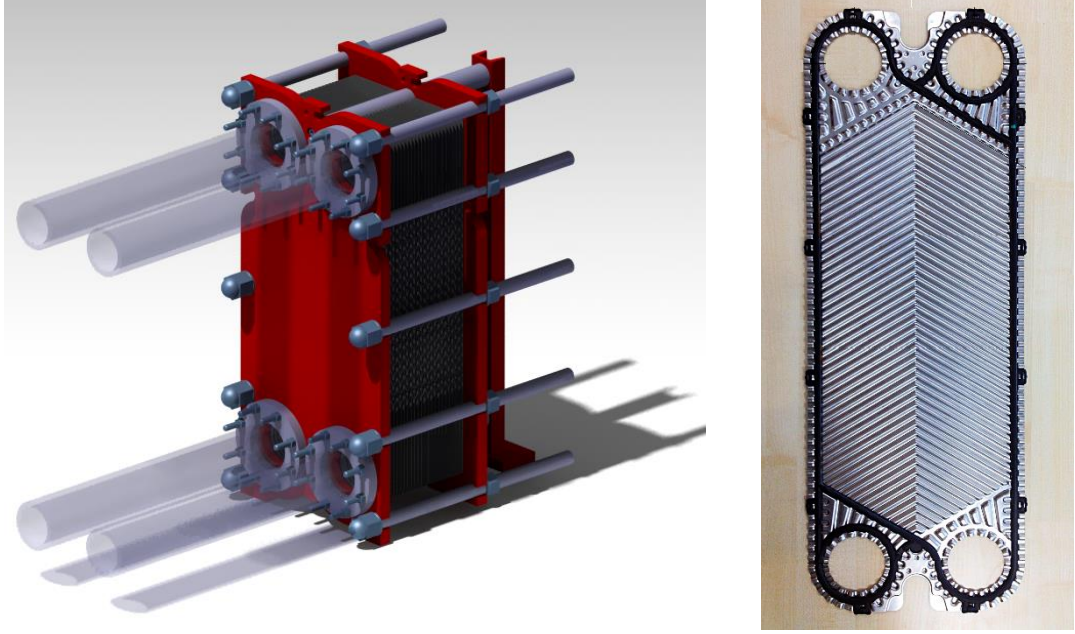
- c) Kanatlı yüzeyli ısı değiştirgeçleri
    - Levhalı kanatlı ısı değiştirgeçler
    - Borulu kanatlı ısı değiştirgeçler
  - d) Rejeneratif ısı değiştirgeçler
    - Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
    - Döner dolgu maddeli rejeneratörler
  - e) Karıştırmalı kaplar
- 6) Akış düzenine göre sınıflama;
- a) Tek geçişli ısı değiştirgeçler
    - Paralel akışlı ısı değiştirgeçler
    - Karşıt akışlı ısı değiştirgeçler
    - Çapraz akışlı ısı değiştirgeçler
    - Ayrı akışlı ısı değiştirgeçleri
    - Bölünmüş akışlı ısı değiştirgeçleri
  - b) Çok geçişli ısı değiştirgeçler
    - Çapraz – karşıt ve çapraz – paralel akışlı ısı değiştirgeçler
    - Çok geçişli gövde – borulu ısı değiştirgeçler
    - n adet paralel levha geçişli ısı değiştirgeçler

Bu çalışma kapsamında ilgilenilen ısı değiştirgeci reküparatif, akış düzenine göre çapraz akışlı ve konstrüksiyon türüne göre contalı levhalı ısı değiştirgeci sınıfında yer almaktadır.

## **1.2. Contalı Chevron Tipi Isı Değiştirgeçleri**

Isı değiştirgeçlerinin ilk üretildikleri 1930'lu yıllardan günümüze kadar, maliyet ve verimlilik konusunda sürekli devam eden çalışmalar pek çok değişik tipte ısı değiştirgecinin gelişmesine yol açmıştır. Yıllar boyunca, plaka malzemesi ve ısı değiştirgeci ile ilgili diğer ekipman ile ilgili gelişmelere paralel olarak, plakalı ısı değiştirgeçleri daha pratik, etkili olmuştur. Dolayısıyla, endüstriyel uygulamalarda ısı değiştirgeçlerinin kullanımı, özellikle plakalı ısı değiştirgeçler, son yıllarda büyük

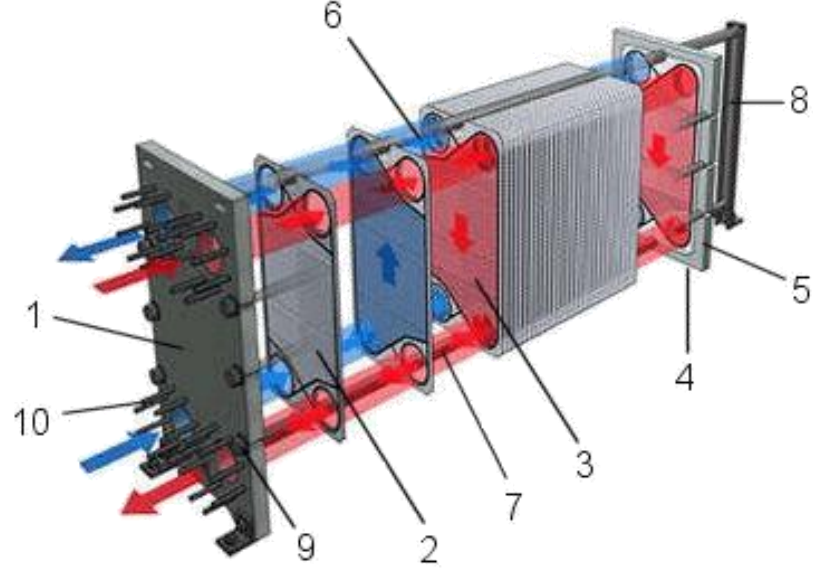
artış göstermiştir [10]. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan ısı değiştirgeci olmasının yanı sıra diğer ısı değiştirgeçleri ile kıyaslandığında plakalı ısı değiştirgeçleri en verimli ısı değiştirgeci olarak kabul edilmektedir [6].



**Şekil 1.4.** Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci ve contaları ile birlikte kullanılan 30° Chevron açısına sahip kıvrımlı plaka [10]

Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci (CCTID) Şekil 1.4.'te görüldüğü üzere kenarlarında contalar ile sızdırmazlığı sağlanmış bir dizi ince dikdörtgen metal plakaların birleşimi ve bir çerçeve içinde bir arada tutulmasından oluşmaktadır. Çerçeve genellikle bağlantı noktalarına sabitlenmiş son plaka ile hareketli baskı plakası bulunmaktadır. Çerçevede, plakalar bir üst taşıma çubuğuna asılır ve doğru hizalayabilmek için alt taşıyıcı çubuk vasıtasıyla yönlendirilir. Bunu sağlayabilmek için her plakanın alt ve üst kenarlarının ortasında çentikler bulunur. Sabit ve hareketli baskı plakaları ile plaka demetinin; uzun cıvatalar ile birbirlerine kenetlenmesi ve contaların sıkıştırılması ile sızdırmazlık sağlanır.

Contalı Chevron tipi ısı değiştirgecinin temel bileşenlerinin detaylı çizimleri Şekil 1.5.'te detaylarıyla gsterilmektedir.

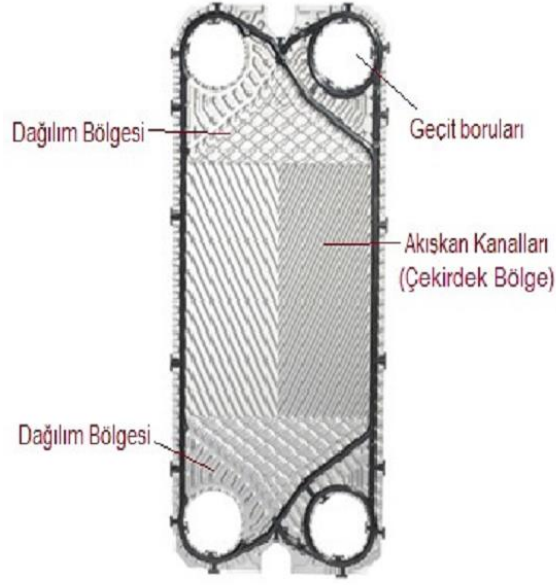


**Şekil 1.5.** Plakalı Isı Değiştirgeci - Kesit gcrnrnő [11]

- |                                  |  |
|----------------------------------|--|
| 1. Sabit baskı plakası           | 6. Őst taşıyıcı ubuk                        |
| 2. İlk plaka                     | 7. Alt taşıyıcı ubuk (Rehber ubuk)         |
| 3. Contalı ısı değişim plakaları | 8. Destek kolonu                             |
| 4. Son plaka                     | 9. Burulmaya karşı korumalı sıkma cıvataları |
| 5. Hareketli baskı plakası       | 10. Bağlantı cıvataları                      |

Her plaka, sac metal üzerine bir kıvrımlı (veya dalgalı) yzey Őekli glő baskı makinaları ile damgalanarak veya kabartılarak yapılır. Her plaka üzerinde, dört adet köőe geçit noktaları, dağıtım kanalları ve ısı transferinin yoğun olarak gerçekleştiği akışkan kanalları yer almaktadır. Plaka üzerindeki geçit noktaları çiftler halinde kullanılmaktadır. Kullanılan ift geçit noktaları birbirlerine çapraz olabilecekleri gibi ihtiyaca göre birbirlerine paralel de olabilmektedir. Çiftler halinde kullanılan köőe geçit noktaları yani portlar, plaka demeti içerisinde akışkanın diğer plakalara erişimini sağlar. Plaka üzerinde bulunan dağıtım kanalları, akışkanın giriş kanalından

ısı transferinin gerçekleşeceği akışkan kanallarına ulaşmaya kadar akışkan yanlış dağılımını engelleyerek dengeli bir şekilde dağılmasını sağlar.



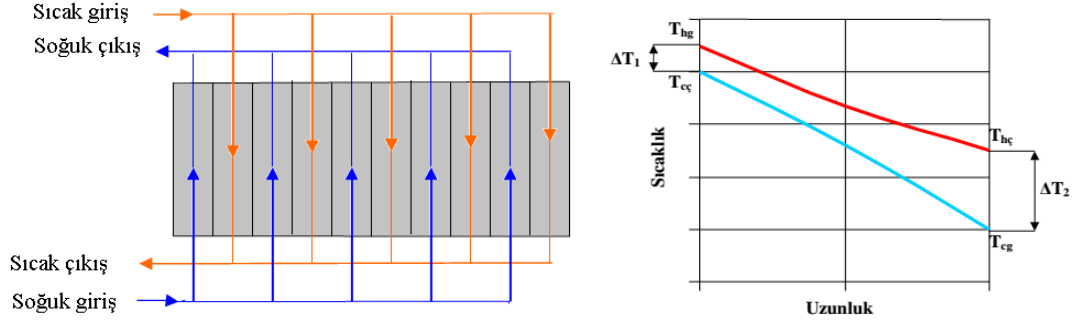
**Şekil 1.6.** Contalı Chevron tipi ısı değiştirgeci, dağıtım ve akışkan kanal baskı desenleri [6,12]

Isı değiştirgeçleri tasarım ve yapım şekillerine göre çok farklılık göstermesine ve tek fazlı ya da çift fazlı olabilmelerine rağmen eşanjörün verimliliği ve etkinliği büyük ölçüde içerisinde akan akışkanın yönüne göre belirlenmektedir.

Isı değiştirgeci içerisinde ısı transferi, akış düzeninden bağımsız olarak hem iletim hem de taşınım ile ısı transferini içermektedir. Sıcak olan akışkan taşınım ile ısısını, iletim ile plaka boyunca ısı taşınımının gerçekleştiği duvara aktarır. Daha sonra taşınım ısı transferi ile soğuk olan ikinci akışkana aktarılmaktadır. Bu işlem ısı değiştirgecinin uzunluğu boyunca devam etmekte ancak akışkanların sıcaklıkları genellikle sabit değildir. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştirgeci boyunca değişimi Şekil 1.7. ve Şekil 1.8.'de gösterilmektedir. Isı değiştirgeci uzunluğu boyunca ısı transfer oranı, incelenen noktadaki sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkından dolayı değişmektedir. Bir ısı değiştirgeci içinde akış yolları için en yaygın akış düzenlemesi karşıt akışlı ve paralel akışlı olanıdır.

### 1.2.1. Karşıt Akışlı Isı Değiştirgeçleri

Şekil 1.7’de görüldüğü üzere iki akışkan kanal içerisinde birbirlerine paralel olarak fakat zıt yönde akmaktadır.



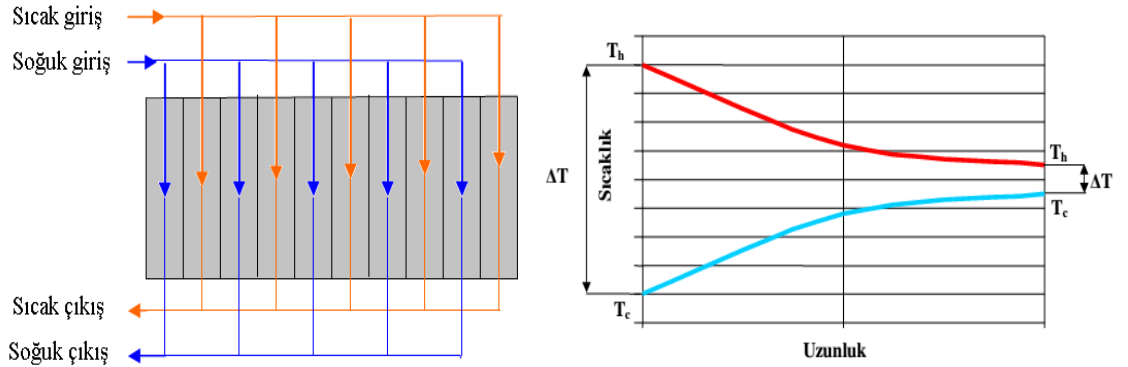
**Şekil 1.7.** Karşıt akışlı bir ısı değiştirgeci içerisinde akışkanın akış yönü ve sıcaklık dağılım profili [8, 13]

Karşıt akışlı düzenleme, termodinamik açıdan diğer akış düzenlemelerinden daha üstündür. Belirli bir ısı iletkenliği (UA), akışkan hızı ve akışkan giriş sıcaklıkları için en yüksek sıcaklık değişimi oluşturarak en verimli akış düzenini oluşturmaktadır. Isı değiştirgecinin sıcak ve soğuk akışkanların geçtiği duvar yüzeyleri arasında maksimum sıcaklık farkı en düşük ve daha düzgün bir sıcaklık farkı dağılımı oluşmaktadır. Böylece, ısı değiştirgecinin plaka duvarlarında en az termal baskılar oluşturmaktadır. Ayrıca, daha düzgün bir ısı dağılımı ısı değiştirgeci boyunca daha düzgün bir ısı transfer oranı sağlamaktadır[13].

### 1.2.2. Paralel Akışlı Isı Değiştirgeçleri

Şekil 1.8’de görüldüğü üzere iki akışkan birlikte bir noktadan ısı değiştirgecine girmekte ve kanal içerisinde birbirlerine paralel olarak aynı yönde akmakta ve aynı noktadan ısı değiştirgecinden dışarı atılmaktadır. Paralel akışlı akış aynı zamanda eş yönlü ya da eş yönlü paralel akış olarak da tanımlanmaktadır. Bu akış düzenlemesi tek fazlı ısı değiştirgeçleri içerisinde, belirli bir ısı iletkenliği (UA), akışkan hızı ve akışkan giriş sıcaklıkları için en düşük verimli akış düzenini oluşturmaktadır.

Paralel akışlı ısı değiştirgeçleri tasarımda oluşan sıcaklık profili ısı değiştirgecinin iki önemli dezavantajını ortaya koymaktadır. Paralel akışlı ısı değiştirgeçlerinde sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının en fazla olduğu yer giriş bölgesidir. Bu yüzden, ısı değiştirgecinin girişlerindeki duvarlarda yüksek ısıl gerilimleri oluşmaktadır. Çeşitli akışkan sıcaklıklarından dolayı plaka malzemesinin genişmesi ve daralması sonucu malzemenin iş görmez bir hale gelmesine sebep olabilmektedir. Isı değiştirgecinden çıkan soğuk akışkanın sıcaklığı sıcak akışkan çıkış sıcaklığını hiçbir zaman geçmemektedir. Eğer soğuk akışkan sıcaklığının yüksek olması isteniyorsa bu akış düzeni amaca uygun olmayacaktır. Bu akış düzeni yüksek verimlilik gerektiren uygulamalarda kullanılsa da iki akışkanın sıcaklıklarının aynı olması istenen değişik uygulamalarda kendine uygulama alanı bulmaktadır.



**Şekil 1.8.** Paralel akışlı bir ısı değiştirgeci içerisinde akışkanın akış yönü ve sıcaklık dağılım profili [8, 13]

Genellikle ısı değiştirgecinin performansı kullanılan plaka, plaka üzerindeki tasarım desenine, plaka genişliği ve uzunluğu gibi pek çok parametreye bağlı olmasına rağmen tipik bir plakalı ısı değiştirgecine ait performans özellikleri ve boyutları Çizelge 1.1.'de verilmiştir.

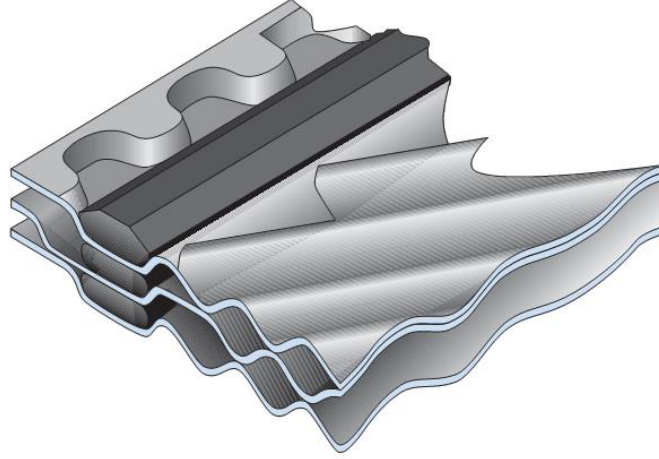
**Çizelge 1.1.** Plakalı ısı değiştirgecinin bazı geometrik ve çalışma özellikleri [2,13,14]

<b>Birim</b>		<b>alışma</b>	
Maksimum yüzey alanı	2500 m <sup>2</sup>	Basınç	0.1 – 3.0 MPa
Plaka sayısı		Sıcaklık	-40'dan 260°C'ye kadar
Geçit boyutu	400 mm'ye kadar (sıvılar için)	Maksimum geçit hızı	6 m/s (sıvılar için)
		Kanal akış hızı	0.05'den 12.5 m <sup>3</sup> /s' kadar
		Maksimum nite akış hızı	
<b>Plakalar</b>		<b>Performans</b>	
Kalınlık	0.5 – 1.2 mm	Sıcaklık yaklaşımı	En düşük 1°C
Boyut	0.03 – 3.6 m <sup>2</sup>	Isı transfer verimi	%93'e kadar
Boşluk	1.5 – 7 mm	Sıvı-sıvı uygulamalar için ısı transfer katsayısı	3000 – 8000 W/m <sup>2</sup> .K
Genişlik	70 – 1200 mm	İdeal basınç düşümü	30 kPa her bir NTU için
Uzunluk	0.4 – 5 m		
Hidrolik ap	2 – 10 mm		
Plaka başına yüzey alanı	0.02 – 5 m <sup>2</sup>		

Chevron tipi plakaların, akış yönleri birbirlerine zıt olacak şekilde arka arkaya dizilimi ile akışkanların geçebilecekleri şekil 1.9'da gösterilen dar ve kıvrımlı akış kanalları oluşur. Akışkan sıkıştırılmış plaka demetinin bir köşesinde bulunan giriş portundan ısı değiştirgecine girmektedir. Isı değiştirgecinin içerisinde akışkan seri ya da paralel bir şekilde kanallardan geçebilmektedir. Plaka demetinin içerisinden geçerken, sıcak ortam sahip olduğu ısı enerjisinin bir kısmını ince plakalar

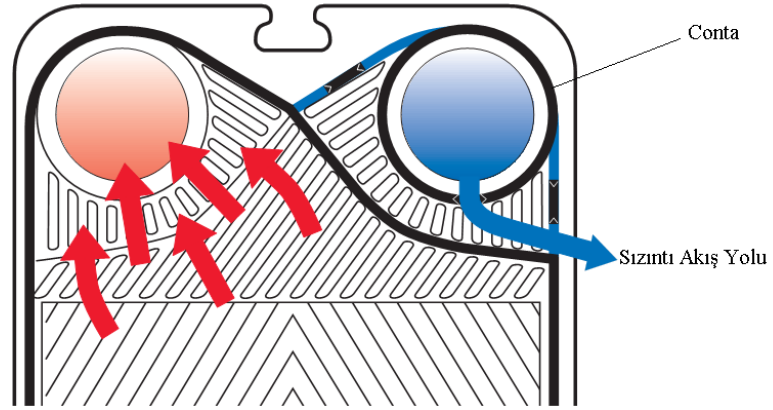


vasıtasıyla plakanın diğerk tarafındaki soğuk ortama aktarmaktadır. Son olarak, plaka demetinin sonunda giriş portunda olduğu gibi tünel içerisine bırakılır ve daha sonra ısı değıştirgecinden dışarı atılır.



**şekil 1.9.** Contalı Chevron tipi ısı değıştirgeci kesiti [95]

Bir plakalı ısı değıştirgecinin kullanımını sınırlayan önemli bir unsur şekil 1.9'da koyu çizgilerle gösterildiğı gibi ısı değıştirgeci içerisinde akan akışkanların birbirleriyle karışmasını önleyici, her plakanın bir tarafında plakanın çevresi boyunca yerleştirilmiş contalar ve contanın bağlantı noktaları etrafında özel düzenlemeler bulunmaktadır. Bu düzenlemeler ile contanın zarar görmesi durumunda ısı değıştirgecinin neresinde kacağın olduğu bulunabilmekte ve diğerk akışkan ile karışmasını önlemektedir. İki plakanın birleştirilmesi ile oluşan bir akış hacminde, giriş portunun plaka akış yönüne bakan kesimi conta ile çevrilmemiştir. Böylelikle akışkanın giriş portundan plaka kanallarına ulaşması sağlanır. Plakanın aynı tarafında giriş portu ile aynı hizada bulunan port conta vasıtasıyla engellenir ve bir kanal içerisine ikinci akışkanın girmesi engellenmesinin yanı sıra böylece ikinci akışkanı plakanın diğerk tarafına yönlendirmektedir. Çizelge 1.2'de plakalı ısı değıştirgeçlerinde endüstriyel uygulamalarda sık kullanılan conta malzemeleri ve kullanım alanları verilmiştir.



**Şekil 1.10.** Contanın levha boyunca yerleşimi ve sızıntı akış yolu [95]

**Çizelge 1.2.** Plakalı ısı değiştirgeçlerinin endüstriyel uygulamalarda sık kullanılan conta malzemeleri ve kullanım alanları [4,6,14]

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

---

Asbest	uygulamaları
Elyafı	

---

Bir plakalı ısı değiştirgecinin termal ve hidrolik karakteristiğini etkileyen bir diğer önemli parametre ise akış yanlış dağılımıdır. Akış yanlış dağılımı, akışın tüm kanallarda eşit kütleli debi ve akışkanın kanal hacminde bulunan tüm bölgelere eşit dağılamaması olarak tanımlanabilmektedir. Akış yanlış dağılımından dolayı bazı bölgelerde akış hızı düşük olmakta ve bu bölgelerde kirlenme ve korozyon oluşmaktadır. Akış yanlış dağılımı genellikle, geğitlerdeki akıştan kaynaklanan akış yanlış dağılımı, özdeş kanal tasarımına sahip olmayan plakalara bağlı akış yanlış dağılımı ve kanal içi akış yanlış dağılımı olmak üzere üç ana başlıkta incelenmektedir.[15].

Isı değiştirgeci için seçilen malzemenin seçiminde kullanılacak uygulamanın fiziksel koşullarına dayanıklı olması, çalışma sıcaklığı aralıklarında uyumlu olması ve akışkan tarafından aşınmayacak nitelikte olması dikkat edilmesi gereken önemli unsurlardır. Bir diğer önemli unsur ise ısıl iletkenliktir. Isı iletim katsayısı iletilebilecek ısı miktarını sınırlayan çok önemli bir parametredir ve bir ısı değiştirgecinin maliyetinin belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Isıl iletim katsayısı azaldıkça, istenilen ısıl yükün karşılanması için gerekli olan ısı transfer alanı artmakta, bu da ısı değiştirgecinin ağırlığının, boyutlarının ve maliyetlerinin artmasına neden olmaktadır. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı transfer yüzeyi, yüksek sıcak aralıklarında çalışmasına olanak sağlayan seramik malzemeler geliştirilmesine rağmen günümüzde halen metalden yapılmaktadır. Kompakt ısı değiştirgeçlerinde alüminyum kullanımı yaygındır ancak yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalarda kullanılamamaktadır. Gıda sıvıları ya da yüksek ölçüde aşındırıcı nitelikteki akışlarda başka tür malzemelerin kullanımı gerekmekte ve bu tür uygulamalarda genellikle paslanmaz elik kullanılır. Çizelge 1.3'te farklı akışkan tipleri için sunulan levhalar ve bunların ısı iletim katsayıları verilmiştir.

**Çizelge 1.3.** Uygulamalarda sık kullanılan levha malzemeleri ve ısı iletim katsayıları [1,2,6,13]

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

Uygulamalarda uygun bir plaka seçimi önem kazanırken günümüzde farklı ısı değiştirgeci firması tarafından uygulama alanlarına göre farklı malzemelerden yapılmış levha seçenekleri sunulmaktadır. Dolayısıyla arzu edilen ısı yük, çalışma sıcaklığı ve basıncı, maliyet, ağırlık, boyutları ile kullanılması planlanan uygulama türü dikkate alınarak seçimin yapılması gerekmektedir.

### 1.3. Contalı Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Avantajları ve Dezavantajları

Plakalı ısı değiştirgeçler, üretildiği tarihten günümüze kadar kullanım alanlarının artması ve pek çok firma ve işletme tarafından tercih edilmesine rağmen, tasarımları gereği bazı avantajlar ve dezavantajlara sahiptir[2,13,15,16].

### 1.3.1. Avantajları

- Plakalı ısı değiştirgeçlerin bakımı ve temizliği daha kolaydır.
- Çok düşük sıcaklık farklarına (yaklaşık 1 °C) ulaşılabilmektedir. Ulaşılacak en düşük sıcaklık farkı gövde – boru tipi ısı değiştirgecinde 5 °C ile 10 °C arasında değişmektedir.
- PID'ler oldukça esnek bir tasarıma sahiptir. Dolayısıyla farklı uygulamalar için değişik ısı yük ihtiyacı plaka eklenerek ya da eksilterek karşılanabilir.
- Yüksek viskoziteli malzemeler ile çalışmaya daha uygundur.
- Yüksek türbölans, dönme hareketleri ve karışmadan dolayı plakalı ısı değiştirgeçlerinin kirlenme eğilimi daha düşüktür.
- Aynı ısı yük için daha düşük ilk yatırım maliyeti
- Düşük ağırlık ve montaj hacmine sahip kompakt bir tasarıma sahiptir ancak üzerindeki desenler sayesinde toplam ısı transfer yüzey alanı yüksektir.
- Akışın parçalanıp yeniden birleşmesi, girdap veya girdaplı akış oluşumu ve akış kanalının küçük hidrolik çapına sahip olmasından dolayı çok yüksek ısı transfer katsayılarına erişmek mümkündür.
- Isı değiştirgeci içerisinde ısıya duyarlı akışkanların bozulmasına sebep olabilecek sıcak ya da soğuk noktalar bulunmamaktadır.
- Akış kaynaklı titreşimler, gürültü, termal gerilmeler ve girişte sıkışma gibi problemler PID'lerde görülmemektedir.
- Yalnızca plakaların kenarları atmosfere maruz kaldığı için ısı kayıpları ihmal edilebilir ve yalıtıma ihtiyaç duymamaktadır.
- Farklı yüzey desenine sahip plakalar tek bir ısı değiştirgecine takılabilir ve farklı geçiş akış düzeni ayarlanabilmektedir.

### 1.3.2. Dezavantajları

- Yüksek basınç dayanak yapıda değildirler. PID 'ler çalışma basıncı yaklaşık 30 bar'ın üzerinde olan uygulamalarda kullanıma uygun değildir.

- Uygun conta malzemesinin performansına bağlı olarak PID'lerin maksimum çalışma sıcaklığı yaklaşık 250 °C ile sınırlıdır. Bu nedenle conta malzemesi seçimi ısı değiştirgecinin performansı ve çalışma koşullarını sınırlaması açısından hayati öneme sahiptir.
- Plaka üzerinde oluşabilecek çok küçük deliklerin tespiti çok zordur.
- Aynı akışkan hızlarında plakalı ısı değiştirgeçlerindeki basınç düşümü gövde – boru tipi ısı değiştiririlerindekine göre daha fazladır. Ancak PID'lerde kanal içi akışkanın hızı düşük, plaka uzunluğunun kısa ve ısı transferinin yüksek olması bu basınç düşümünü kabul edilebilir kılmaktadır.
- Her ne kadar plakalar üzerindeki desenler vasıtasıyla akış yönlendirilse de karmaşık plaka geometrilerinde akış yanlış dağılımı gözlemlenebilir.

#### **1.4. Tezin Amacı ve Konusu**

Gıda endüstrisinde 1930'lu yıllardan bu yana kullanılan plakalı ısı değiştirgeçlerinin tasarım yöntemleri, yeni geometriler ve kullanılan malzemelerdeki gelişmeler yardımıyla 1960'larda geliştirildi ve plakalı ısı değiştirgeçlerinin kullanımı gün geçtikçe arttı. Bugün, elektronik devreler, iklimlendirme ve soğutma sistemleri ve kimya endüstrileri gibi çeşitli uygulama alanlarında kompakt, yüksek verimli, esnek tasarıma sahip olmasından ve bakımlarının kolay olmasından dolayı yaygın olarak kullanılırlar. Plakalı ısı değiştirgeçleri için ısı transfer yöntemlerinin belirlenmesi, ısı değiştirgeci ile ilgili çeşitli tasarım parametrelerine bağlı olması ve karmaşık geometriye sahip olmasından ötürü geniş bir araştırma alanıdır. Bu nedenle, ısı değiştirgecinin termal hidrolik karakteristiğini belirlemek için korelasyonlara ihtiyaç duyulmaktadır. Çeşitli plaka tipleri için, plakaya özgü Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısını belirlemek için deneyler yapılmaktadır. Ancak bu deneyler oldukça pahalı ve sınırlıdır. Bu sebeple, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) plakalı ısı değiştirgecinin performansının belirlenmesinde güçlü bir araç olabilmektedir. HAD, deneyler ile elde edilemeyecek akışın sıcaklık, basınç ve hız konturları gibi geniş bir yelpazedeki parametreleri gerçekçi bir görselleştirme sağlayabilmektedir.

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)'nın desteği ile 2012 – 2014 yılları arasında devam eden 112M173 no'lu TÜBİTAK Projesi kapsamında yapılmıştır. Bu çalışmanın temel amacı, plakalı ısı değiştirgecinin termal hidrolik performansını belirlemek için HAD analizlerini gerçekleştirmek ve daha önce TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında kurulmuş deney düzeneğinden elde edilen deneysel veriler ile sonuçları kıyaslamak ve doğrulamaktır. HAD analizlerinde izlenen ana yöntemde sıcak ve soğuk akış bölgeleri için ayrı akış hacimleri tanımlanmıştır. Her iki bölge için çözüm ağı oluşturulmuştur. Daha sonra, analizler için giriş sınır koşulu olarak kütleli debi ve sıcaklık, çıkış sınır koşulu olarak basınç değerleri girilmiştir. Duvarlar ve plaka için kaymaz duvar şartı sınır koşulu olarak girilmiştir. Plakalar, ısı geçişini tanımlamak için ara yüz olarak tanımlanmıştır. Gözlem noktaları vasıtasıyla gerçekleştirilen analizler daimi koşullara ulaşmasından sonra sonlandırılmış ve portlardaki sıcaklık ve basınç değerleri elde edilerek performans analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar plakalı ısı değiştirgeci için deneysel elde edilen ısı ve hidrolik performans verileri ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların deneysel veriler ile uyum içerisinde olduğu gözlenmiştir.

## 2. LİTERATÜR TARAMASI

### 2.1. Giriş

Isı değişimi gerektiren endüstriyel uygulamalarda akış hareketi ve ısı transferi gibi tasarım problemlerinin detaylı analiz edilmesinde son yirmi yılda kayda değer bir ilerleme yaşanmıştır. Isı ve kütle transferi, faz değişimi, kimyasal reaksiyonlar, karmaşık geometriler, oldukça pahalı deneysel düzeneklere ihtiyaç duyulan ya da çok basitleştirilmiş hesaplamalar gibi problemleri ihtiva eden uygulamaları analiz etmek, gelişen tasarım ve analiz araçları vasıtasıyla bilgisayar ortamında gerek konumsal gerekse de zamansal açıdan yüksek doğrulukta modellemeyi mümkün kılmaktadır [39]. Bu bağlamda, konu ile ilgili literatürde deneysel ve sayısal yapılmış pek çok çalışma bulunmaktadır ve bu çalışma kapsamında benzer çalışmalara ait yayınlar incelenerek özetlenmiştir.

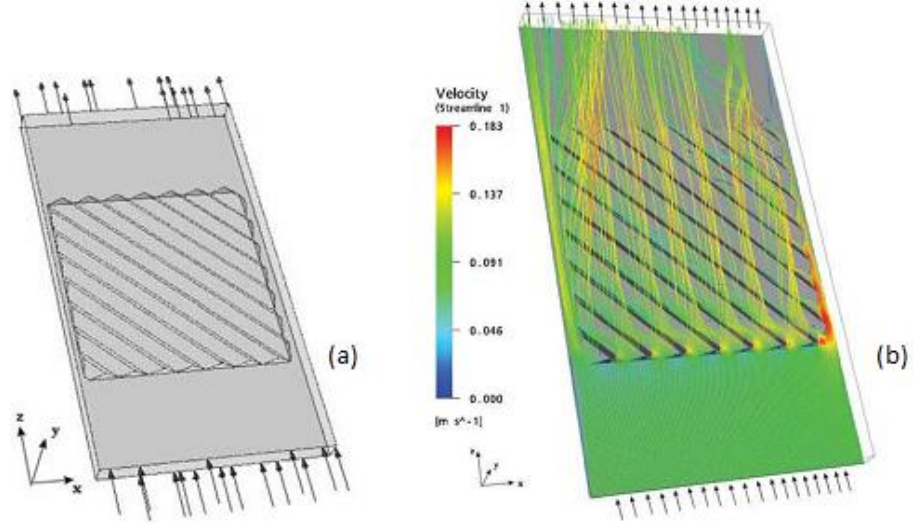
### 2.2. Literatür Özeti

Buhatta vd. [5] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, ısı değiştirgeçleri alanında Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD) uygulamaları üzerine detaylı bir literatür taraması özetlenmiştir. HAD simülasyonlarının akış yanlışı dağılımı, kirlenme, tasarım ve optimizasyon aşamalarında basınç düşümü ve ısıl analizi gibi çok çeşitli çalışma alanlarında kullanıldığı belirtilmiştir. Ticari HAD araçlarının amaca göre çeşitli yöntem ve yaklaşımlar içerdiğinden bahsedilirken simülasyonlardan elde edilen sonuçların çoğunlukla kabul edilebilir aralıklarda olduğu söylenmektedir. Bu tez çalışmasına ışık tutması açısından Buhatta vd. [5] tarafından sunulan ve bu çalışma kapsamında irdelenen basınç düşümü ve ısı transferi katsayısı sonuçları, bölüm sonunda Çizelge 2.1. 'de sunulmaktadır.

Kanaris vd. [17] kıvrımlı yüzeylerden oluşan kompakt ısı değiştirgecin ısı transferini ve akışkan akışını simülasyonu için ticari HAD programlarından CFX kullanmıştır. Isı değiştirgeci iki paralel plaka ile oluşturulan tek bir kanaldan oluşmaktadır. Bu kanallardan birisi kıvrımlı yüzeye sahipken diğeri düzdür. Sıcak suyun sıcaklığı 60 °C ve kanal boyunca Reynolds sayısı 400 ile 1400 arasında değişmektedir. Duvar sıcaklığı 20 °C'de sabit tutulmuştur. Simülasyon için k- $\omega$  SST türbülans modeli

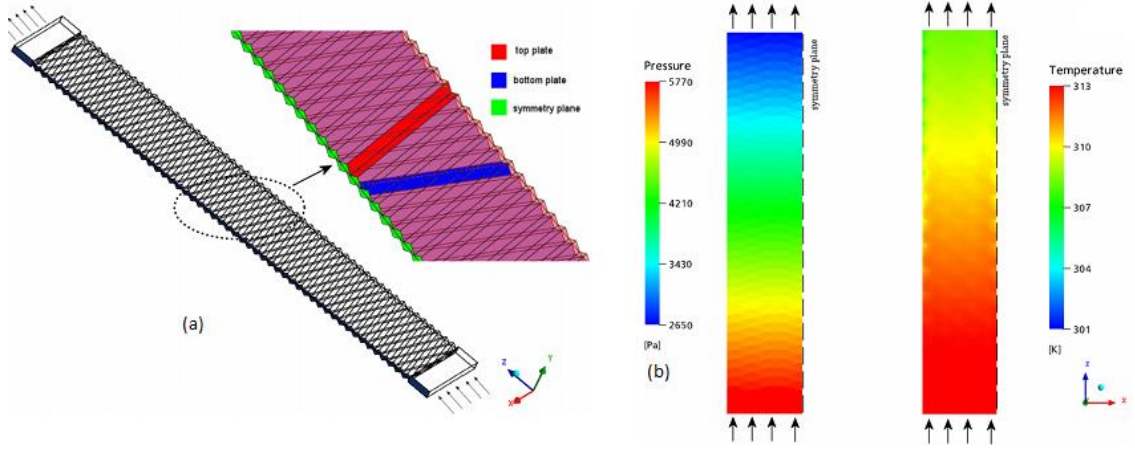


kullanmıştır. Düz duvarlı plakalı ısı değiştirgeci ile sınırlı sayıdaki deneysel verinin karşılaştırması yapmış ve bulguların tutarlı olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin iyileştiğini ve basınç düşümünün arttığını gözlemlemiştir.



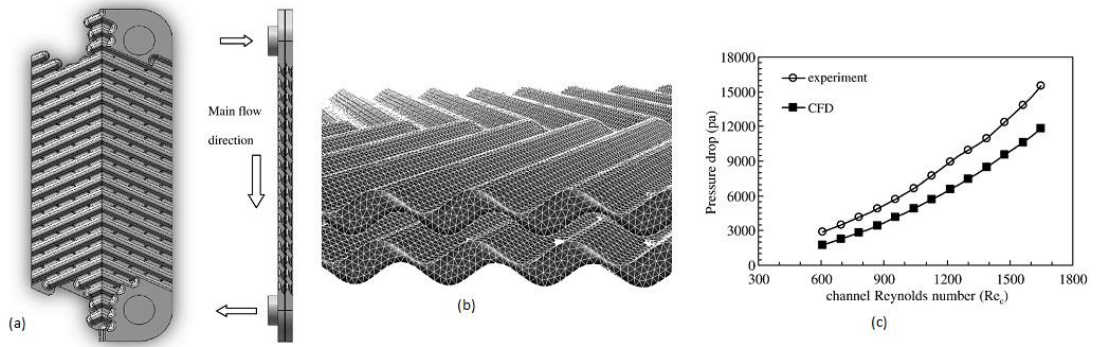
**şekil 2.1.** (a) HAD model geometrisi (b)  $Re=900$  için HAD ile elde edilen kanal içi tipik akış çizgileri [17]

Kanaris vd. [18] ayrıca doğruluğunu gösterdiği yukarıda bahsedilen HAD kodunu, kıvrımlı yüzeye sahip plakalı ısı değiştirgeçlerinin optimum tasarımının yapılabilmesi için genel bir metot önermede kullanmıştır. Tasarım parametreleri “blokaj oranı, kanal en-boy oranı ve Reynolds sayısı”nı içermektedir. Plakalı ısı değiştirgeçlerinde sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı tahmini için yeni korelasyonlar elde etmişlerdir. Bu korelasyonların daha önce yayımlanmış veriler ile oldukça uyumlu olduğu gözlenmiştir. Ayrıca tasarım parametrelerini optimize edilmiş ve yüksek Reynolds sayıları için optimum tasarım şartları önerilmiştir.



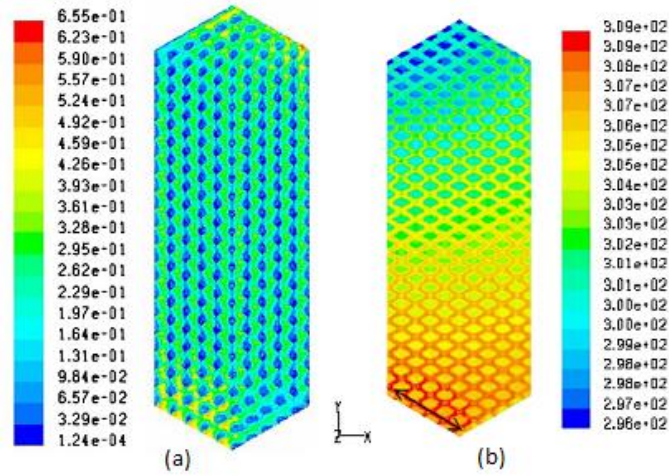
**Şekil 2.2.** (a) Simülasyon için kullanılan HAD model geometrisi (b) Kıvrımlı plaka boyunca elde edilen sıcaklık ve basınç dağılımları [18]

Tsai vd. [19] tarafından yapılan çalışmada, kıvrımlı plakalı ısı değiştirgecinin iki çapraz kanalındaki akış dağılımı ve karakteristiğini incelenmiştir. Gerçek boyutlardaki chevron tipli plakalı ısı değiştirgecinin üç boyutlu modeli ve giriş ve çıkış portları da göz önüne alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Plakalı ısı değiştirgecinin iki kanalı içerisindeki akışkanın dağılımı, hızı ve basıncı sunulmuştur. Basınç düşümünün HAD tarafından öngörülen değerleri deneysel değerlerinden %20 daha az çıkmıştır. İki kanalın giriş portlarında akış dağılımı HAD simülasyonlarında düzenli değildir. Akışın kötü dağılımı da sayısal olarak incelenmiş fakat iki kanal için yapılan HAD analizlerinin kötü dağılımı modellemede yeterli olmadığı sonucuna varılmıştır. Bunun yanı sıra, akış hacmini simüle etmek için 1 milyon hücre kullanılması, sayısal sonuçların deneysel sonuçlardan farklılık oluşturduğunu belirtmektedir.



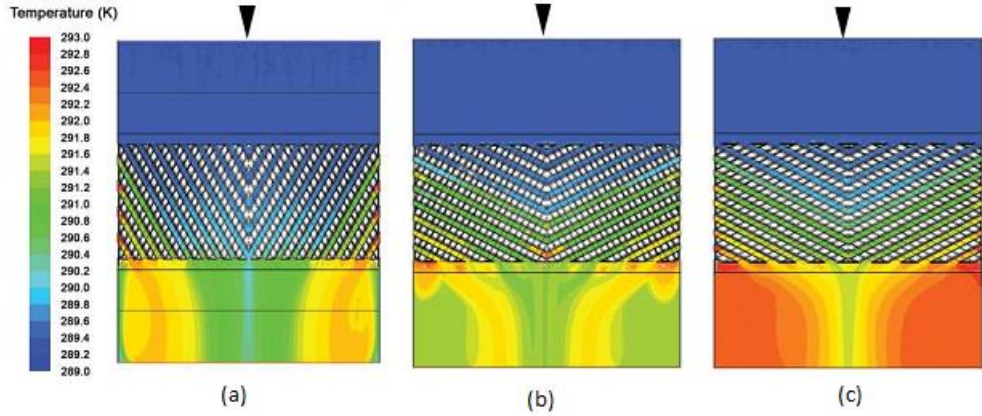
**Şekil 2.3.** (a) HAD modeli ve deneysel testler için kullanılan iki çapraz kıvrımlı kanal (b) HAD model için oluşturulan meshin yan görünüşü (c) Basınç düşümünün deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [19]

Jain vd. [20] tarafından yapılan çalışmada, tek geçişli chevron plakalı ısı değiştirgecindeki akış için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Simülasyonlar ticari HAD yazılımlarından Fluent vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. RNG k- $\epsilon$  ve Realizable k- $\epsilon$  gibi farklı türbülans modellerini çalışmasında test edilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanlar gerçekçi koşullarda modellenmiştir fakat sadece  $60^\circ$  chevron açılı plaka denenmiştir. Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli dengede olmayan duvar sınır koşuluyla en iyi sonuçları elde etmiştir. Ayrıca sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanmış ve deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olduğunu gözlemlemiştir.



**Şekil 2.4.** (a) Sıcak kanalın orta kesimindeki hız vektörü konturu (b) Soğuk kanalın orta kesimindeki statik sıcaklık konturu [20]

O'Halloran vd. [21] tarafından yapılan çalışmada lehimli plakalı ısı değiştirgeçlerini kullanarak deneysel ve sayısal analiz yapılmıştır. Sayısal analiz farklı chevron açılına sahip 3 lehimli kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeci için yapılmıştır. Simülasyonu yapılan plakaların chevron açılıarı 60°/60°, 27°/60° ve 27°/27°'dir. Fluent yazılımı kullanılarak farklı sıcaklık ve farklı hız sınır koşulları için analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerde için k- $\omega$  SST türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak çıkış sıcaklıkları ısı transfer oranı ile birlikte bulunmuş ve  farklı chevron açısı için sonuçlar kıyaslanmaktadır. Ayrıca sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sonuçların tutarlı olduğunu gözlemlemiştir. Geliştirilen HAD modelinin plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve akışkan performansının analiz ve optimizasyonunun yapılmasında tasarım aracı olarak kullanılacağını belirtmiştir.

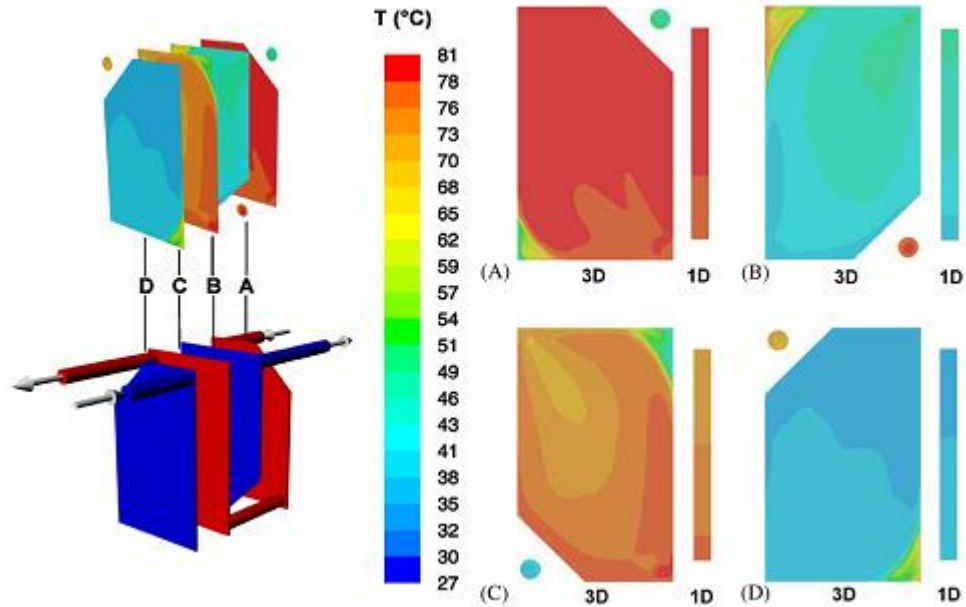


**şekil 2.5.** Soğuk plaka için sıcaklık dağılımları (a) L plakası (b) M plakası (c) H plakası [21]

Galeazzo vd. [22] tarafından yapılan çalışmada, düz plakalar aracılığıyla oluşturulan dört tane akış kanalı bulunan plakalı ısı değiştirgecinin görsel prototipi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Paralel ve seri akış düzeninde testler yapılmış ve deneysel sonuçlar  boyutlu HAD modelden ve bir boyutlu tıkaç akış modelden elde edilen sayısal tahminler ile karşılaştırılmıştır. HAD model kanallarını, plakaları ve eşanjörün akış hacmini ifade edebilmekte ve kanal içerisinde akışın düzensiz dağılışını gösterebilmektedir. Simülasyon sonuçlarında çıkış

sıcaklığı, ısı yük ve hatta üç boyutlu sıcaklık ve hız dağılımı olmaktadır. Elde edilen HAD sonuçları özellikle seri akış düzeni için deneysel veriler ile uyum içerisindedir.

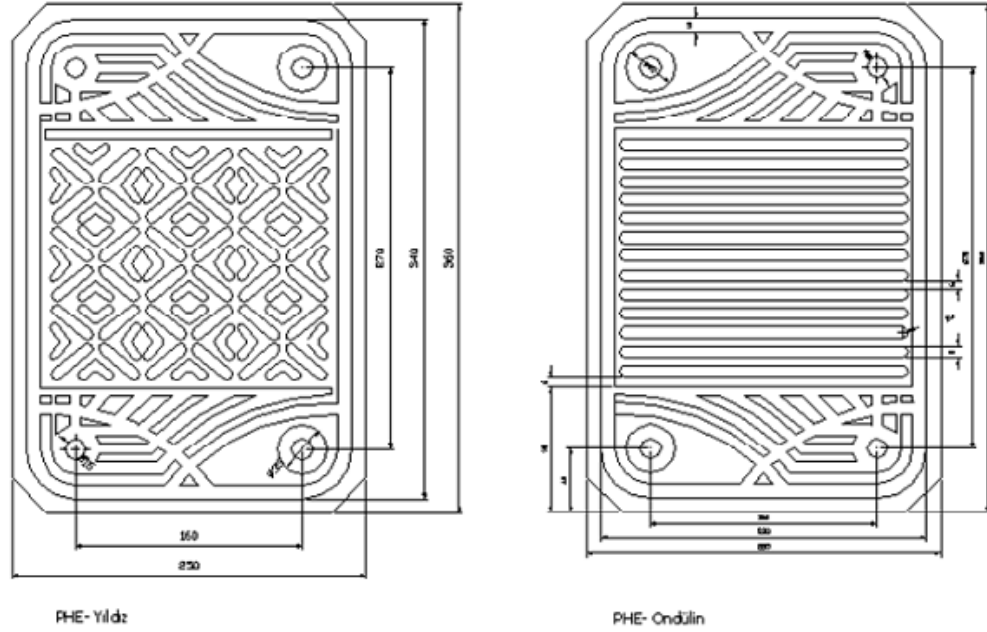
Miura vd. [23] tarafından yapılan çalışmada, ısı değiştirgeci tasarımında önemli iki faktör olan ısı yükü ve basınç kaybı parametrelerini tanımlamıştır. Basınç düşümü parametresini hem deneysel hem sayısal olarak çalışmışlardır. Isı değiştirgeci performans analizlerinde, ticari HAD yazılımı FLUENT'i kullanarak, SST ve k-ε modellerini karşılaştırmışlardır. Sonuçlarına göre, SST türbülans modeli k-ε türbülans modeline göre daha iyi tahminler yapmaktadır. Bu çalışmada düz plakalı ısı değiştirgeci kullanmışlardır ve deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir. Çalışmanın çoğu düz plakalar nedeni ile laminer rejimde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre plaka baskı desenleri ısı ve hidrodinamik performansı etkileyen en önemli kriterdir. Plaka kıvrımları türbülansı arttırmakta bu durum da iki akış alanı arasındaki ısı transferini arttırmaktadır. Bu nedenle plaka tahmin analizlerinde türbülansın çözülmesi ve modelin seçilmesi önem arz etmektedir.



**Şekil 2.6.** Seri akış düzeninin kanallar içerisinde sıcaklık dağılımı: 1D ve 3D model sonuçları [23]

Pelletier vd. [24] tarafından yapılan çalışmada, HAD yazılımlarından FLUENT 6.1 kullanılarak lehimli plakalı ısı değiştirgecinin ısı transfer karakteristiğinin simüle edilme olasılığını irdelenmiştir. Analizler iki farklı geometrik özelliğe sahip plakalar için ve iki kıvrımlı plaka arasında kalan akış kanalı için gerçekleştirilmiştir. HAD modeli öncelikle iki düz plaka için uygulanmış ve daha sonra yapılacak olan kompleks analizler için nelerin gerekli olabileceği hakkında fikir elde edildikten sonra, iki farklı kıvrımlı plaka için yapılmıştır.  $k-\omega$  SST türbülans modeli Reynolds sayısı yaklaşık 3500 için kullanılmıştır. Sınır koşulları sabit ısı akısı veya sabit duvar sıcaklığı kullanılmıştır ve suyun özellikleri 293 K'deki değerleri olarak sabit tutulmuştur. Elde edilen HAD sonuçları, simülasyonları yapılan aynı geometrik özelliklere sahip plakalar için yapılan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sabit ısı akısı yaklaşımının duvar sıcaklığı yaklaşımıyla kıyaslandığında daha doğru sonuçlar elde edilebildiğini gözlemlemiştir. Fakat her iki sınır koşulu için de, HAD simülasyonlarından elde edilen kütle debisi ve ısı transfer karakteristiği sonuçları deneysel değerlerden çok farklı olduğunu gözlemlemiştir.

Benli vd. [25] tarafından yapılan çalışmada, ısı değiştirgeçlerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için  $PHE_{\text{ondulin}}$  ve  $PHE_{\text{yıldız}}$  olarak adlandırılan iki farklı plakalı imal edilmiştir. Plakalar yan yana monte edilerek ısı değiştirgecinde sıcak ve soğuk akışkan için akış kanalları elde edilmiş ve Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır.



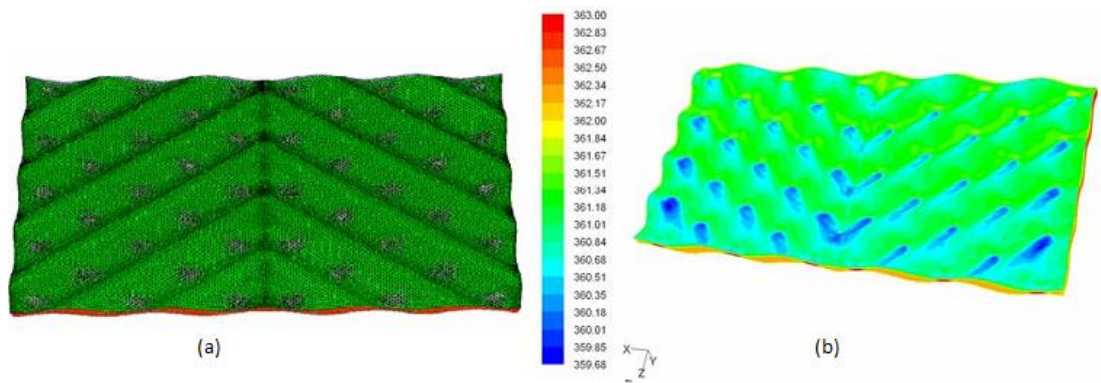
**Şekil 2.7.** PHE<sub>ondulin</sub> ve PHE<sub>yıldız</sub> yüzey yapısına sahip plakalı ısı değiştirgeçeri [25]

Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış için, ısı değiştirgeci etkinliğinin, NTU' ya göre değişimi bulunmuştur. Laminar akış şartlarında yapılan bu çalışmada Reynolds sayısı  $50 \leq Re \leq 1000$  ve Prandtl sayısı ise  $3 \leq Pr \leq 7$  arasında seçilmiştir. Deneysel sonuçlarından, ısı transferi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel bağıntılar elde edilerek plakalar arasındaki boşluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı transferi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. PHE<sub>yıldız</sub> tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı değiştirgecinin, PHE<sub>ondulin</sub> yüzey şekline sahip ısı değiştirgecine göre, ısı transferinde %12–65 arasında bir iyileşme sağladığı fakat basınç kaybı katsayısında ise yaklaşık %200–320 arasında bir artışa neden olduğu belirlenmiştir.

Ciofalo vd. [26] tarafından yapılan çalışmada, ısı transferi ve akış analizleri, çapraz kıvrımlı geometride türbülans geçiş ve zayıf türbülans koşullarında deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Üç boyutlu sayısal analizler laminar akış varsayımı, düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli, direkt simülasyon ve büyük girdap benzeşimi gibi çok çeşitli metotları kullanan sonlu hacimler metodu yardımıyla elde edilmiştir. Ciofalo vd. bu çalışmasında bu sayısal yaklaşımlar irdelenmiş ve bunların performansları çeşitli geometrilerde ve değişik Reynolds

sayılarında ele alınarak literatürdeki veriler ve deneysel sonuçlar ile kıyaslamıştır. Yapılan analizlerde sürtünme katsayısı ve ortalama veya yerel ısı transfer katsayısının deneysel verilerle uyum içerisinde olarak düşük Reynolds sayılı  $k-\epsilon$  türbülans modeli veya büyük girdap benzeşimi kullanılarak en iyi şekilde elde edileceği gözlenmiştir.

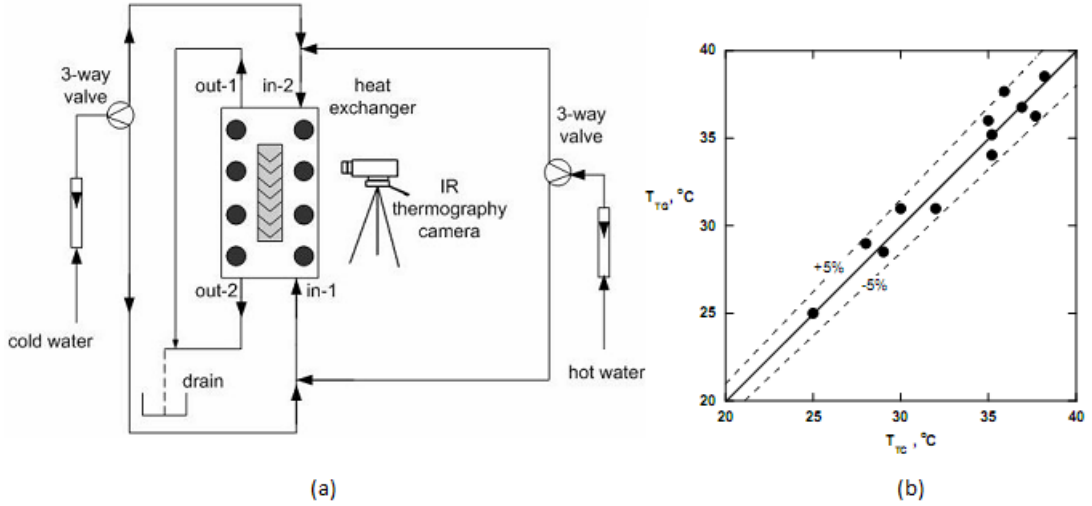
Pääkkönen ve diğerleri [27] tarafından yapılan çalışmada, akışkan akışı ve ısı transferi üç boyutlu kıvrımlı ısı eşanjörü geometrisi için ticari HAD yazılımlarından Fluent 6.1.22 kullanılarak yapılmıştır. HAD modeli, değişkenleri analitik olarak hesaplanabilen düz plakalı test ekipmanından elde edilen deneysel sonuçlar ve korelasyonlarla kıyaslanarak doğrulanması amaçlanmıştır. Plakalı ısı değiştirgecindeki fiziksel durumu ifade edebilmek için üç farklı ısıl sınır koşulu denenmiş ve kıvrımlı yapıya sahip PID için konveksiyon sınır koşulunun, düz plakaya sahip PID için ısı akışı sınır koşulunun daha güvenilir ve gerçekçi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Hem düz plakalı ısı değiştirgeci hem de kıvrımlı PID için elde edilen HAD sonuçları deneylerle elde edilen sonuçlar ve korelasyonlarla özellikle düşük hızlarda uyumlu olduğu gözlenmiştir. Bu çalışmaya göre gelecekte kirlenme modellerinin geliştirilmesi ve doğrulanması amacıyla kullanılabilceğini öngörmektedir.



**Şekil 2.8.** (a) Mesh atılmış 3 boyutlu kıvrımlı PID (b) akış alanı  $Re=2740$  ve RNG  $k-\epsilon$  türbülans modeli ve ısı transferi Konveksiyon sınır koşuluyla modellendiğindeki sıcaklık dağılımı [27]

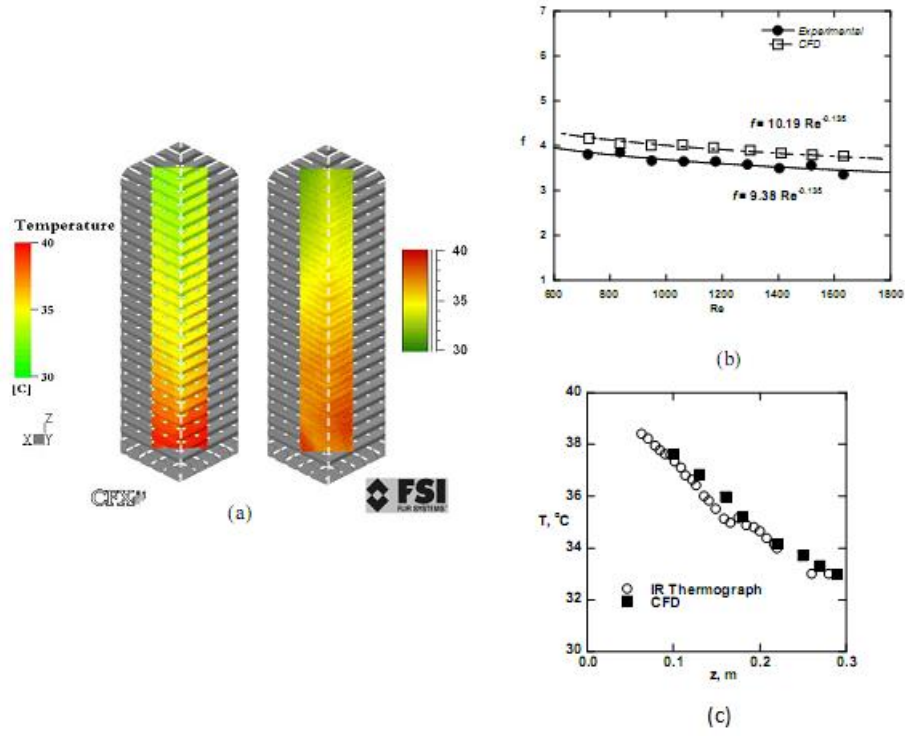


Kanaris ve diğeri [28] tarafından yapılan çalışmada, ticari kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeçlerin ısı transferi iyileştirmesinin ve akışkan alanının deneysel ve sayısal araştırması yapılmıştır. Deneylelerden elde edilen basınç farkı ve sıcaklık farkları HAD simülasyonlarının doğrulanmasında kullanılması amaçlanmıştır. Bu amaçla Şekil 'de gösterilen deney dőzeneđi kurulmuştur. Isı değiştirgecinin sıcak ve soğuk akış hacmi boyunca yerel sıcaklıklar çeşitli noktalarda ısılı çiftler aracılığıyla őlőlmőř ve bir bilgisayar tarafından depolanmaktadır. IR termografik kamera kanal içerisindeki akışkanın sıcaklık profilini detaylı bir Şekilde elde etmek için kullanılmış daha sonra bu iki veri kıyaslayıp doğrulanarak deneysel veriler elde edilmiştir.



**Şekil 2.9.** (a) Deney dőzeneđi (b) Isılı çiftler ve IR termografik kameradan őlőlen sıcaklık değerleri [28]

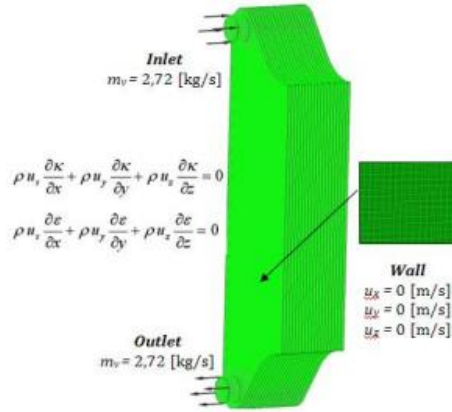
HAD analizleri ticari bir yazılım olan CFX 5.7 ve SST tőrbőlans modeli kullanılarak gerçekteştirilmiştir. Sınır koşulları, ııkışlarda sabit basınç koşulları uygulanırken; kanal girişinde sıcak akışkan için kőtle debisi uygulanmıştır. HAD analizleri deneylelerdeki Re sayısı aralığı ile sınırlandırılmış ve zamandan bağımsız olarak simőlasyonlar yapılmıştır.



**Şekil 2.10.** HAD simülasyonları ve IR termografik kameradan elde edilen sıcaklık profili karşılaştırılması (a) tüm yüzey üzerinde (b)  $Re_c=1000$ ,  $Re_h=1470$  için merkez boyunca (c) Sürtünme katsayısı  $f$ 'in Reynolds'a bağımlılığı: Deneysel ve HAD tahmini [28]

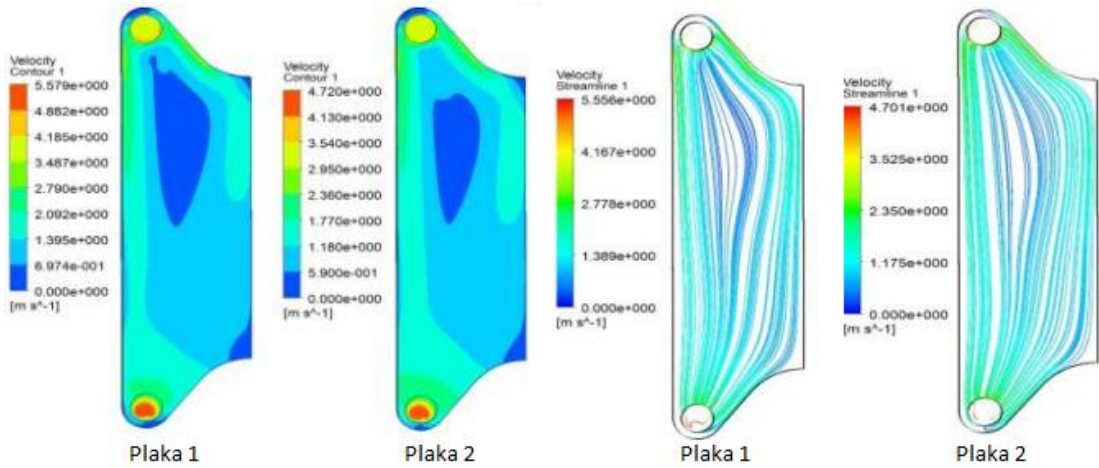
Bu çalışma sonunda Kanaris vd., [28] HAD yazılımının ısı transferini ve basınç düşümlerini belirlemede güçlü bir araç olduğu sonucuna varmışlardır.

Piepiórka-Stepuk ve diğerleri [29] tarafından yapılan bu çalışmada, ANSYS CFX 12 programı vasıtasıyla sonlu hacimler metodu kullanılarak bir plakalı ısı değiştirgeci içerisindeki akış kinematiği simülasyonu yapılmıştır. Bu simülasyon 20 plaka ve 10 akış kanalı için yapılmış ve 4 mm aralık ile geometri düz plakalardan oluşacak şekilde montajı yapılmıştır. Isı değiştirgecindeki akış düzeni paraleldir ve kullanılan eleman sayısı 1291260'dır. Yarı ampirik bir model olan  $k-\epsilon$  türbülans modeli simülasyonda kullanılmıştır. Kullanılan sınır koşulları ve analizi yapılan plakalı ısı değiştirgecinin görüntüsü Şekil 2.11'deki gibidir.



Şekil 2.11. Analizi yapılan plakalı ısı değıştirci ve sınır koşulları [29]

Bu simülasyonlarda hem hız hem de akış çizgileri elde edilmiş ve eşanjörün farklı yüksekliklerinde farklı bölgeler için hız dağılımı grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan yüksek akış hızına ulaşılan alanlarda en iyi temizleme bölgeleri olduğu anlaşılmış ve bu bölgeler HAD sayesinde belirlenebilmiştir.



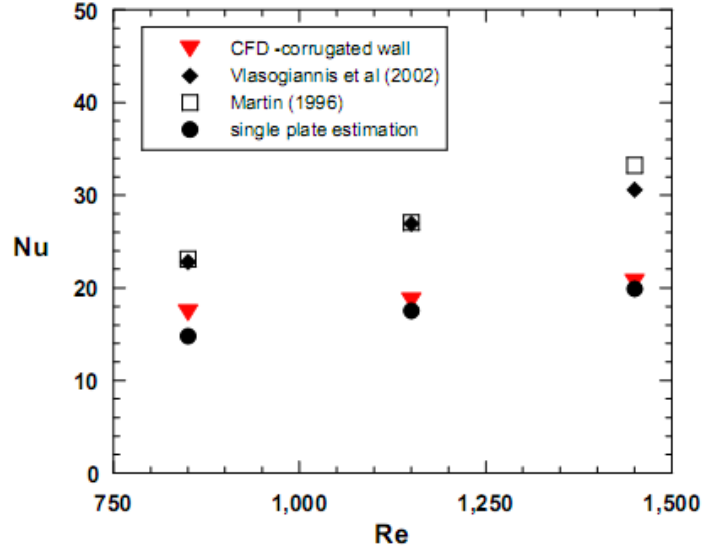
Şekil 2.12. Plaka 1 ve Plaka 2 için hız konturlarının ve akış çizgilerinin dağılım grafiği [29]

Wang ve diğerleri [30] tarafından yapılan bu çalışmada, Chevron tipli kıvrımlı plakalı ısı değıştircinin performansına etki eden yapısal parametreler FLUENT programı vasıtasıyla incelenmiştir. Akış düzenlerindeki farklılık, Chevron açısının farklılık, kıvrım derinliği ve kıvrım boşluğunun akış ve ısı transferi performansı

üzerine etkileri karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada PID bütünüyle modellenmemesinden dolayı periyodik sınır koşulu ile duvar ısı akısı sınır koşulları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar plakadaki zikzakların artması ile ısı transferinin arttırdığını göstermektedir. 30° Chevron açısına sahip bir PID'nin ısı transfer performansı 60° Chevron açısına sahip bir PID'ninkinden yaklaşık 1.444 kat daha fazladır. Chevron açısı artarken ısı performansın yanı sıra basınç düşümleri de artmaktadır. Genel olarak performansın düşük Chevron açılarında daha yüksek olduğunu söylenebilir. Ayrıca kıvrım uzunluğunun kıvrım derinliğine oranı 3'ten küçük olduğu zaman sürtünme etkeni artan kıvrım derinliği ile arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

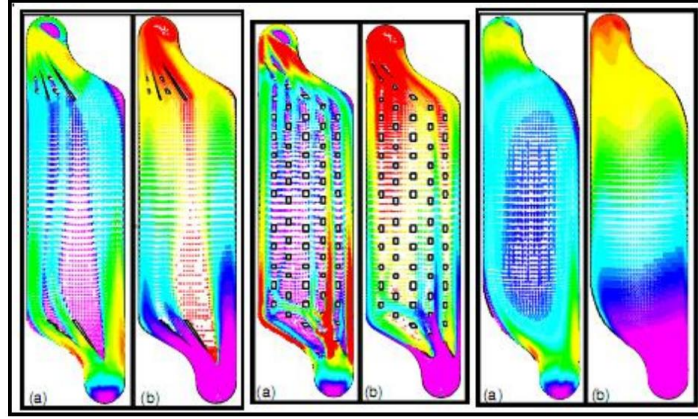
Han ve diğerleri [31] tarafından yapılan bu çalışmada, sinüzoidal kıvrım yapısına sahip chevron tipli bir plakalı ısı değiştirgecinde tek fazlı türbülanslı bir akışın ısı ve hidrolik karakteristiği sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplama alanı kıvrımlı kanallardan oluşmakta olup türbülans modeli olarak SST  $k - \omega$  seçilmiştir. Sayısal modelin doğruluğunu teyit etmek için elde edilen Nusselt Sayıları ve sürtünme katsayıları kısıtlı deneysel veriler ve açık literatürdeki korelasyonlarla karşılaştırmıştır. Simülasyon sonuçları genel olarak deneysel verilerle uyum içerisinde olduğu ve mevcut korelasyon ile aynı trende sahip olduğu gözlemlenmiş ve maksimum sapmanın  $\pm 20\%$  olduğu belirtilmiştir.

Paras ve diğerleri [32] tarafından yapılan çalışmada, bir tarafı düz plaka iken diğer tarafı 12 eşit boyutta ve eşit oranda aralıklı kıvrımlardan oluşmakta olan bir akış hacmi içerisinde yerel akış yapısı analizi CFX programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılarak 290, 850, 1150 ve 1450 Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar hız, sıcaklık, duvar ısı akısı ve yerel Nusselt sayısı cinsinden görsel olarak ifade edilmiştir. HAD sonuçlarının deneysel veriler ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.13. Deneysel veriler ile HAD tahminlerinin karşılaştırılması [32]

Kho ve Müller-Steinhagen [33] düz plakalı ısı değiştirgeci kanalları içerisinde akışın dağılımının etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Simülasyonlar ANSYS CFX kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirgeci içerisinde daha homojen bir akış dağılımı ve kirlenmeyi daha da azaltmak için farklı dağıtıcıları sayısal olarak test etmiştir. Simülasyonda k-ε türbülans modeli ile kanal hacminde çözüm yapabilmek için 45.000 elemandan oluşan bir çözüm ağı kullanmıştır. Plaka duvar sıcaklığı sınır koşulu olarak tanımlanmış ve ısı transferi zamandan bağımsız sıkıştırılmaz akış koşullarında simüle edilmiştir. Kirlenmenin önlenmesi ve daha homojen bir dağılım elde edebilmek için akış dağıtıcılarının akış hızının düştüğü alanlara yönlendirmesi gerektiğini belirlemiştir. Simülasyonlar deneysel veriler sonuçlar ile kıyaslandığında elde edilen sonuçların kabul edilebilir oranda olduğunu belirtmiştir.



**Şekil 2.14.** Farklı dağıtıcı tasarımları için sıcaklık ve akış dağılımı [33]

Han vd. [35] yaptıkları çalışmada, beş plakalı karşıt akışlı, chevron tipi kıvrımlı plakalara sahip bir contalı-plakalı ısı değiştirgecini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada  $k - \epsilon$  RNG (Re-Normalization Group) türbülans modelini kullanmış ve üç boyutlu sıcaklık, basınç ve akış dağılımını elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımı incelendiğinde ilk bölgede sıcaklık gradyanı yavaş yavaş artmakta, plakaların orta kısımlarında maksimum sıcaklığa ulaşmakta ve daha sonra sıcaklık gradyanı azalmaktadır. Basınç dağılımı incelendiğinde akışkan basıncı akış yönünde gitgide azalmıştır. Akış dağılımı incelendiğinde ise akışkan hızının çok düşük olduğu veya akışkanın ulaşamadığı bölgelerde ölü noktaların olduğu gözlemlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve çıkış sıcaklıkları ile basınç düşümlerinin deneysel veriler ile uyum içerisinde olduğu gözlenmiştir.

Liu vd. [36] çapraz akışlı kıvrımlı plakalı ısı değiştirgecindeki akışın dağılımını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda akışın laminerden türbülansa geçişi Reynolds sayısı yaklaşık 300 iken gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Sayısal analizler için giriş ve çıkış portlarının olduğu gerçek ebatlarda üç boyutlu bir bütün kanal ele alınmıştır. Tam gelişmiş ve gelişen alanlarda yerel hız dağılımların farklı karakteristikler gösterdiğini gözlemlemiştir. Akış genel olarak port bölgeleri gibi gelişmekte olduğu alanlarda olukları takip etmekte, tam gelişmiş alanlarda akışın eşit oranda dağıldığı tespit edilmiştir. Sayısal hesaplamalar

sonucunda elde edilen değerler deneysel değerler ile doğrulanmış ve sürtünme katsayısındaki ortalama sapma Reynolds sayısı 660 – 2000 aralığında %7 olduğu hesaplanmıştır.

Gullapalli ve diğerleri [37] kıvrımlı plakalara sahip lehimli levhalı ısı değiştirgecinin termal ve hidrolik karakteristiğini ticari HAD kodlarından ANSYS CFX 14.0 kullanılarak sayısal olarak incelemiştir. Çeşitli ısı transfer sınır koşullarının etkileri incelenmiştir. Tüm akış kanalı farklı türbülans modelleri kullanılarak Reynolds sayısı 300 – 3000 aralığında modelleme yapılmıştır. Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Deneysel verilere en yakın sonuçlar veren SST türbülans modeli kullanılarak elde edilen simülasyon sonuçları ısı değiştirgecinin ısı transfer değerleri deneysel değerlerden %20-30, kullanılan türbülans modelinden bağımsız olduğu belirtilen basınç düşümü değerleri ise %10-35 daha aşağıda tahmin edilmiştir. Ancak çeşitli plaka yapılarının performanslarının belirlenmesinde HAD simülasyonlarının etkin bir araç olabileceği vurgulanmıştır.

Patil ve diğerleri [38] tarafından yapılan çalışmada, günlük süt pastörizasyon tesisinde kullanılan PID modellenmiştir. Çalışmada bütün bir ısı değiştirgeci elde alınmış ve sayısal analizler yapılmıştır. Sıcak akışkan olarak su kullanılırken soğuk akışkan olarak süt kullanılmıştır.  $k - \epsilon$  türbülans modelinin kullanıldığı çalışmada viskoz etkiler de dikkate alınmıştır. Bu çalışmada aynı zamanda deneysel çalışma da yapılmış olup elde edilen sayısal çalışma ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olduğunu göstermektedir. Plakalı ısı değiştirgeçlerinin efektif ve verimli bir şekilde tasarlanmasında etkili bir araç olarak kullanılabileceği vurgulanmıştır.

**Çizelge 2.1.** Basınç düşümünün belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin HAD analizleri [5]

Araştırmacı	Yıl	PID Türü	HAD Metodu	Simülasyonların Deneysel Bulgular ile Karşılaştırması
G. Gan vd [40].	2000	Kapalı Islak Soğutma Kuleleri için Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 4.23	Simülasyonda basınç düşümü katsayısını ortalama hata: 4%
Vikas Kumar vd [41].	2003	Çift Boru Helisel Isı Değiştirgeci	HAD Programı: PHOENICS Türbülans Modeli: k – ε Ağ: 1 mm, duvar etrafında sıklaştırılmış	Eleman boyutu: $2 \times 10^{-0.03}$ m için Nu:±8.45% Eleman boyu büyütükçe hata oranı artmaktadır
Qiuwang Wang vd [42].	2008	Gövde – Boru Tipi Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLE Çözüm Ağı Programı: Gambit	HAD ısı transfer oranını ve basınç düşümünü sırasıyla gerçek değerinin 8.4% ve 3.6% üzerinde tahmin etmiştir.
Q.W. Dong vd [43].	2008	ROD Bölme Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT Türbülans Modeli: k – ε Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLE, İkinci dereceden Çözüm Ağı Programı: GAMBİT Ağ: Yan yana yerleştirilmiş	HAD ısı transferini ve basınç düşümünü sırasıyla gerçek değerinin 10% ve 20% altında tahmin etmiştir.
Tri Lam Ngo vd [44].	2007	Mikro Kanal Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT	S-Şeklindeki kanatçıklarda: ±16.6%. Zıkzak kanatçıklarda: ±13.5%.
Yongqing Wang vd [45].	2007	Gövde – Boru Tipi Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT Türbülans Modeli: Standard k-ε Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLE Ayrıklaştırma: İkinci dereceden Çözüm Ağı Programı: GAMBİT	Isı transfer katsayısı: 10% Basınç düşümü: 20%
Dong Eok Kim vd [46].	2008	Baskılı Levha Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT Çözüm Ağı Programı: GAMBİT 6.3 Türbülans Modeli: Standard k-ε Ağ: düzgün olmayan	Simülasyon sonuçları gerçek değerinin 10% altında tahmin etmiştir.



**Çizelge 2.1.** Basınç düşümünün belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin

HAD analizleri [5] (devamı)

Araştırmacı	Yıl	PID Türü	HAD Metodu	Simülasyonların Deneysel Bulgular ile Karşılaştırması
Koorosh Mohammadi vd [47].	2009	Gövde – Boru Tipi Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 6.1 Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLE Türbülans Modeli: RNG k-ε Ağ: altı yüzü 1,200,000 hücre	-
Ying Chi Tsai vd [19].	2009	Chevron Tip Plakalı Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 6.3 Kati modelleme: PRO/E Çözüm ağı programı: GAMBIT Türbülans Modeli: k – ε REALIZABLE Ağ: yapısız olmayan dört yüzü	Simülasyon sonuçları deneysel veriler ile iyi bir uyum içerisinde
Yong Qing Wang vd [48].	2009	Levhali kanatlı ısı değiştirgeçler	HAD Programı: FLUENT Bölünmüş çözücü yaklaşımı Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLE Ayrıklaştırma: İkinci dereceden Çözüm Ağı Programı: GAMBIT Ağ: Yan yana yerleştirilmiş	Simülasyon sonuçları gerçek değerinin 5% altında tahmin etmiştir.
Pedro F. Lisboa vd [49].	2010	Isı Değiştirgeci olarak Kenics Statik Karıştırıcı	HAD Programı: FLUENT Türbülans Modeli: RNG k – ε, k – ε, k – ω	±10 %.
Xiao-Hong Han vd [50].	2010	Chevron Tip Plakalı Isı Değiştirgeci	Türbülans Modeli: RNG k – ε Çözüm Ağı Programı: GAMBIT Ağ: Yapısız olmayan dört yüzü	±35 %.
Yu-Ling Shi vd [51].	2010	Aralıklı Silindirik Gövdeli Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 6.3 Türbülans Modeli: Standard k – ε Ağ: 2 milyon eleman	±12 %.
Junjie Ji vd [52].	2011	Gaz Yakan Silindirik Gövdeli Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 6.3; Türbülans Modeli: SST k – ε Ağ: 3 milyon hücre	Statik basınç: 1%, 9.9% Toplam ısı transfer oranı: 1.6% Hava Sıcaklığında Artış: 2.1%

**Çizelge 2.2.** Isıl katsayının belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin

HAD analizleri [5]

Araştırmacı	Yıl	PID Türü	HAD Metodu	Simülasyonların Deneysel Bulgular ile Karşılaştırması
Andrew M. Hayes vd [56].	2008	Matris Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT LTE ( Local thermal equilibrium model),LTNE( Local thermal non-equilibrium model ) Yardımcı Yöntem: Gözenekli ortam	Simülasyon sonuçları deneysel veriler ile iyi bir uyum içerisinde
Vikas Kumar vd [41].	2003	Çapraz akışlı Hava-Hava Silindirik Gövdeli Isı Değiştirgeci	HAD Programı: PHOENICS	Simülasyon sonuçları deneysel veriler ile iyi bir uyum içerisinde
Carla S. Fernandes vd [53].	2005	Plakalı Isı Değiştirgeci	HAD Programı: POLYFLOW	Afonso vd. tarafından geliştirilen korelasyon ile kıyaslanmıştır. Viskozite üzerine sıcaklığın etkisi dikkate alındığında: 3.6% Viskozite üzerine sıcaklığın etkisi dikkate alınmadığında: 8.9%
A G. Kanaris vd [54].	2006	Kıvrımlı Plakalı Isı Değiştirgeci	HAD Programı: CFX 10.0 Ağ: yapısız olmayan dört yüzü ve prizma birimleri Türbülans Modeli: SST	Genel olarak simülasyon sonuçları gerçek değerlerin üzerinde tahmin etmiştir.
J.S. Jayakumar vd [55].	2007	Helisel Sarımlı Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT 6.2 Türbülans Modeli: Realizable k-ε Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: SIMPLEC Çözüm Ağı Programı: GAMBIT 6.2 Ağ: Yapısız (9.963e8 hücre m-3)	5%

**Çizelge 2.2.** Isıl katsayının belirlenmesi için değişik türden ısı değiştirgeçlerinin

HAD analizleri [5] (devamı)

Araştırmacı	Yıl	PID Türü	HAD Metodu	Simülasyonların Deneysel Bulgular ile Karşılaştırması
Andrew M. Hayes vd [56].	2008	Matris Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT LTE ( Local thermal equilibrium model),LTNE( Local thermal non-equilibrium model ) Yardımcı Yöntem: Gözenekli ortam metodu	Simülasyon sonuçları deneysel veriler ile iyi bir uyum içerisinde
In Hun Kim vd [57].	2009	Baskılı Levha Isı Değiştirgeci	HAD Programı: FLUENT Yardımcı Yöntem: KAIST helyum test döngü sistemi	Herhangi bir karşılaştırma bulunamadı
K. Kritikos vd [58].	2009	Çapraz Eliptik Silindirik Gövdeli Isı Değiştirgeci	HAD Programı: CFD 3D Çözücü Model: Gözenekli ortam metodu Ağ: 45,584 hücre	Simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar arasındaki fark 5%'ten daha fazla olmadığı gözlemlendi.
L. Sheikh Ismail vd [59].	2009	Levhalı kanatlı ısı değiştirgeçler	HAD Programı: FLUENT Türbülans Modeli: Standard k-ε Basınç – Hız Bağlaşımı Yöntemi: Yarı kapalı: SIMPLER Ağ: 2,20,000 eleman	Dikdörtgen kanatlık, Düşük Reynolds sayısında: j: 2%; f:9% Dalgalı kanatlık, 1000<Re<15000 j: 10%; f: 20%
S. Freund vd [60].	2010	Plakalı Isı Değiştirgeçleri	HAD Programı: ANSYS, CFX 11 Türbülans Modeli: SST ve RSM Çözüm Ağı Programı: ICEM Ağ: altı yüzütlü	SST modeli: 33% RSM modeli: 25%

### 2.3. Çalışmanın Literatüre Katkısı

Bu çalışmada ilgilenilen plakalı ısı değiştirgeçleri, günümüzde yapı teknolojilerinde bölgesel ısıtma ve soğutma, ısı depolama, sera ısıtması, su kaynaklı ısı pompası uygulamalarında; tuzlu su ısıtma ve soğutma, çeşitli asit işlemleri, kostik soda işlemleri, buhar yoğunlaştırma, tuz saflaştırma işlemlerinde, reçine soğutma, boya ısıtma ve benzeri kimyasal üretim süreçlerinde; bira mayası soğutma, gıda yağı ısıtma ve soğutma, çiğ süt soğutma, pastörizasyon, domates salçası işleme ve benzeri gıda üretim süreçlerinde; tatlı su üretimi, motor soğutma, yağlama yağı soğutma gibi denizcilik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır[101]. Yapılan detaylı literatür araştırmasının sonucunda, plakalı ısı değiştirgeçlerinin termal ve hidrolik karakteristiklerinin özellikle 90'lara kadar deneysel çalışmalar yardımıyla belirlendiği ve deneysel çalışmalardan elde edilen korelasyonlar kullanıldığı gözlenmiştir. Ancak bilgisayar teknolojilerinin gelişmesi ve yaygınlaşmasına paralel olarak ısı değiştirgeçlerinin termal ve hidrolik özelliklerinin sayısal yöntemler ile hesaplanması çalışmalarının da hız kazandığı gözlenmiştir. Araştırmacıların çalışmalarında, düz plakaya sahip plakalı ısı değiştirgeçleri için, ilgilenilen bir ısı değiştirgecin tek bir akış kanalı ya da akış hacmini temel alarak sayısal çalışmalar gerçekleştirdiği gözlenmiştir. Böylesi sayısal çalışmalar bir plakalı ısı değiştirgecinin termal ve hidrolik karakteristiğini belirlemede yetersiz olabilmektedir.

Yapılan bu çalışma ile giriş ve çıkış portlarının ısı değiştirgeci üzene etkileri ve kompleks geometri içerisinde akışın bir kanaldan diğer kanala geçişi esnasında genişleme, daralma ve akışın parçalanıp yeniden birleşmesinin plakalı ısı değiştirgeci termal ve hidrolik karakteristiğine etkilerinin dikkate alınabilmesi için birebir boyutlarda ve bir bütün halinde tam bir plakalı ısı değiştirgeci incelenmiştir. Gerçekçi bir sayısal modelleme yapılabilmesi için birebir boyutlarda bir plakalı ısı değiştirgeci kullanılarak literatürün bu bağlamda zenginleştirilmesi sağlanmıştır.

### 3. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Bir plakalı ısı değiştirgeci içerisindeki türbülanslı ve viskoz akış, akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri olan süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin analitik ve ya sayısal olarak çözülmesi ile analiz edilebilir. Bu alışma kapsamında birebir boyutlarda ve bir bütün halinde tam bir plakalı ısı değiştirgeci incelenmektedir. İncelenen geometrinin kompleks olması ve tasarımı gereği (bkz. Şekil 1.9) türbülanslı akışa zorlanması nedeniyle akışkanlar mekaniği temel denklemlerinin analitik çözümü mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla ısı değiştirgeci içerisindeki akış sayısal metotlar kullanılarak analiz edilmektedir. Akışı ve akışın hareketlerini temsil eden denklemler ve bu denklemlerin sayısal olarak çözüm metotları ilerleyen kısımlarda anlatılmaktadır.

#### 3.1. Akışın Matematiksel İfadesi

Bu bölümde, akış ve akışın hareketini ifade etmekte kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile türbülanslı akış analizi için bu denklemler üzerinde yapılan değişiklikler ve yapılan değişiklikler neticesinde elde edilen denklemlerin sayısal çözümüne yönelik yaklaşımlar anlatılmaktadır.

##### 3.1.1. Navier-Stokes denklemleri

Navier-Stokes denklemleri süreklilik, hareket ve enerji denklemlerinden oluşan akışkanlar mekaniğinin temel denklemleridir. Newtonyan viskoz bir akışkanın küçük bir kontrol hacminde korunum denklemlerinin yazılmasıyla Navier-Stokes denklemleri olarak da bilinen akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri tretiler. Temel denklemler tensör gösterimi formunda aşağıdaki gibi gösterilmektedir [61, 62]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial (p)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + S_i \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j e)}{\partial x_j} = -p \frac{\partial (u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-q_j) + \Phi + S_e \quad (3.3)$$

burada e toplam enerji, S kaynak terimi iken  $\Phi$  aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\Phi = \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (3.4)$$

Akış parçacıkları arasındaki etkileşimler sonucunda ısı enerjisinin aktarılması Fourier ısı iletim yasası ile tanımlanmaktadır ve ısı akısı vektörü  $q_j$  aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir. Denklemden yer alan  $\kappa$  terimi ısı iletim katsayısıdır.

$$q_j = -\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.5)$$

Denklemlerde yer alan alt indisler i, j ve k; 1, 2 ve 3 gibi değerleri alırken sırasıyla koordinat ekseninde x, y ve z bileşenlerindeki parametreleri ifade etmektedir. Isı değiştirgeçlerinde kullanılan akışkanlar sıkıştırılmazdır ve dolayısıyla yoğunlukları sabit kabul edilebilir. Yukarıda belirtilen akışkanlar mekaniği temel denklemlerinde bilinmeyenler x, y ve z yönlerindeki hız basınç ve sıcaklık değerleridir. Süreklilik denklemi, x, y ve z yönlerindeki momentum denklemleri ile toplam enerji denkleminin çözülmesi ile bu bilinmeyenler bulunabilir. Ancak şimdiye kadar bu denklemlerde herhangi bir sadeleştirme veya kabul yapmadan analitik olarak çözülememiştir. Bu nedenle bu denklemlerin çözümünde sayısal ya da nümerik yöntemler kullanılır[63].

Laminer akışların modellenmesinde çok fazla hücre içeren bir ağ yapısına ihtiyaç duyulmamaktadır. Ancak doğada gerçekleşen birçok olayda ve pek çok mühendislik uygulamalarında kullanılan akışkanlar türbülanslı yapıdadır. Türbülans, akışkanların hızının herhangi bir konumdaki büyüklüğünün ve hızının zamanla değiştiği düzensiz hareket durumudur. Türbülanslı bir akış düzensiz, kararsız ve lineer olmayan bir karakteristik yapıdadır ancak türbülansın sürekli bir spektruma sahip olmasından dolayı ölçülebilirdir [61]. Türbülanslı akışın modellenmesinde en küçük türbülanslı yapıların uzunluğunun, basınç dalgalanmalarının ve hız değişimlerinin çözülebilmesi için çok fazla hücre içeren bir ağ yapısına ihtiyaç vardır [63]. Böylesine büyük bir ağ yapısını çözebilmek için çok güçlü bilgisayarlara ihtiyaç duyulurken günümüzdeki pek çok süper bilgisayarlar bazen yetersiz kalmaktadır. Bu yüzden türbülanslı yapıların doğrudan çözülmesi yerine, türbülansı temsil eden modellerin kullanılması ihtiyaç duyulan bilgisayar gücünü bir nebze de olsa azaltabilmektedir [62]. Türbülansı temsil eden modellerin doğrudan Navier Stokes denkleminde kullanılması mümkün değildir ve bazı düzenlemelerin yapılması gerekmektedir. Bu düzenlemeler sonrasında elde edilen Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denkleminde türbülans modelleri kullanılabilir olacaktır ve bir sonraki bölümde anlatılmaktadır.

### 3.1.2. Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS)

Reynolds-Ortalama Navier Stokes denklemi Navier-Stokes denkleminin ortalaması alınarak elde edilmektedir. Bu denklemler elde edilirken akış özelliklerini ifade eden değişkenler zamansal ortalama değeri ve salınımlı ya da zamana bağlı değişen kısımlar olmak üzere iki bileşenden oluşmaktadır.

$$f(x,t) = \overline{f(x,t)} + f'(x,t) \quad (3.6)$$

Burada üzeri çizgili olan ifade herhangi bir değişkenin zaman ortalamasını ifade etmektedir.

$$\bar{f}(x,t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} f(x,t) dt \quad (3.7)$$

Tanımı gereği salınımlı bileşenlerin zaman ortalaması sıfırdır. Mühendislik uygulamalarda  $\Delta t$ 'nin türbülans çalkantılarının zaman skalasından daha büyük olduğu varsayılmaktadır.

Akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerinde yer alan tüm değişkenler ortalama ve salınımlı bileşenler olmak üzere iki bileşen şeklinde yazılır ve Navier-Stokes denklemlerinde yerlerine konulursa Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri elde edilir. Bu denklemler ise sıkıştırılmaz akış için aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (U_i) = 0 \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \bar{S}_{ji}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial (\bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \overline{u_i T'} \right) + \bar{S} \quad (3.10)$$

İlk bakışta Reynolds ortalama süreklilik denklemi Navier-Stokes denklemi ile aynıdır. Herhangi bir yeni terim eklenmemiştir. Ancak momentum denkleminde ilave bir terim eklenmiştir. Eklenen bu ekstra terim aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\tau_{ij}' = -\overline{\rho u_i' u_j'} \quad (3.11)$$

Bu terim aynı zamanda Reynolds gerilmeleri olarak da bilinmektedir. Bir denklemin zaman ortalaması alındığında çalkantı ya da salınımların ortalama zaman periyodu üzerine etkileri bu ilave terim vasıtasıyla ifade edilir.



Laminer akışlarda türbülanslı yapıların czmne gerek kalmadığından Navier-Stokes denklemlerinde dört bilinmeyen ve buna karşılık dört denklem vardır. Bu tarz akışların czm ck daha basittir. Türbülanslı akışlarda ise en kck bir türbülanslı yapının czmlenebilmesi için salınımlı değişken ya da bileşenlerin hesaplanması akışın karakteristiğini belirlemede önemlidir. Ancak şu ana kadar Navier Stokes denklemlerinde herhangi bir sadeleştirme ya da varsayım yapmaksızın analitik czm yapılamamıştır. Bu nedenle kck yapıların czmlenebilmesi için zaman ortalamalı türbülanslı akış denklemlerinin yani RANS denklemlerinin czlmesi gerekmektedir. Bu noktada momentum denklemine ilave olarak gelen ve ortalama momentumun türbülanslı calkantılarla taşınımını ifade eden Reynolds gerilmelerinin net bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Sonuç olarak türbülanslı akışta hareket denklemleri, sınır tabakası içinde veya dışında, denklem sayısından daha fazla sayıda bilinmeyen (Reynolds gerilmeleri) içerdiği için denklemlerin czm ancak Reynolds gerilmelerinin bir başka yoldan bulunup bu denklemlere yerleştirilmeleri ile mümkündür.

Kapatma (closure) işlemi bilinmeyenlerin farklı denklemler ve yaklaşımlar ile elde edilerek czlmesi gereken akış denklemlerinin tamamlanması işlemi olarak bilinmektedir. Ancak kapatma işlemi hakkında henüz bir fikir birliği oluşmadığından değişik türbülans modelleri kullanılmaktadır. Reynolds gerilmelerinin elde edilmesi için Boussinesq, Prandtl ve Von Karman tarafından geliştirilen yaklaşım ve ampirik formüllerin yanı sıra bunları temel alarak geliştirilmiş, günümüzde daha karmaşık türbülans modelleri kullanılmaktadır [64,65].

Yapılan çalışmada, bütün bir plakalı ısı değiştirgecinin 3 boyutlu modellemesi için RANS denklemleri kullanılmıştır. Kapatma işlemi amacıyla yaygın bir kullanıma sahip olan ve doğruluğu denenmiş modellerden biri olan SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanılmıştır [4,23,87,92,93]. Bu modelin detayları ilerleyen bölümlerde anlatılacaktır.

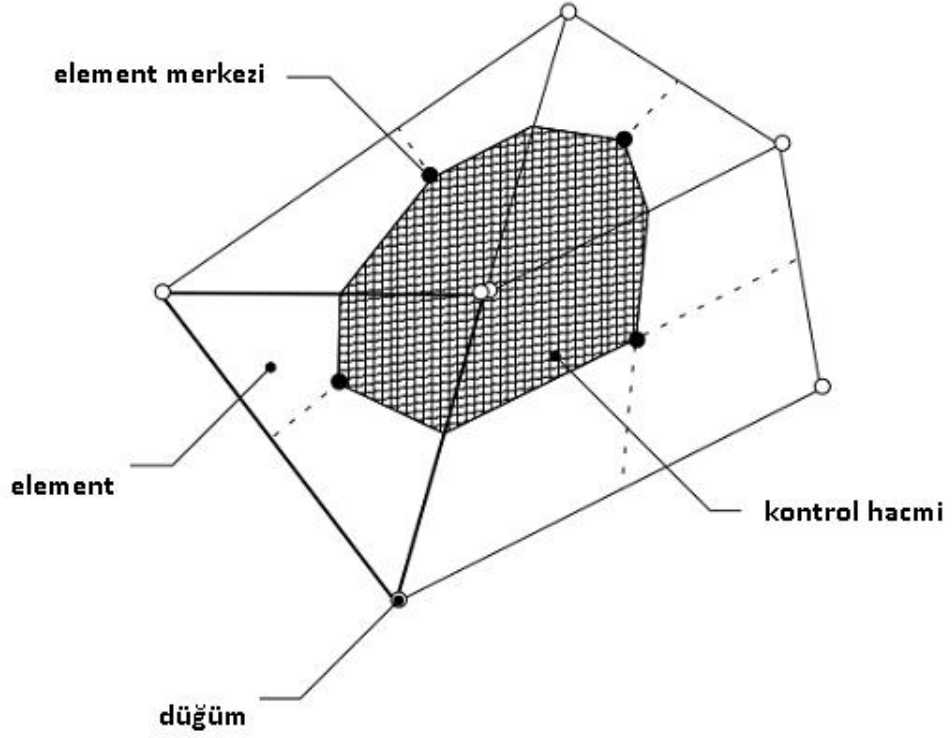
### 3.2. Sayısal Yöntemler

Üç boyutlu düz plaka ve chevron tipi plakalı ısı değiştirgeci kanalları içerisindeki akış Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları ANSYS-CFX 14.0[66] programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada analizler zamandan bağımsız kararlı durumda (steady-state) gerçekleştirilmesi dolayısıyla zamanda ayırıklaştırma yapılmamıştır. Ancak diğer bileşenlerin ayırıklaştırması için yüksek dereceden (high order) yöntemi kullanılmıştır. Aşağıdaki bölümlerde ANSYS-CFX 14.0 yazılımının süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini çözerken kullandığı ayırıklaştırma metotları ve çözüm teorileri detaylı bir şekilde anlatılacaktır.

Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümü ideal koşullar altında yalnızca en basit akışlarda mümkün olmaktadır. Gerçek karmaşık akışlara ilişkin bir çözüm elde edebilmek için denklemlerin sayısal bir yöntem kullanılarak çözebilecek cebirsel yaklaşımların benimsenmesi gerekmektedir [67].

#### 3.2.1. Yönetici Denklemlerin Ayırıklaştırılması

ANSYS CFX bir çözüm ağı kullanarak uzaysal yayılım alanını ayırıklaştırmayı içeren bir eleman tabanlı sonlu hacim yöntemini kullanır. Bu tür ağ yapıları kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini hesaplamakta kullanılan sonlu hacimleri oluşturmak için kullanılır. özüm ağı üç boyutludur, ancak şekil 3.1'de gösterim kolaylığı açısından bu süreci iki boyutta ifade edilmiştir. Aşağıdaki şekil tipik iki-boyutlu çözüm ağı yapısını göstermektedir. Bütün özüm değişkenleri ve sıvı özellikleri düğümlerde (özüm ağı yapısının tepe noktalarında) depolanır. Bir kontrol hacmi (gölgeli alan) orta çiftleri (düğümü çevreleyen element merkezlerinin ve kenarlarının merkezlerini birleştiren çizgiler olarak tanımlanmış) kullanarak her bir çözüm ağı yapısı düğümünün çevresinde inşa edilir.



Şekil 3.1. Kontrol hacmi tanımı ve gösterimi [67]

Sonlu hacim yöntemini ifade edebilmek için kütle, momentum ve pasif skaler korunum denklemleri aşağıdaki gibi değerlendirilebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi \quad (3.14)$$

Bu denklemler her bir kontrol hacmi üzerinden integrali alınmakta ve hacim integrallerini yüzey integrallerine dönüştürmek için Gauss Ayırıştırma Teorisi (Gauss' Divergence Theorem) uygulanmaktadır. Eğer kontrol hacmi zaman

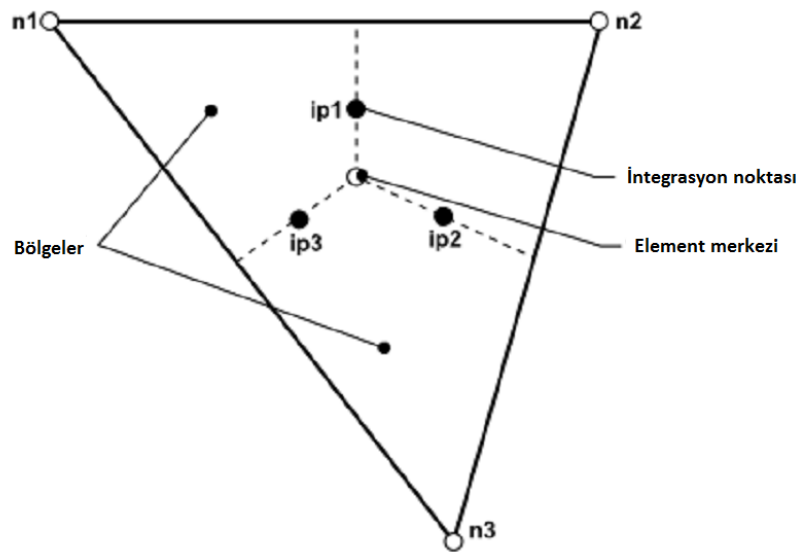
içerisinde deforme olmuyorsa, zaman türevleri integralin dışına alınabilir ve integral denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \quad (3.16)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho U_j \phi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV \quad (3.17)$$

Burada V ve s, sırasıyla hacim ve yüzey integral bölgelerini,  $dn_j$  dışa doğru olan yüzey normal vektörünün diferansiyel bileşenleridir. Hacim integralleri kaynak veya birikim koşullarını temsil ederken yüzey integralleri akıların toplamını ifade etmektedir. Sayısal çözüm için bir sonraki adım hacim ve yüzey integrallerinin ayrıklaştırılmasıdır. Bunu temsil edebilmek için, Şekil 3.2.'deki gibi bir ağ elementi ele alınabilir.



Şekil 3.2. Ağ elemanı [67]

Hacim integralleri bir ağ elemanın her bir bölgesi için ayrıklaştırılır ve ait olduğu kontrol hacminde toplanır. Yüzey integralleri ise bir eleman içerisinde her bir yüzey bileşeninin merkezinde yer alan integral noktalarında (ip) ayrıklaştırılır. Yüzey integrallerinin eşit ve integral noktalarına bitişik olan kontrol hacimlerine zıt olmasından dolayı yüzey integralleri yerel düzeyde korunumu garanti altına almaktadır. Yüzey ve hacim integrallerinin ayrıklaştırılmasından sonra, integral denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0 \quad (3.18)$$

$$V \left( \frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \dots \quad (3.19)$$

$$\sum_{ip} \left( \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{U_i}} V$$

$$V \left( \frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (\phi)_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V \quad (3.20)$$

burada  $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$ ,  $V$  kontrol hacmi,  $\Delta t$  zaman adımı,  $\Delta n_j$  ayrık dış yüzey vektörü,  $ip$  alt simgesi bir integrasyon noktasındaki değerini (Kontrol hacmi içerisindeki tüm integrasyon noktalarının toplamını) ifade etmektedir. <sup>0</sup> üst simgesi bir önceki zaman adımını ifade etmektedir.

### 3.2.2. Çözüm Algoritması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodlarından ANSYS CFX 14.0 [66] her bir kontrol hacmindeki bağlı değişkenler için elde edilmiş skaler denklem setlerinin çözümünde sonlu hacimler yönteminin yanı sıra cebirsel çoklu ağ yöntemi kullanılmaktadır. Bu yaklaşım ağ yapısı kullanarak incelenen hacmi küçük sonlu kontrol hacimlere

ayrıklaştırmayı içermektedir. Yönetici denklemlerin her bir kontrol hacmi üzerinden integralinin alınması ile kütle, momentum ve enerji gibi bileşenlerin her bir kontrol hacmi için ayrı ayrı korunmuş olacaktır. CFX 14.0 [66] çözümleyici, çözüm içerisinde yerel hataları hızlı bir şekilde ortadan kaldırmakta ve cebirsel çoklu ağ yöntemi bir dizi kaba ağ yöntemi düzeltmeleri hesaplayarak çözümleyicinin hızla yakınsamasını sağlamak için kullanılmaktadır. Momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılmasında ikinci dereceden Upwind yöntemi kullanılmaktadır. Ayrıca CFX 14.0 [66] tek bir sistem için hidrodinamik denklemlerinin (u,v,w,p için) çözümünde bağlaşıklık çözümleyici kullanılmaktadır.

### 3.2.3. SST Türbülans Modeli

Wilcox tarafından geliştirilen standart  $k-\omega$  modeli her ne kadar gerçekçi hız profili yakalayabiliyor ve genel olarak sınır tabaka akışlarında başarı sağlıyor olsa da kayma gerilmesi hesaplanırken olması gerekenden daha fazla hesapladığı Menter tarafından belirlenmiştir. Menter bunun nedeninin geliştirilen modelde kayma gerilimi taşımının etkisini içermemesi olarak belirlemiş ve türbülans viskozitesinin hesabında yapılan değişiklikler ile sonuçların gerçek değerlere daha yakın çıkması sağlamıştır. Bunun için Kayma Gerilmesi Taşınması (Shear-Stress Transport) SST  $k-\omega$  türbülans modeli Menter tarafından, serbest akışlı yakın-duvar bölgesinde  $k-\omega$  modelinin formülasyonunun sağlıklı ve güvenilir kullanımı ve modelinin uzak bölgede  $k-\epsilon$  modelinden bağımsız olarak kullanımına izin verecek şekilde geliştirilmiştir. Bunun için,  $k-\epsilon$  modeli,  $k-\omega$  formülasyonuna dönüştürülür. SST  $k-\omega$  modeli standart  $k-\omega$  modeline benzemekte ancak aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir [69-73].

- Standart  $k-\omega$  modeli ve dönüştürülmüş  $k-\epsilon$  modelinin her ikisi de bir karışım fonksiyonu ile çarpılır ve iki model de birbirleriyle toplanır. Karışım fonksiyonu iki şekilde tasarlanmıştır; birincisi duvara yakın bölgede standart  $k-\omega$  modelini etkinleştirir diğeri yüzeyden sıfır mesafede dönüştürülmüş  $k-\epsilon$  modelini etkinleştirir.

- SST modeli  $\omega$  denkleminde sönümlenmiş çapraz difüzyon türevini bünyesinde bulundurmaktadır.
- Türbülanslı viskozite tanımı türbülanslı kesme gerilmesi taşınımını ifade edebilmek için tadil edilir.
- Modelleme sabitleri farklıdır.

Bu özellikler SST k- $\omega$  modelini standart k- $\omega$  modeline göre daha geniş akış çeşitleri için (örn. Ters basınç gradyenli akışlar, aerofoiller, transonik şok dalgaları) doğru ve güvenilir kılar. Diğer değişiklikler  $w$  denkleminde bir çapraz difüzyon teriminin eklenmesini ve yakın duvar ve uzak alan bölgelerinde modelin uygun davranmasını sağlayan bir karışım fonksiyonu eklenmesini kapsamaktadır.

### 3.2.3.1. SST k- $\omega$ modelin hareket denklemleri

SST k- $\omega$  , standart k- $\omega$  ile aynı forma sahiptir [69-73];

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.21)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.22)$$

Bu denklemlerde,  $\tilde{G}_k$  ortalama hız gradyenlerine bağlı türbülans kinetik enerji üretimini temsil etmekte,  $G_k$  teriminden elde edilmekte ve türbülans oluşumunun modellenmesi başlığı altında Denklem (3.33)'de tanımlanmaktadır.  $G_\omega$   $\omega$ 'nin üretimini ifade etmektedir ve standart k- $\omega$  modelinde tanımlandığı gibi hesaplanmaktadır.  $\Gamma_k$  ve  $\Gamma_\omega$  ise sırasıyla k ve  $\omega$ 'nin efektif difüzyonunu temsil eder

ve ilerleyen bölümlerde anlatıldığı gibi hesaplanmaktadır.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  k ve  $\omega$ 'nin türbülansa bağlı olarak yayılımını ifade eder.  $D_\omega$  çapraz difüzyon terimini gösterir.  $S_k$  ve  $S_\omega$  ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

### 3.2.3.2. Efektif geçirgenliğin modellenmesi

SST k- $\omega$  türbülans modeli için efektif geçirgenlik, aşağıdaki gibi verilmektedir [69-72];

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.23)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.24)$$

burada  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  sırasıyla türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi  $\mu_t$ , aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.25)$$

burada S, gerilme oranı büyüklüğünü ifade eden değeridir ve

$$\alpha_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}}} \quad (3.26)$$

$$\alpha_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (3.27)$$



Burada harman fonksiyonları  $F_1$  ve  $F_2$  aşağıda gösterildiği gibidir;

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.28)$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (3.29)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.30)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.31)$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.32)$$

burada  $y$ , bir sonraki yüzeye olan uzaklık ve  $D_{\omega}^+$  çapraz difüzyon teriminin pozitif kısmıdır.

### 3.2.3.3. Türbülans oluşumunun modellenmesi

#### ***k'nın türetilmesi;***

$\tilde{G}_k$  türbülans kinetik enerjisinin üretilmesini gösteren terimdir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır;

$$\tilde{G}_k = \min(\tilde{G}_k, 10\rho\beta^* k\omega) \quad (3.33)$$

burada  $G_k$  standart k- $\omega$  modelindeki tanımının aynısı olarak kullanılmıştır.

#### ***$\omega$ 'nin türetilmesi;***

$G_{\omega}$  terimi  $\omega$ 'nin üretimini ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır;

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} \tilde{G}_k \quad (3.34)$$

Bu formülün standart modelinden farklı olduğuna dikkat edilmelidir. Bu fark, teriminin kullanımından kaynaklanmaktadır. İki model arasındaki fark ise  $\alpha_\infty$  teriminin farklı hesaplanmasından kaynaklanmaktadır. Standart k- $\omega$  modelinde  $\alpha_\infty$  terimi bir sabit (0.52) ile ifade edilirken SST modelinde bu ifade aşağıdaki gibidir [69-73];

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (3.35)$$

burada

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\alpha_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.36)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\alpha_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.37)$$

Burada  $\kappa$  0.41'dir.

#### 3.2.3.4. Türbülans yayılımının modellenmesi

$Y_k$  terimi standart k- $\omega$  modelinde tanımlandığı gibi, türbülans kinetik enerjisinin yayılımını temsil etmektedir. Fark  $f_{\beta^*}$  teriminin değerlendirilme tarzındadır. Standart k- $\omega$  modelinde parçalı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. SST k- $\omega$  modelinde ise 1'e eşit bir sabit olarak tanımlanmıştır [69-73].

#### *$\omega$ teriminin yayılımı*

$Y_\omega$  terimi  $\omega$  teriminin yayılımını temsil etmektedir ve standart k- $\omega$  modeline benzer şekilde tanımlanmaktadır. Farkları ise  $\beta_i$  ve  $f_\beta$  terimlerinin hesaplamalarındadır.

Standart k- $\omega$  modelinde  $\beta_i$  bir sabit (0.072) olarak tanımlanırken  $f_\beta$  bir denklem olarak tanımlanmıştır. SST modelinde  $f_\beta$  1'e eşit bir sabit olarak tanımlanmıştır.

Buradan;

$$Y_k = \rho\beta\omega^2 \quad (3.38)$$

sabit bir katsayı atanması yerine  $\beta_i$  terimi

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1-F_1)\beta_{i,2} \quad (3.39)$$

olarak ifade edilmiştir.

### 3.2.3.5. Çapraz difüzyon değişikliği

SST k- $\omega$  modeli hem standart k- $\omega$  modelini hem de standart k- $\epsilon$  modelini temel almaktadır. Bu iki modeli harmanlamak için standart k- $\epsilon$  modeli bir çapraz difüzyon teriminin  $D_\omega$  dahil edilmesi ile k ve  $\omega$ 'yi temel alan denklemlere dönüştürülmüştür.

$D_\omega$  aşağıdaki gibi ifade edilmiştir [69-73];

$$D_\omega = 2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.40)$$

### 3.2.3.6. Model sabitleri

$$\sigma_{k,1} = 1.176 \quad \sigma_{\omega,1} = 2$$

$$\sigma_{k,2} = 1 \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31$$

$$\beta_{i,1} = 0.075 \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

Bunlar dışındaki tüm sabitler, standart k- $\omega$  modeliyle aynıdır [69-73].

### 3.3. Sınır Koşulları

Bu bölümde anlatılan Navier Stokes denklemlerinin çözülebilmesi için bu denklemlerde kullanılan değişkenlerin akış alanına ait başlangıç ve sınır şartlarının bilinmesi gerekir. Bu denklemlerin çözümünde kullanılacak sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Sınır koşulları giriş portları için kütle debisi (mass flow rate) ve çıkış portlarında ise statik basınç koşulları kullanılmıştır. Yapılan analizlerde tüm giriş portları için sınır koşulu olarak kütle debisi kg/s cinsinden ve çıkış portları için statik basınç Paskal (Pa) cinsinden sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Çıkışlarda statik basınç sınır koşulu tanımlanarak geriye doğru akışların olduğu durumlarda doğru çözümler elde edilebilmesi sağlanmaktadır. Sıcak ve soğuk akış hacimlerinin ara yüzleri düz duvar olarak tanımlanmış ve ara yüz ısı akısı 0.45 mm kalınlığında çelik bir malzeme varmış gibi ısı transferi hesaplatılmıştır. Katı yüzeylere durağan duvar sınır koşulu (no slip wall boundary condition) uygulanmıştır. Plakalı ısı değiştirgecinin karmaşık yapısı gereği herhangi bir bölgede simetri koşulu uygulanmamıştır. Geriye kalan tüm kısımlar duvar koşulu olarak tanımlanmış ve adiyabatik sınır koşulu verilmiştir. Bu koşulda duvar hızı sıfır olarak tanımlanmakta ve çevreyle ısı alış verişinde olmadığı belirtilmektedir.

### 3.4. Hesaplama Kaynakları

Çalışma kapsamında kullanılan bilgisayarın özellikleri aşağıdaki gibidir.

- İşlemci: Intel(R) Xeon(R)(R) – 3.20 GHz hız
- Yüklü Bellek (RAM): 32,0 GB
- İşletim Sistemi: 64 bit işletim sistemi

Analiz süreleri Çizelge 3.2’de ayrıntılı olarak verilmiştir. Simülasyonlar ANSYS CFX 14.0 programında [66] seri hesaplama ile yapılmıştır.

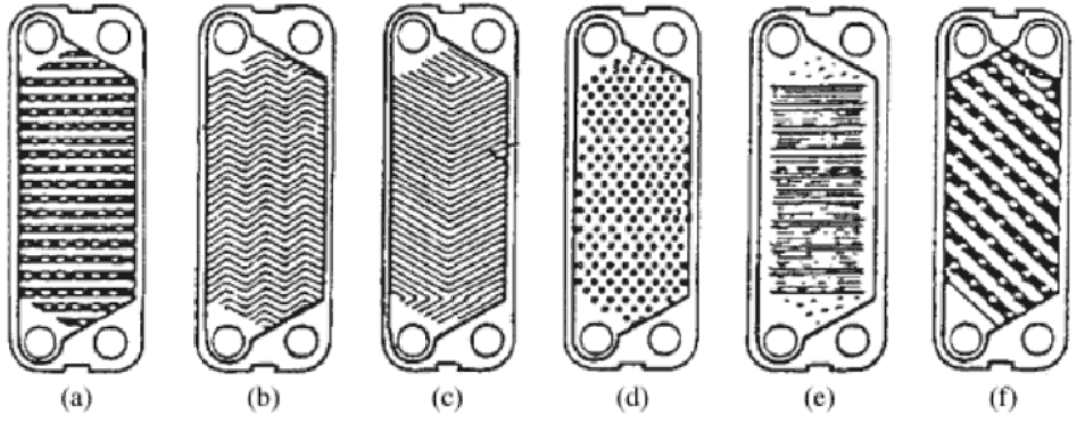
**Çizelge 3.1.** Analiz süreleri

Isı değiştirgeci plaka türü	İterasyon Sayısı	Analiz Süresi
Düz	100	14 saat
Kıvrımlı	100	32 saat

## 4. ISI EŞANJÖRÜ TEORİSİ

### 4.1. Plaka Geometrisi

Plaka kıvrımları teknik olarak chevron (balıksırtı), wasboard (lateral), wavy-groove ve zig-zag gibi çok farklı türlerde olabilmektedir. Ancak, Chevron dalga deseni, başarılı bir tasarım olduğunu yıllar içerisinde kanıtlamış, yaygın olarak kullanılmaya başlanmış ve üreticilerin büyük kısmı tarafından oldukça benzer tasarımlarla pazara sunulmaktadır [78,79].



**Şekil 4.1.** Farklı tipteki baskı desenleri a) Washboard, b) Herringbone veya zig-zag, c) Chevron, d) Protrusions ve depressions, e) Secondary washboard ve f) Oblique washboard [1,4]

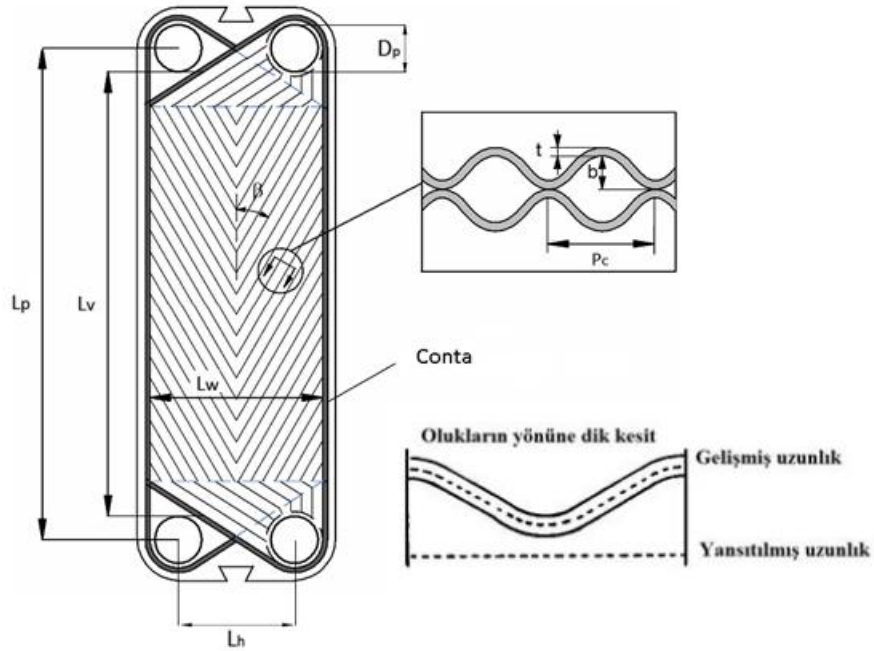
Bu çalışma kapsamında incelenen ısı değiştirgeci chevron tipli plakalı ısı deęiŐtirgecidir ve genel özellikleri ilerleyen bölümlerde anlatılmaktadır.

#### 4.1.1. Chevron açısı

Chevron tipi kıvrımlı plaka ısı değiştirgecinin geometrik özellikleri Şekil 4.2.'de gösterilmektedir. Tek bir plaka dört tane köŐe portu, dağıtım kanalları ve kıvrımlı alandan oluşmaktadır. Kıvrımlı desen  $\beta$  chevron açısına sahiptir. Chevron açısı iki kıvrımlı dalga arasındaki çukur ile düşey eksen arasındaki açı olarak tanımlanmaktadır. PID ünitesinde plakalar birbirlerine akış yönü zıt olacak şekilde

yerleştirilir. Böylelikle akış türbülans seviyesini, etkin ısı transfer alanını (tipik olarak 1.1-1.25 oranında) artırmakta, plakanın dayanımını artırmakta ve kirlenmeyi azaltan yüksek türbülans ve duvar kesme kuvvetlere neden olmaktadır.

Belki de PID'nin termal ve hidrolik performansını etkileyen en önemli geometrik parametre olan chevron açısı ticari plakalar içerisinde genellikle  $25^\circ - 65^\circ$  arasında değer almaktadır.



Şekil 4.2. Chevron tipi plakanın temel parametreleri [15]

#### 4.1.2. Isı transfer alanı

Plaka yüzeyleri üzerindeki kıvrımlar düz plaka ile kıyaslandığında plakanın yüzey alanını artırmaktadır. Bu gelişmiş uzunluğun yansıtılmış uzunluk ile ilişkisi yüzey genişleme faktörü olarak ifade edilmekte ve yüzey gelişmiş uzunluğun yansıtılmış uzunluğa oranı olarak tanımlanmaktadır. Yüzey genişleme faktörü  $\phi$  ile temsil edilirken ondülasyon adımı ve kanal derinliğine bağlı olarak 1.1 ile 1.25 arasında değişmektedir [15].

$$\phi = \frac{\text{gelişmiş uzunluk}}{\text{yansıtılmış uzunluk}} \quad (4.1)$$

Denklem (4.2) 'de verilen genişleme faktörü, plaka için belirtilen efektif alanın,  $A_1$ , yansıtılmış uzunluğa,  $A_{1p}$ , oranı matematiksel olarak aşağıda ifade edilir [2,4,6,14,15]:

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (4.2)$$

burada  $A_1$  Şekil 4.2'den görüldüğü üzere yaklaşık aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \quad (4.3)$$

Denklem (4.3)'deki  $L_p$  geçitler arası levha uzunluğunu ve  $L_w$  ise contalar arası levha genişliğini ifade etmekte ve  $L_v$ ,  $L_h$  ile  $D_p$ , geçit çapı, kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$L_p \approx L_v - D_p \quad (4.4)$$

$$L_w \approx L_h + D_p \quad (4.5)$$

#### 4.1.3. Kanal eşdeğer çapı

PID'leri oluşturan kıvrımlı kanallar plakaya özgü ve karmaşık kanallardır. Böyle bir kanalın karakteristik çapını belirlemek için açık literatürde iki farklı tanım bulunmaktadır. Bunların biri eşdeğer çaptır. Eşdeğer çap  $D_e$  olarak tanımlanmakta olup  $D_e$  Denklem (4.6)'daki gibi tanımlanmaktadır:

$$D_e = 2b \quad (4.6)$$

Bir diğer tanımı ise belki de daha yaygın bilinen hidrolik çaptır.



$$D_h = \frac{4(\text{kanal akış alanı})}{\text{ıslak çevre}} = \frac{4A_x}{P_w} \quad (4.7)$$

Burada ıslak çevre; “ıslak” olan kesit alanın çevresi olarak tanımlanırken  $P_w$  olarak gösterilmektedir. Islak çevre; pek çok mühendislik alanında ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır ve plakalı ısı değiştirgeçlerinde şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$P_w = 2(b + \phi L_w) \quad (4.8)$$

Bu durumda eşdeğer çap terimi şu şekilde ifade edilebilir;

$$D_h = \frac{4(b L_w)}{2(b + \phi L_w)} \quad (4.9)$$

Plakalarda genel olarak ortalama kanal boşluğu, contalar arası levha uzunluğuna oranla çok küçüktür. Bu durumda eşdeğer çap aşağıdaki forma indirgenebilir:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (4.10)$$

Hidrolik çap tanımı değişen kıvrım derinliği ile yüzey genişleme faktörünün etkisini fiziksel olarak hesaba katması yönünden fiziksel olarak daha anlamlı görülmektedir. Ayrıca yüzey genişleme faktörünün PID performansı üzerine etkileri basit ve etkin bir şekilde ifade edilmiş olmaktadır. Dolayısıyla bu çalışmada kıvrımlı kanalın karakteristik çapını belirlemek için hidrolik çap  $D_h$  kullanılmaktadır.

#### **4.2. Isı Değiştirgeci Hesaplamalarında Kullanılan Boyutsuz Parametreler**

Genel olarak birçok boyutsuz parametre, ısı transferi ve sıvı akış davranışını karakterize etmek için akışkanlar mekaniğinde kullanılmaktadır. Mevcut çalışmada

kullanılan ısı transferi ve akışkan akışı ile ilgili bazı önemli boyutsuz parametreler kısaca açıklanmaktadır [74-77].

#### 4.2.1. Reynolds sayısı (Re)

Plakalı ısı değiştirgeçlerinde hidrolik çapın çok küçük (milimetreler mertebesinde) olmasından dolayı türbülanslı akış koşulları düşük Reynolds sayılarında sağlanabilmektedir. Reynolds sayısının 150 gibi düşük bir değerde olduğu durumlarda türbülansın oluşabileceği aktarılmıştır [74]. Reynolds sayısı akışkan debisinin bir fonksiyonudur ve matematiksel olarak Denklem (4.14)'de verilmiştir. Burada pay birim alana düşen ktle debisi ile hızın çarpımı atalet kuvvetini ifade ederken paydada yer alan birim alana düşen viskoz kuvvetleri temsil etmektedir. Kısaca, bu ifade atalet kuvvetinin viskoz kuvvetlere oranıdır ve viskoz kuvvetlerin hkim olduğu durumlarda laminar akış, momentum kuvvetlerinin baskın olduğu durumlarda ise türbülanslı akışlar olarak isimlendirilir.

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp} b L_w} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp}} \quad (4.12)$$

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (4.13)$$

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (4.14)$$

Burada,  $\mu$  (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini,  $G_c$  (kg/m<sup>2</sup>.s) kanal içerisindeki ktle debisini ve  $D_h$  (m) ise hidrolik çapı ifade etmektedir.

#### 4.2.2. Prandtl sayısı (Pr)

Momentum ve ısı gibi iki önemli fiziksel özelliğe bağlı olan Prandtl sayısı sınır tabakasının büyümesini ve ısı transfer yüzeyi ile ısı tabaka arasındaki nispi kalınlığı ifade etmektedir. Termal difüzyon  $\alpha$  ve momentum difüzyonu  $\mu$  olmak üzere bu iki ifadenin birbirlerine oranı Prandtl sayısı olarak tanımlanmakta ve matematiksel olarak Denklem (4.15)'de verilmiştir. Prandtl sayısını malzemeye nüfuz eden viskoz kuvvetlerin hızının malzemeye nüfuz eden termal enerji hızına oranı olarak da görmek mümkündür.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4.15)$$

Burada,  $\nu$  kinematik viskoziteyi,  $\alpha$  termal difüzyonu,  $k$  ısı iletim katsayısını,  $C_p$  ısı kapasitesini ve  $\mu$  akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir, Termal sınır tabaka ısı transferi için engel niteliğindedir. Prandtl sayısının düşük olması ısının momentumdan yani hızdan daha hızlı yayıldığı anlamına gelmektedir.

#### 4.2.3. Nusselt sayısı (Nu)

Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir ve bu terim temel olarak konvektif ısı transferinin bir ölçütüdür. İletim yüzeyindeki taşınım ile olan ısı transferinin, iletimle olan ısı transferine oranı olarak ifade edilmektedir. Bir plakalı ısı değiştirgecinde Nusselt sayısı fiziksel olarak Denklem (4.16)'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$\text{Nu} = \frac{hD_h}{k_f} \quad (4.16)$$

Yapılan literatürde araştırmasında Nusselt sayısı genellikle Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve ilgilenilen akışkanın ortalama sıcaklığı ve duvar sıcaklığındaki dinamik viskozitelerinin bir fonksiyonu olarak belirtilmektedir. Literatürde sunulan Nusselt sayısı için korelasyonların genel formu Denklem (4.17)'deki gibidir.

$$Nu = C Re^a Pr^b \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (4.17)$$

Literatürdeki benzer çalışmalar incelendiğinde Denklem (4.17)'de belirtilen a üstelinin 0 ile 1 arasında olduğunu gözlenmiştir. Ayrıca plakalı ısı değiştirgecinin termal karakteristiğinin araştırıldığı çalışmalardan elde edilen Nu korelasyonlarında genellikle b üsteli 1/3 olarak ve d üstelinin ise 0,14 olarak kullanıldığı gözlemlenmiştir [4,14,15].

#### 4.2.4. Sürtünme katsayısı (f)

Sürtünme katsayısının tanımı bazen kafa karıştırıcı olmakla birlikte açık literatürde en yaygın olarak kullanılan Darcy ve Fanning sürtünme katsayıları olmak üzere iki farklı tanım yer almaktadır. Darcy sürtünme katsayıları f ile ifade edilirken Fanning sürtünme katsayısı ise  $c_f$  ile temsil edilmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır [77]:

$$f = \frac{\Delta P / L}{\frac{1}{2} \rho u^2 / D_h} \quad (4.18)$$

$$c_f = \frac{\Delta P / L}{2 \rho u^2 / D_h} \quad (4.19)$$

Burada,  $D_h$  hidrolik çapı,  $u$  akışkan hızı,  $L$  akış kanalının karakteristik uzunluğu,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $\Delta P$  kanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkını ifade etmektedir. Bu çalışmada Darcy sürtünme katsayısı,  $f$ , kullanılacaktır. Yapılan literatürde araştırmasında sürtünme katsayısı genellikle Reynolds sayısını bir fonksiyonu olarak belirtilmekte ve literatürde sunulan korelasyonların genel formu Denklem (4.20)'deki gibidir.

$$f = \frac{a}{\text{Re}^b} + c \quad (4.20)$$

Bu çalışmada literatürde [84-91] yaygın olarak kullanılan ve Denklem (4.18)'de belirtilen bağlantı kullanılacaktır.

### 4.3. Isı Transfer Hesabı

Bir ısı değiştirgecinin ısı ve hidrolik karakteristiklerinin anlaşılabilmesi için öncelikle açık literatürde yaygın olarak kullanıldığı üzere değişen Reynolds sayısına göre Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Bu sebeple ısı transfer özelliklerini betimleyen Nu sayısı ve basınç düşümü ifadesini temsil eden sürtünme katsayısı literatürde yaygın olarak kullanılan temel denklemler ve yöntemler kullanılarak elde edilmiştir. Literatürde yaygın olarak kullanılan [2,4,6,14,15] bu denklem ve yöntemler irdelenmiş ve derlenerek aşağıda detaylıca anlatılmıştır.

Akış kanalları içerisinde akmakta olan sıcak ve soğuk akışkan arasında kanal boyunca ısı transferinin gerçekleşmesi nedeniyle akışkanların termofiziksel özellikleri (yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı ve iletim katsayısı) değişmektedir. Dolayısıyla ısı hesaplamaların yapılabilmesi için akışkanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığın bilinmesi gerekmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanın ortalama sıcaklıkları aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$T_{h,b} = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} \quad (4.21)$$

$$T_{c,b} = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \quad (4.22)$$

$$T_w = \frac{T_{c,b} + T_{h,b}}{2} \quad (4.23)$$

Burada  $T_{c,in}$  soğuk akışkan giriş sıcaklığını,  $T_{c,out}$  soğuk akışkan çıkış sıcaklığını,  $T_{h,in}$  sıcak akışkan giriş sıcaklığını,  $T_{h,out}$  sıcak akışkan çıkış sıcaklığını,  $T_{c,b}$  ve  $T_{h,b}$  sırasıyla sıcak ve soğuk hacim ortalama sıcaklıkları ve  $T_w$  ise sıcak ve soğuk akışkan arasındaki duvarın sıcaklığını ifade etmektedir. Suyun termofiziksel özelliklerinin hassas bir şekilde hesaplanması için Gülben [6] tarafından önerilen ve türetilen sıcaklığa bağlı denklemler vasıtasıyla hesaplanmıştır. Bu denklemler ise Çizelge 4.1.'de gösterilmektedir:

**Çizelge 4.1.** Suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklık ile değişim denklemleri [6]

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

Herhangi bir sistem veya akış düzeni için toplam ısı yük, termodinamiğin birinci yasası gereğince elde edilen enerji korunum denklemi dikkate alındığında sıcak ve soğuk akış bölgeleri için toplam ısı transferi aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$Q_{hot} = \dot{m}_{hot} C_{p,hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (4.24)$$

$$Q_{cold} = \dot{m}_{cold} C_{p,cold} (T_{cold,out} - T_{cold,in}) \quad (4.25)$$

Sıcak ve soğuk akışkanlar için toplam ısı transfer miktarlarının bulunmasının ardından daimi koşullarda elde edilen bu değerler birbirleri ile kıyaslanmış ve verilerin tutarlı olması açısından %8'den fazla hataya sahip veriler elenerek hesaplamalara devam edilmelidir[4,15].

Benzer şekilde akış düzenine ve faz değişikliğine bakılmaksızın temel enerji korunum denklemi literatür incelendiğinde [80-83] adiyabatik ve daimi koşullarda Denklem (4.26) formunda yazılabileceği ifade edilmektedir:

$$Q = h.A.\Delta T_{LM} \quad (4.26)$$

Burada A ısı transfer alanını, h akışkanın ısı transfer katsayısını ve  $\Delta T_{LM}$  logaritmik ortalama sıcaklık farkı olarak bilinmekte olup iki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Paralel akış ve çapraz akış için ortalama sıcaklık farkı teorik olarak türetilenmektedir ve çapraz akış için  $\Delta T_{LM}$  Denklem (4.27)'deki gibi tanımlanmaktadır:

$$\Delta T_{LM} = \frac{([T_{h,in} - T_{c,out}] - [T_{h,out} - T_{c,in}])}{\ln([T_{h,in} - T_{c,out}] / [T_{h,out} - T_{c,in}])} \quad (4.27)$$

Böylelikle sıcak ve soğuk akışkanlar için ısı transfer katsayıları bulunabilmekte ve Denklem (4.16)'de yerine koyularak Nusselt sayısı hesaplanabilmektedir. Ayrıca toplam ısı transfer katsayısı, U aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (4.28)$$

Burada t plaka kalınlığını  $k_w$  ise duvardaki ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

#### 4.4. Basınç Düşümü Hesabı

Isı değiştirgeçlerinin genellikle kapalı çevrimler içinde kullanıldıkları düşünöldüğünde ısı değiştirgecinin çalışma basıncını koruması önemli olduğu söylenebilir. Basınç düşümü ne kadar yüksek olursa bu düşüşü telafi etmek için o kadar güçlü pompalara ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak güçlü pompalar demek toplam işletme maliyetinin artması anlamına gelmektedir. Bu sebeple pompa seçimi bir ısı değiştirgeci tasarım ve işletme süresince kritik bir öneme haizdir. Isı değiştirgeçleri için toplam basınç düşümünü belirleyen dört farklı basınç düşümü parametresi vardır [1,2,13]. Bunlar sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü  $\Delta P_f$ , yer çekiminden kaynaklanan basınç düşümü  $\Delta P_g$ , akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç düşümü  $\Delta P_a$  ve giriş ve çıkış portlarından kaynaklanan basınç düşümü  $\Delta P_p$  terimleridir.

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_p + \Delta P_g + \Delta P_a \quad (4.29)$$

Bu çalışma kapsamında tek fazlı akışkan için sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü terimi hesaplanırken Denklem (4.18)'de belirtilen denklem kullanılmıştır. Tek fazlı akışkanlar için akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç düşümü terimi ve yer çekiminden kaynaklanan basınç düşümü terimi genellikle ihmal edilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada da bu terim ihmal edilmiştir. Diğer bileşenler ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\Delta P_p = \frac{1.4N_p G_c^2}{2\rho} \quad (4.30)$$

#### 4.5. Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Korelasyonlar

Bu sayısal çalışma kapsamında Aktürk [4] ve Gülenoğlu [15] tarafından yapılan çalışmalarda kullanılan 30°'lik chevron açısına sahip kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeci için Nu ve f değerleri elde edilecektir. Ancak sayısal çalışmaların deneysel veriler ile karşılaştırılması gerekmektedir. Dolayısıyla sayısal çalışmanın temellerini oluşturan

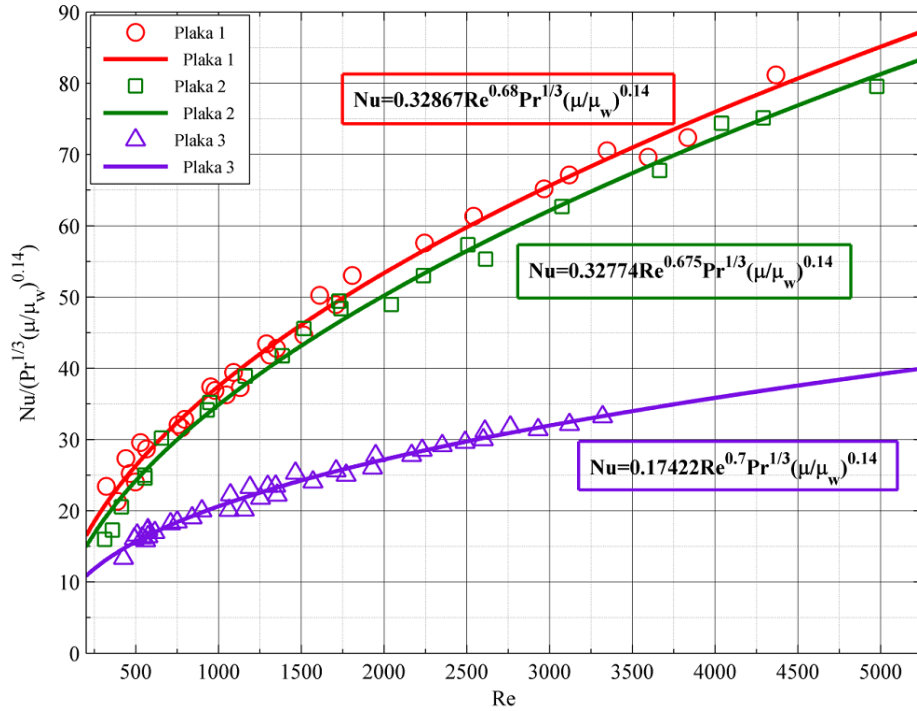


ve yapılan HAD analizlerinin kıyaslandığı denklemler ve bu denklemlerin akışın diğer bir karakteristik parametresi olan Re sayısı ile değişimi Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de gösterilmektedir.

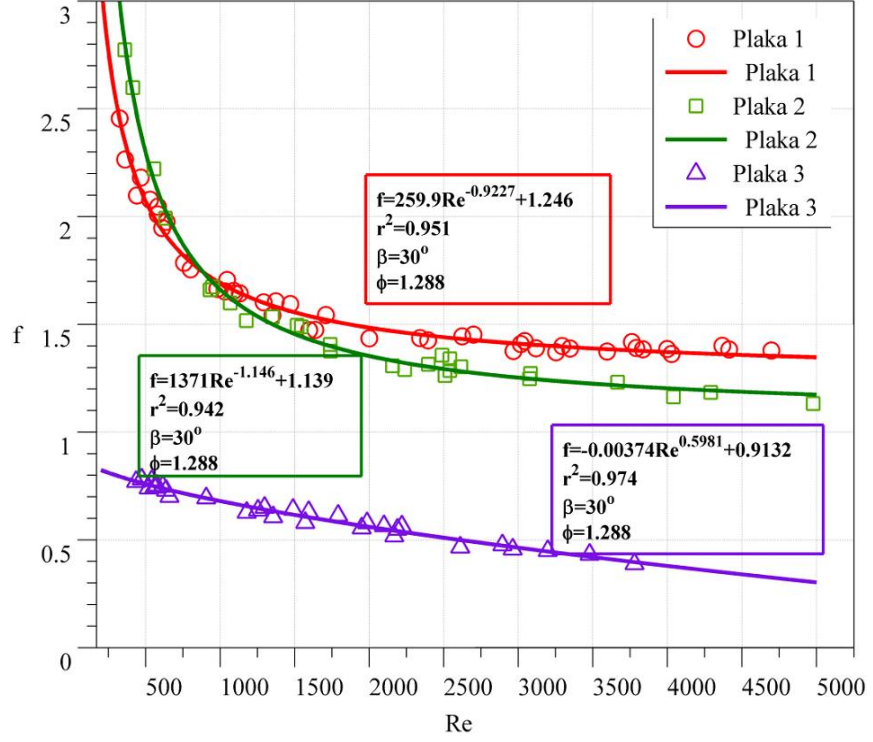
$$Nu = 0.32867 Re^{0.68} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.31)$$

$$f = 259.9 Re^{-0.9227} + 1.246 \quad (4.32)$$

Korelasyonların elde edilmesinde kullanılan yöntemler ile deneysel prosedürler Aktürk [4] ve Gülenoğlu [15] tarafından yapılan çalışmalarda detaylıca anlatılmaktadır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'teki çizgiler deneysel veriler kullanılarak elde edilen korelasyonu ifade etmektedir.



**Şekil 4.3.** İncelenen kıvrımlı plaka için elde edilmiş deneysel sonuçlardan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (Plaka 1) [4,15]



**Şekil 4.4.** İncelenen kıvrımlı plaka için elde edilmiş deneysel sonuçlardan sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (Plaka 1) [4,15]

Bu çalışma kapsamında incelenen plakalara dair genel bilgiler önceki bölümlerde detaylıca anlatılmıştır ve plaka parametreleri bir sonraki bölümde detaylıca sunulmaktadır.

## 5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ VE SONUÇLARI

Sıcak bir akışkanın ısı enerjisinin soğuk bir akışkanın geçtiği bir ortama aktarılması ısı değiştirgeçleri sayesinde olmaktadır. Bu nedenle günümüzde ısı aktarımı gerektiren pek çok mühendislik uygulamalarında ısı değiştirgeçler önemli bir yere sahiptir. Bundan dolayı kanal içerisindeki basınç düşümleri makul ölçülerde tutularak ısı transferi karakteristiğinin geliştirilmesi pek çok araştırmacı tarafından oldukça çok çalışılan bir konu haline gelmiştir. Bu nedenle, son yıllarda ısı transferini artırmak için, kanalın ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyini yapay olarak engeller, oluklar ekleyerek oluşturulan farklı engel-oluk dizilimlerine ve farklı kanal kesitlerine sahip ısı değiştirgeçleri konusunda çalışmalar hızla artmaktadır [76].

Bu çalışma, ticari gerçek boyutlu 7 adet kıvrımlı plakaya sahip plakalı ısı değiştirgeci ile yine aynı ebatlarda 7 adet plakaya sahip ancak düz plakanın kullanıldığı bir plakalı ısı değiştirgeci için yapılan analizleri içermektedir. Analizler, sıkıştırılmaz tek fazlı bir akış için ısı ve hidrolik karakteristikleri belirleyen sayısal bir çalışmadır. Isı değiştirgecinin hem soğuk hem de sıcak tarafı için daha önce Aktürk [4] ve Gülenoğlu [15] tarafından yapılan çalışmalarda belirttiği gibi su kullanılmıştır. İki farklı plakalı ısı değiştirgeci için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları gerçekleştirilmiş, simülasyonlardan elde edilen sonuçlar birbirleri ile kıyaslanmış ve kıvrımlı yüzeyin ısı transferi ve basınç düşümleri üzerine etkileri irdelenmiştir. Bu çalışma sonucunda elde edilen sayısal veriler aracılığıyla kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgecinin termal karakteristiğini ifade eden boyutsuz Nusselt sayısı, basınç düşümü ile doğrudan ilintili olan sürtünme faktörü değerleri için bağlantılar önerilmiş ve bu değerler daha önce deneysel olarak elde edilen veriler ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır.

HAD simülasyonun gerçekleştirilmesi için ilk adım olarak ilgilenilen geometri için bir modelin oluşturulması gerekmektedir. Bu modelleme birebir ölçülerde olabileceği gibi geometrinin çok büyük olması, hesaplama hacmini ve ihtiyaç duyulan bilgisayar kaynağının artmasına neden olduğundan, kaynakların etkin kullanılması açısından

ilgilenilen geometrinin boyutlarında birebir küçültme yapılabilmektedir. Modelin oluşturulması sonrasında çözümün gerçekleştirilebilmesi için ilgilenilen geometri içindeki hacim için çözüm ağının oluşturulması gerekmektedir. Ancak ağ yapısından kaynaklanan hataların en aza indirgenmesi için mevcut kaynaklar değerlendirilerek ağ çalışması yapılmıştır. Model, problemin gereksinimlerine uygun olarak tamamlanmış, çözüm için sayısal yöntemler belirlenmiş ve başlangıç ve sınır koşulları tanımlanmıştır.

Analizler sonucunda elde edilen verilerin değerlendirilmesi için uygun yöntemler kullanılarak ısı değiştirgecinin termal ve hidrolik özellikleri karakterize edilebilecektir. Ancak, ısı değiştirgeçlerinin günlük yaşantımızda uygulama ve kullanım alanları çok farklı olmasına rağmen tüm hesaplama yöntemleri aynı temel denklemler, aynı varsayımlar ve basitleştirmeler üzerinden türetilmektedir. Dolayısıyla sayısal analizleri gerçekleştirecek her iki plakalı ısı değiştirgeci için bazı basitleştirmeler yapılmalıdır. Isı değiştirgecinin termal hidrolik analizlerinin hesaplanmasında basitleştirici nitelikte yapılan bazı varsayımlar ise aşağıda belirtilmiştir:

- Akışkanlar ile dış çevre arasında ısı transferi olmamaktadır.
- Mekanik iş, kimyasal veya nükleer reaksiyonlar ya da diğer yollarla hiçbir ısı üretimi ya da kaybı olmamaktadır.
- Isı transferi yüzeyinin uzunluğu boyunca ısı iletiminin olmadığı, sadece ısı transfer yüzeyi normal yönünde olduğu kabul edilmiştir.
- Akış yanlı dağılımının olmadığı, akışkan akış oranlarının akışın tüm enine kesit alanlarında eşit dağıldığı kabul edilmiştir.
- Akış yönüne çapraz sıcaklık dağılımı uygun olduğu durumda, bir akışkan akışı tamamen karıştırılmış ya da tamamen karışmamış olarak kabul edilmiştir.
- Isı değiştirgeci içinde sıvıların özellikleri yoğunluk hariç sıcaklığa bağlıdır.
- Toplam ısı transfer katsayısı, ısı değiştirgecinin tüm konumlarda bir sabittir.
- Akış zamandan bağımsız, türbülanslı ve üç boyutludur.

- Akışkan tek fazlı ve ısı değiştirgeci içerisinde bulunduğu süre boyunca faz değişimi olmadığı kabul edilmiştir.
- Akışkanın hızı ısı değiştirgecinin giriş portlarında sabit olduğu,
- Isı değiştirgecinin herhangi bir kesiminde kirlenmenin olmadığı,
- Yer çekimi ivmesi ve akışa etki eden diğer gövde kuvvetlerinin olmadığı varsayılmıştır.

Bu basitleştirmeler ve varsayımların yardımıyla hem yedi düz plakalı ısı değiştirgeci hem de gerçek boyutlarda yedi kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeci için modelin hazırlanmış ve analizler yapılmıştır.

## 5.1. Geometrinin Oluşturulması

### 5.1.1. 7 düz plakaya sahip PID

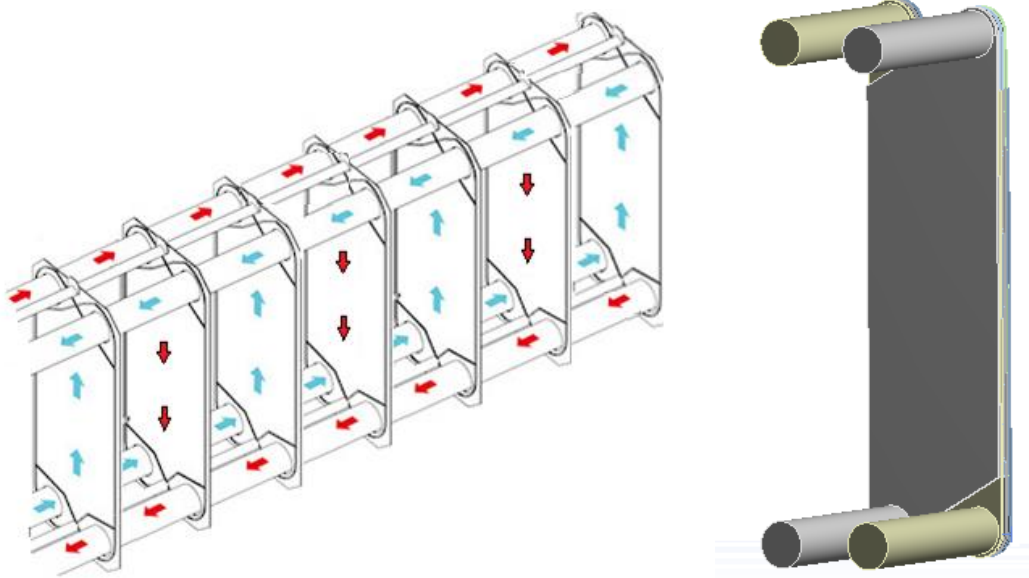
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için öncelikle akış hacmi olarak tanımlanacak üç boyutlu bir geometriye ihtiyaç vardır. Bu üç boyutlu geometri modelleri Solidworks [97] ve Autodesk Inventor [98] çizim programları vasıtasıyla hazırlanmıştır. Bu modelde sıcak akışkan hacmi ve soğuk akışkan hacmi olmak üzere iki farklı akış hacmi oluşturulmuş ve akış hacimlerini birbirinden ayıran bir plaka sanal olarak yerleştirilmiştir. Burada sıcak ve soğuk akışkanlar arasında korunumlu arayüzey ısı akısı (conservative heat interface heat flux) tanımlanarak plaka içinde gerçekleşen iletimle ısı transferi dikkate alınmaktadır. Şekil 5.1’de 7 düz plaka kullanılarak elde edilmiş sıcak akış hacmi ve soğuk akış hacminde akışkanların plakalar üzerinde izlediği yollar görülmektedir. Ayrıca Çizelge 5.1’de analiz için kullanılan düz plakaların geometrik özellikleri verilmektedir.

**Çizelge 5.1.** 7 düz plakaya sahip PID için HAD analizlerinde kullanılan plakaların geometrik özellikleri

Levha Parametresi	Parametre Tanımı	İncelenen Levha	Birim
$\beta$	Chevron açısı	-	°
$D_p$	Geçit çapı	0,035	m
$L_w$	Geçitler arası plaka	0,109	m

$L_v$	genişliği Chevron alanı uzunluğu	0,37	m
$L_p$	Geçitler arası mesafe	0,335	m
$b$	Ortalama kanal boşluğu	2.76	mm
$t$	Plaka kalınlığı	0,45	mm
$A_l$	Etken kıvrımlı ısı transfer alanı	-	m <sup>2</sup>
$A_{lp}$	Yansıtılmış yüzey alanı	0,03	m <sup>2</sup>
$\phi$	Genişleme faktörü	1	-
$D_e$	Eşdeğer çap	0,0055	m
$D_h$	Hidrolik çap	0,0055	m
$k_w$	Duvarın ısı iletim katsayısı	16,2	W/m.K

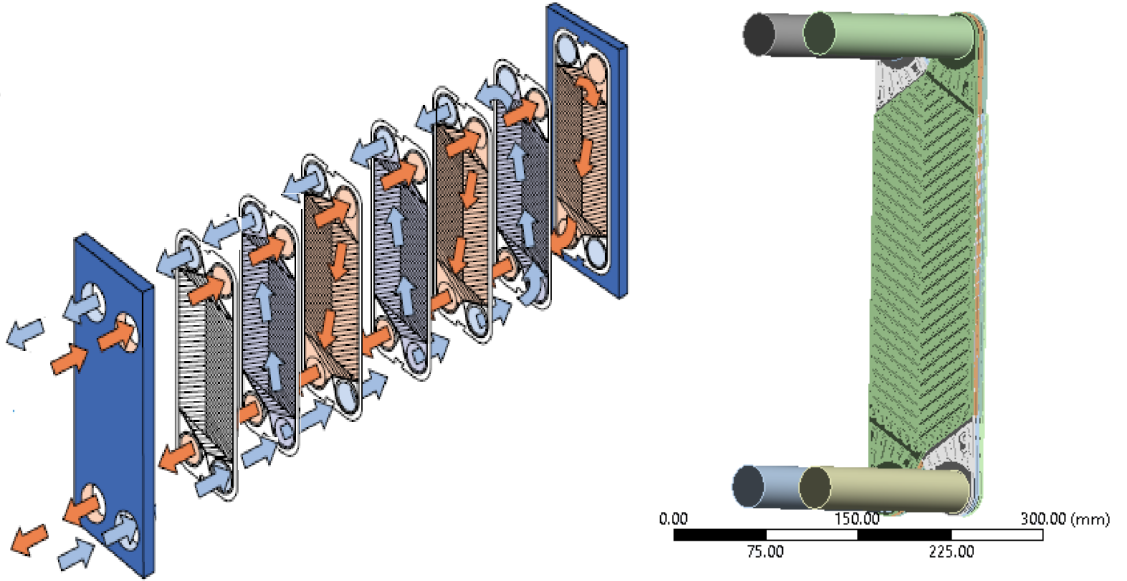
Elde edilen bir sıcak ve bir soğuk hacimden oluşan akış bölgeleri birbirleriyle birleştirilerek 7 tane plakaya sahip bir plakalı ısı değiştirgeci için ihtiyaç duyulan kullanılarak üç tane sıcak akış hacmi ve üç tane soğuk akış hacmi olmak üzere 6 adet akış hacmi oluşturulmuştur. Hesaplamalara portlardan kaynaklı etkilerin gözlenebilmesi açasında giriş ve çıkışlara geçit çapıyla aynı çapa sahip 15 cm uzunluğunda portlar yerleştirilmiştir. Bu hacimlerinin CAD modeli Şekil 5.1'deki gibidir.



Şekil 5.1. Üç sıcak akış hacminin ve üç soğuk akış hacminin CAD modeli

### 5.1.2. 7 kıvrımlı plakaya sahip PID

Kıvrımlı plakalara sahip ısı değiştirgecinin CAD (Bilgisayar Destekli Çizim - Computer Aided Design) modelinin oluşturulmasında benzer bir yöntem izlenmiştir. Ancak buradaki tek fark incelenen plakanın karmaşık dağıtım kanalları ve desene sahip olmasından ötürü plakanın gerçek ebatıyla üç boyutlu modeli üç boyutlu fotogrametrik tarayıcı ile elde edilmiştir. Elde edilen üç boyutlu plaka modeli baskı desenleri aynen deneylerde kullanıldığı gibi birbirlerinin tersine gelecek şekilde iki plaka birbirleri ile birleştirilmiş ve şekil 5.2'deki üç boyutlu dar ve dolambaçlı akış kanalı elde edilmiştir. Bu çalışma kapsamında ticari olarak satılmakta olan incelenen ısı değiştirgecine ait plakalar kullanılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan plakaların geometrik özellikleri aşağıdaki Çizelge 5.2'de sunulmaktadır.



Şekil 5.2. Kıvrımlı plakaya sahip PID modeli ve akış düzeni

**Çizelge 5.2.** İncelenen PID için HAD analizlerinde kullanılan plakaların geometrik özellikleri

Levha Parametresi	Parametre Tanımı	İncelenen Levha	Birim
$\beta$	Chevron açısı	30	°
$D_p$	Geçit çapı	0,035	m
$L_w$	Geçitler arası plaka genişliği	0,109	m
$L_v$	Chevron alanı uzunluğu	0,37	m
$L_p$	Geçitler arası mesafe	0,335	m
$b$	Ortalama kanal boşluğu	2,76	mm
$t$	Plaka kalınlığı	0,45	mm
$A_1$	Etken kıvrımlı ısı transfer alanı	0,035	m <sup>2</sup>
$A_{1p}$	Yansıtılmış yüzey alanı	0,03	m <sup>2</sup>
$\phi$	Genişleme faktörü	1	-
$D_e$	Eşdeğer çap	0,0055	m
$D_h$	Hidrolik çap	0,0047	m
$k_w$	Duvarın ısı iletim katsayısı	16,2	W/m.K

## 5.2. Çözüm ağının oluşturulması

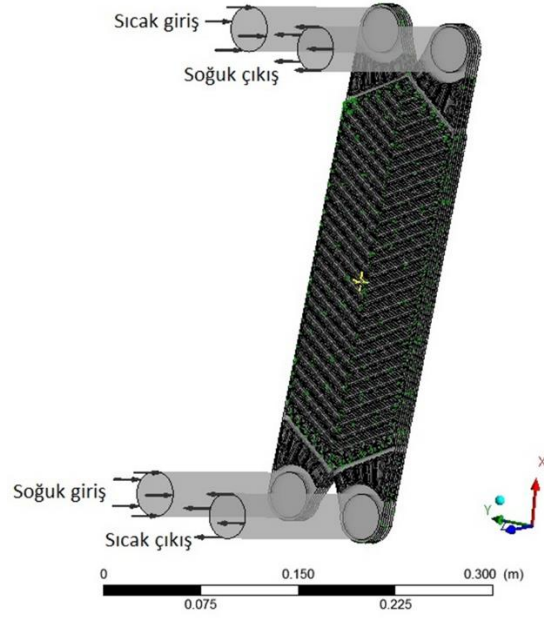
Bu kısımda ise hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçlarından elde edilecek verilerin çözüm ağından bağımsız hale gelmesi yani sürekli bir çözüme ulaşması için yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Isı değiştirgeçlerinin akış hacmindeki akış karakteristiklerinin belirlenebilmesi için üretilecek ağ yapısı yeterli miktarda düğüm noktasına sahip olmalıdır. Bu çalışmada, elde edilen model üzerinde yapısal olmayan çözüm ağı ICEM-CFD aracılığıyla oluşturulmuştur. Çözüm ağı için yapısal olmayan dört yüzeyle elemanlar kullanılmıştır. Çözüm ağı sayısı artırılarak elde edilen sonuçların değişen eleman ve dolayısıyla düğüm noktasıyla değişimi irdelenmiş ve sonuçların birbirlerine en yakın olduğu ağ yapısı kullanılarak analizler yapılmaya başlanmıştır. Çözüm ağı sayısı, ısı değiştirgeci plakaları üzerinde ısı transferinin



yoğun olduğu dikkate alınarak plakalar üzerindeki ısı tabakanın net çözümlenebilmesi için yüzey kıvrımlarını takip eden (inflation) katman sayısı arttırılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, daha sonra plakalar üzerinde kontur çizimlerinin rahatlıkla gerçekleştirilmesi için plakaların sıcak ve soğuk akışkana değen bölümleri isimlendirilmiştir.

### 5.3. Modelin Tamamlanması

Çözüm ağı hazırlandıktan sonra, sıcak ve soğuk akışkanın akacağı akış hacimleri tanımlanmıştır. Literatürdeki çeşitli araştırmacılar [35,80,10,87,37,23,4,93] tarafından yapılan çalışmalar k- $\omega$  SST türbülans modelinin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiğini göstermiştir. Dolayısıyla bu çalışmada türbülans modeli olarak k- $\omega$  SST kullanılmıştır. k- $\omega$  SST türbülans modelinin kullanılmasının nedeni ise, duvar kenarlarında k- $\omega$  türbülans modelleri gibi, serbest akış bölgesinde ise k -  $\epsilon$  türbülans modelleri gibi davranmasıdır. Böylece iki farklı türbülans modelinin geçerli olduğu alanlarda çözüme katkı yapması sağlanmakta ve sonuçlar daha doğru tahmin edilmektedir. Sınır koşulları Bölüm 3'de belirtildiği gibi giriş portları için kütle debisi (mass flow rate) ve çıkış portlarında ise statik basınç koşulları kullanılmıştır. Yapılan iki analiz için kütle debisi 0.1 kg/s ve statik basınç 0 Pa olarak alınmıştır. Böylece, plakalı ısı değiştirgecinin çalışma basıncı daha önce deneylerde yapıldığı gibi P=101 kPa olarak tanımlanmış olmaktadır. Sıcak akışkanın ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı 90 °C ve soğuk akışkanın giriş sıcaklığı ise 20 °C'dir. Sıcak ve soğuk akış hacimlerinin ara yüzleri düz duvar olarak tanımlanmış ve ara yüz ısı akısı 0.45 mm kalınlığında çelik bir malzeme varmış gibi ısı transferi hesaplatılmıştır. Katı yüzeylere durağan duvar sınır koşulu (no slip wall boundary condition) uygulanmıştır. Simülasyonlarda suyun öz kütlesi sabittir ve 998 kg/m<sup>3</sup> olarak tanımlanmıştır. Simülasyonların daimi koşullara ulaşip oluşmadığını kontrol edebilmek için ısı değiştirgeci kanalları içerisine rastgele izleme noktaları yerleştirilmiş ve analizlerde bu noktalardaki basınç ya da sıcaklık değerleri izlenmiştir. İzlenen bu değerlerin değişmediği noktada simülasyonlar durdurulmuş ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.



**Şekil 5.3.** Çalışma kapsamında HAD analizleri için oluşturulan model

## 5.4. Sonuçlar

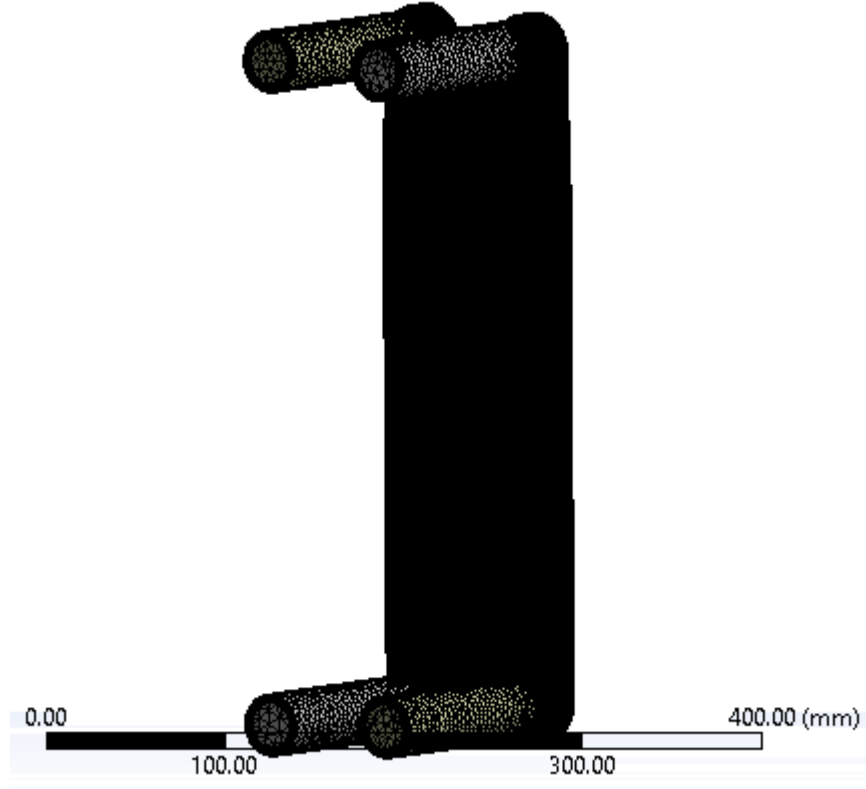
### 5.4.1. 7 düz plakaya sahip PID

Üretilen tüm çözüm ağları için yukarıda verilen koşullar altında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve deneysel verilerden elde edilebilen giriş portları ile çıkış portları arasındaki sıcaklık farkı ile basınç düşümü değerleri simülasyon sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen bu değerlerin çözüm ağlarına göre değişimi ilerleyen kısımlarda gösterilmektedir.

**Çizelge 5.3.** Kullanılan ağ yapıları ile ilgili bilgiler

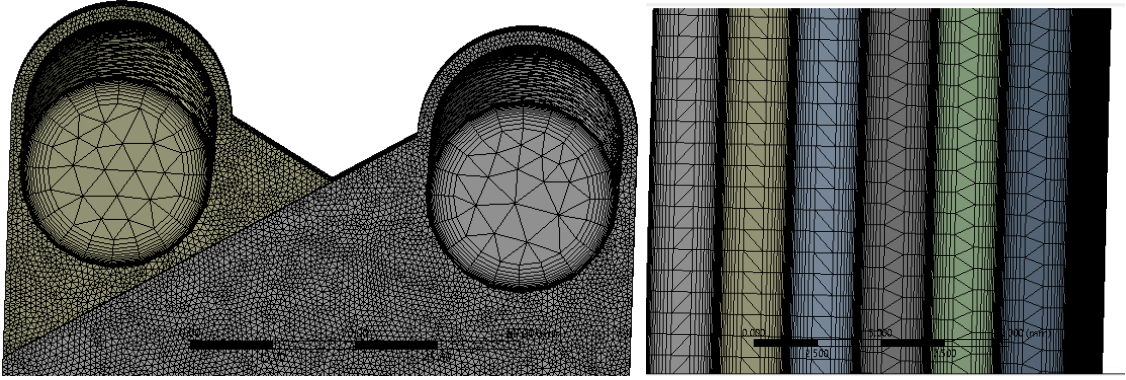
Ağ yapısı	Sıcak Akış Hacmi		Soğuk Akış Hacmi	
	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
A	268550	1135399	273416	1158673
B	805204	3695783	802515	3682539

C	712761	1779909	715567	1797288
D	1302103	2935452	1307637	2958453
E	1881463	4079610	1883661	4096353
F	1930523	4622963	1960013	4708368
G	3351088	7439001	3395718	7544543
H	4762938	10248839	4812841	10373041



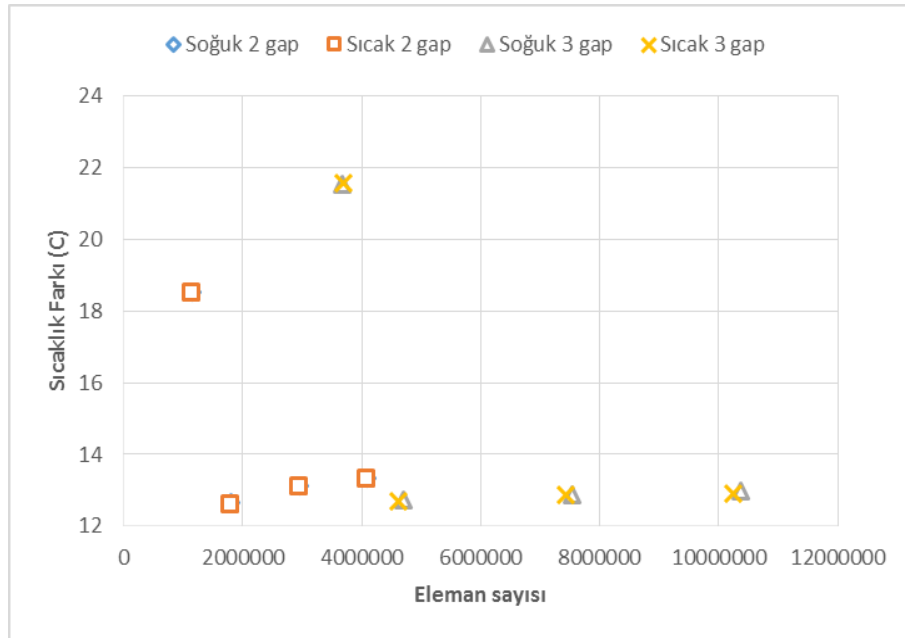
**Şekil 5.4.** Analizler için kullanılan ağ yapısı

Şekil 5.4'te görüldüğü üzere ısı değiştirgecinin akış hacmi içinde oluşturulan çözüm ağı oldukça küçük yapılardan oluşmaktadır. Bundan dolayı oldukça yoğun bir yapıda olduğu göze çarpmaktadır. Şekil 5.5'te kullanılan yapısal olmayan çözüm ağı yapıları yakından gösterilmektedir.

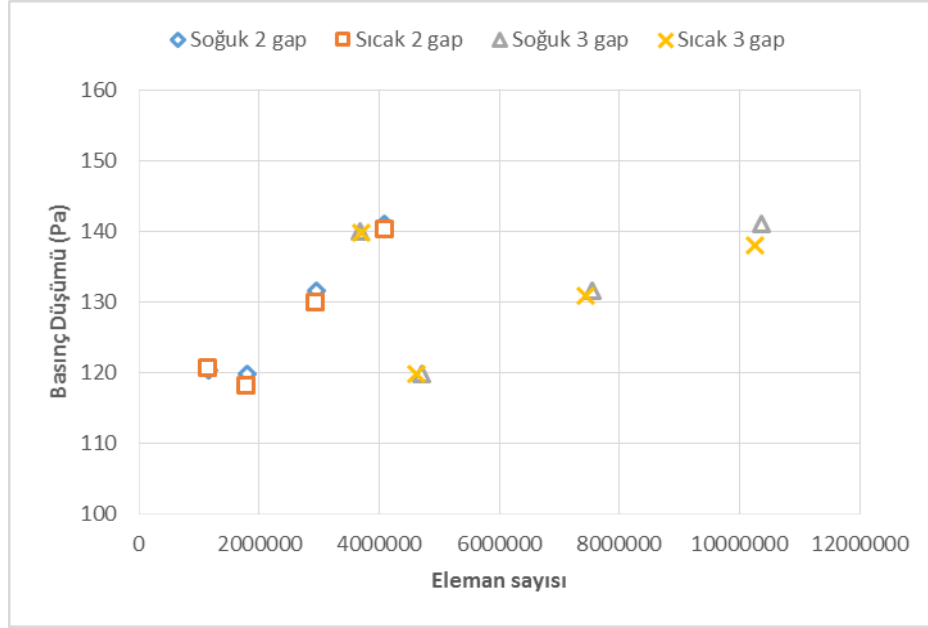


**Şekil 5.5.** Hesaplama alanı için üretilen çözüm ağının yakından görünümü

ANSYS 14.0 programı kullanılarak 7 adet düz plakadan oluşan ısı değiştirgeci için hücre sayısından bağımsız sonuçlar elde edebilmek amacıyla farklı hücre sayılarına sahip ağ yapıları oluşturulmuştur. Şekil 5.5'ten de görüldüğü üzere sıcak akıştan soğuk akışkana ısı transferinin gerçekleştiği noktalarda daha sık ağ kullanılmış ve burada oluşacak termal sınır tabaka ile viskoz etkilerinin etkili olduğu alanın daha doğru hesaplanması amaçlanmıştır. Çizelge 5.3'te belirtilen ağ yapıları için analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de gösterilmektedir.



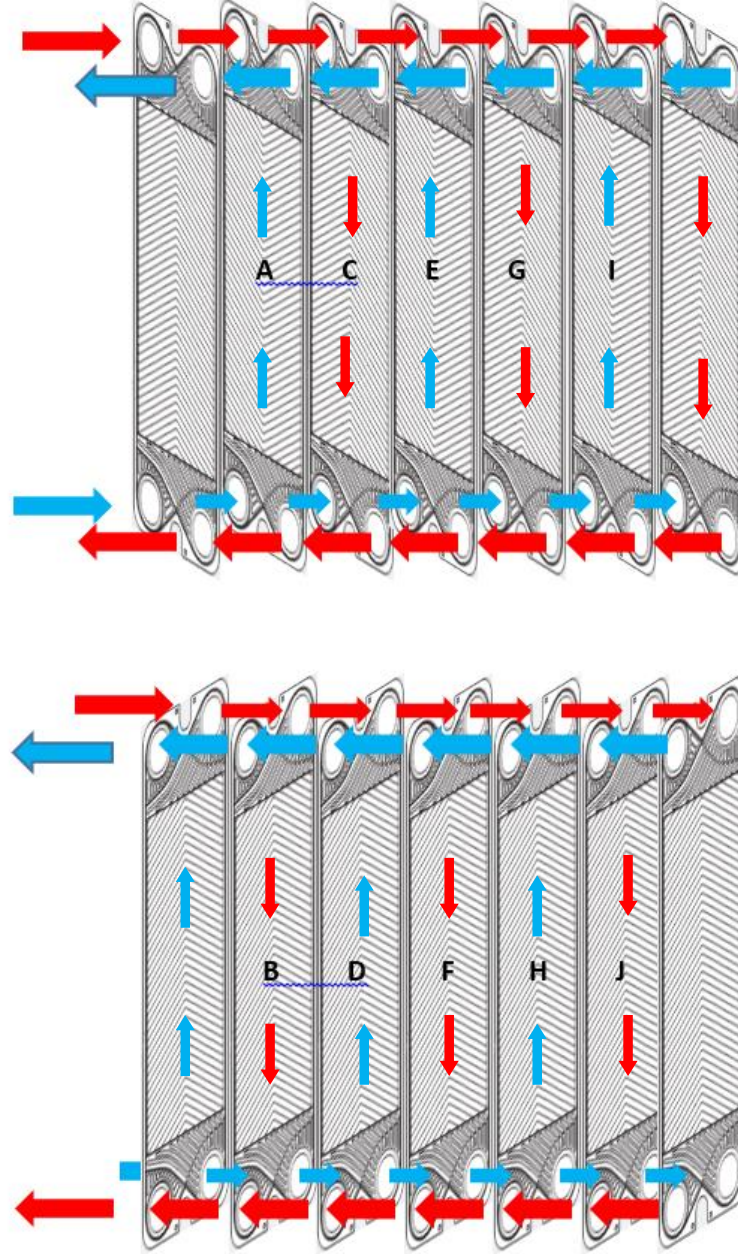
**Şekil 5.6.** Portlar arasındaki sıcaklık farkının çözüm ağındaki eleman sayısına göre değişimi



**Şekil 5.7.** Portlar arasındaki basınç düşümünün çözüm ağındaki eleman sayısına göre değişimi

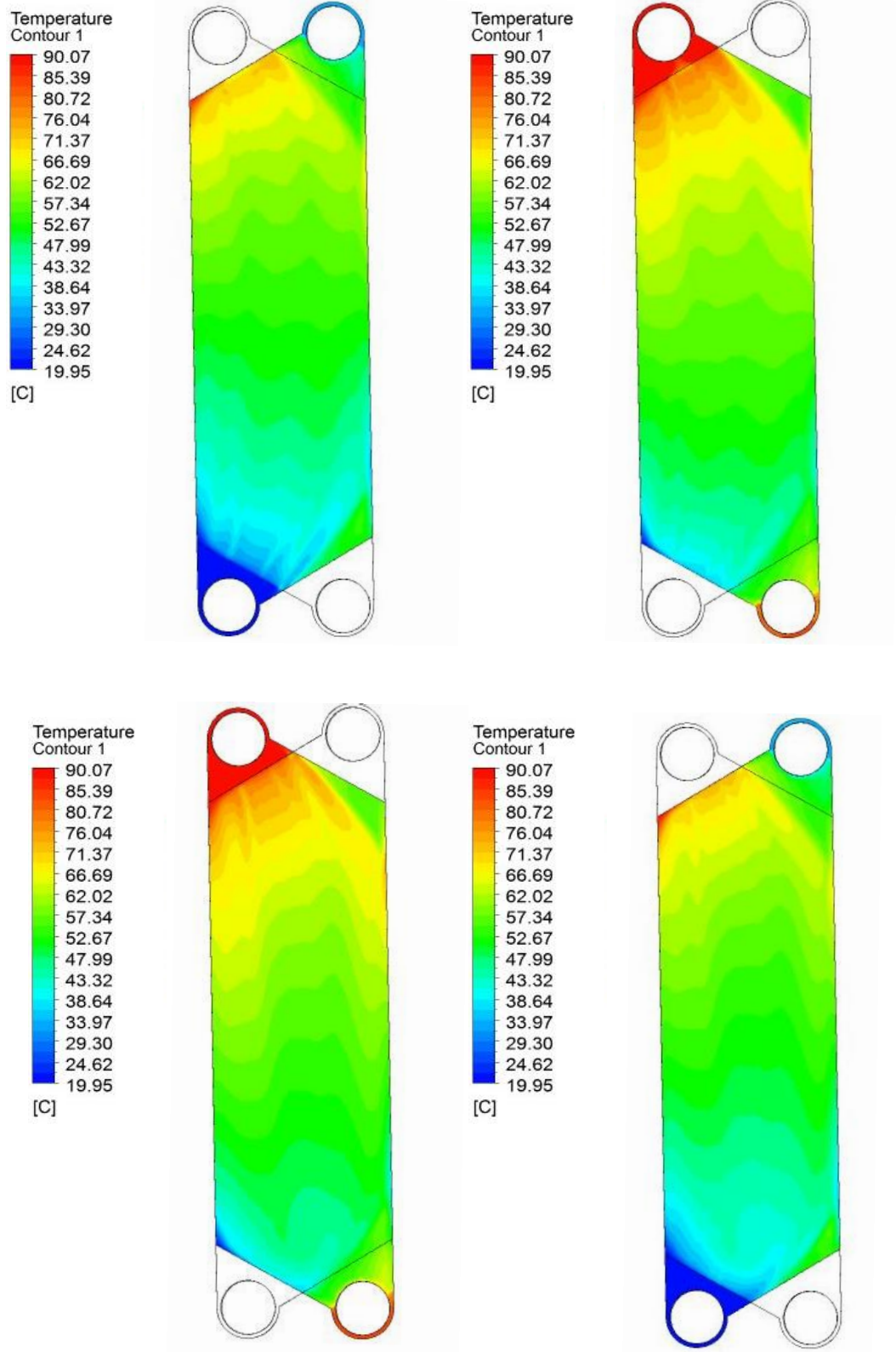
Buradan da anlaşıldığı üzere artan eleman sayısı ile hesaplama alanında kullanılan düğüm sayısı artmakta ve daha doğru sonuçlar elde edilebilmektedir. Çizilen grafikler, ısı transferinin E, G ve F ağ yapısının artan eleman sayısı için fazla değişmediğini göstermiştir. Ancak basınç düşümleri için aynı şeyi söylemek mümkün değildir. Artan eleman sayısı ile basınç düşümü teriminin artışı azalarak devam etmiştir ancak mevcut çözümleme kaynağı ve çözümleme zamanı dikkate alındığında çözüm ağı G'nin özellikle ısı transferi karakteristiğini belirlemede yeterli olduğu düşünülmüştür. Bu çözüm ağı kullanılarak her bir plaka için sıcak ve soğuk akışkanla temas eden yüzeylerin sıcaklık konturları elde edilmiştir. Yapılan analizler düz plaka için olmasından ötürü deneysel sonuçlarla hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları kıyaslanamamaktadır. Ancak düz plaka için yapılan analizlerin sonuçları gerçek plaka geometrisinde yani kıvrımlı yüzeye sahip plakalı ısı değiştirgeçlerinde analizlerin nasıl gerçekleştirileceğine ve kıvrımlı plakanın karakteristiğinin gözlemlenmesine olanak tanımıştır. Analizlerden elde edilen sonuçlara bakıldığında akışkan akış yönü boyunca plaka üzerindeki sıcak akışkan sıcaklığının kanal boyunca yavaşça azaldığı ve soğuk akışkanın ise arttığı ve basınç dağılımlarının ise giriş portlarında yüksek daha sonra kademeli olarak çıkışa doğru azaldığı görülmektedir.

Çalışma kapsamında ilgilenilen plakalı ısı değıştirgeçlerinde kullanılan plakalar daha sonra sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarının kolaylıkla görselleştirilebilmesi adına isimlendirilmiş ve plakalara ait yüzey isimleri Şekil 5.8’de sunulmuştur.

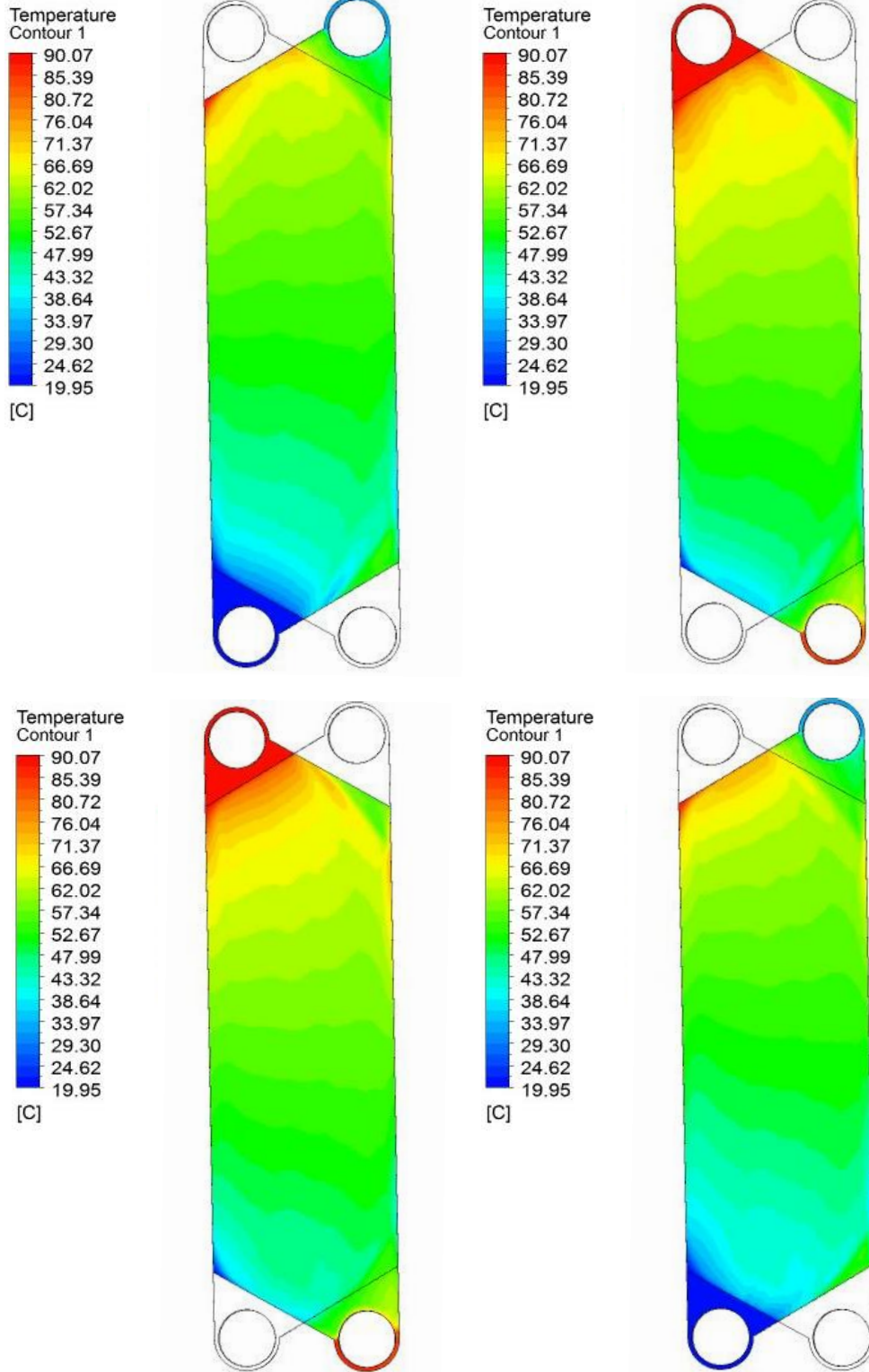


**Şekil 5.8.** Çalışma kapsamında ilgilenilen plakalı ısı değıştirgeçlerinde kullanılan plakalara verilen isimler

Şekil 5.8’de belirtilen isimlendirmeye göre analizler sonucunda elde edilen konturlar Şekil 5.9, Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de sunulmaktadır.

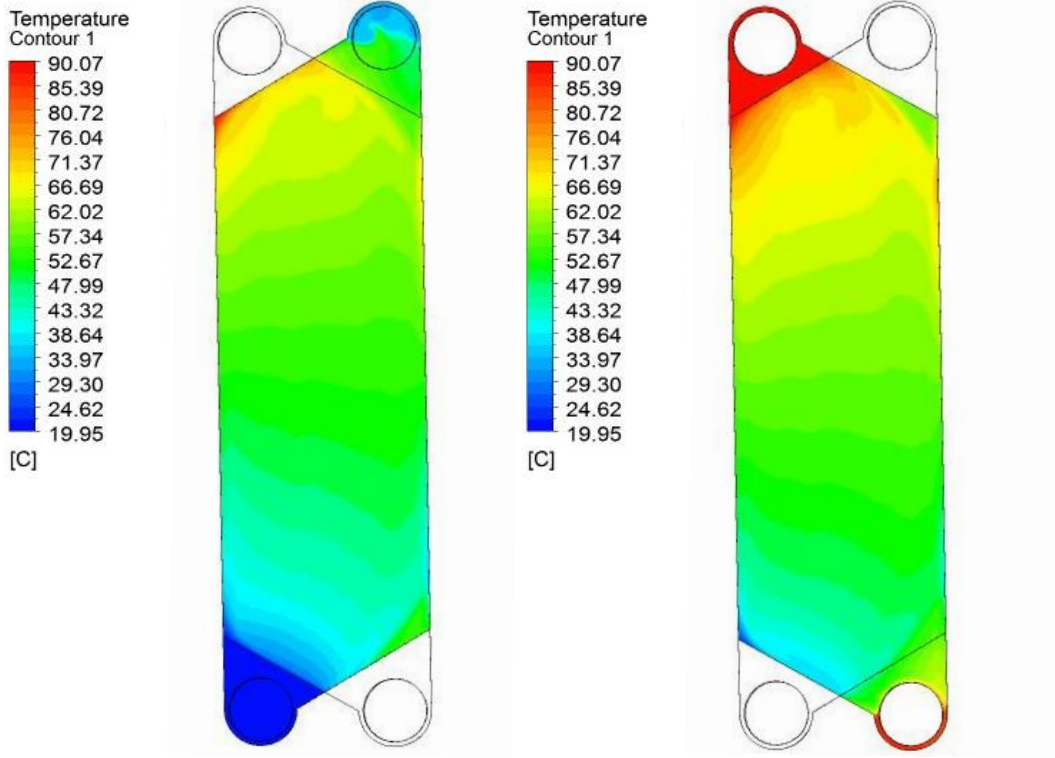


**Şekil 5.9.** Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla A, B, C ve D plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı



Şekil 5.10. Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı





**Şekil 5.11.** Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı

Elde edilen konturlar irdelendiğinde ısı değiştirgeci plakaları üzerinde termal şokların ve ısıl birikimlerin meydana geldiği bölgeler gözlemlenmiştir. Özellikle incelenen PID'nin çapraz akışlı olmasından ötürü giriş portundan giren sıcak akışkan ile çıkış portuna doğru ilerleyen soğuk akışkan plaka üzerinde belli bölgelerde karşı karşıya gelmektedir. Bu bölgelerde sıcaklık farkının çok fazla olmasından dolayı plaka üzerinde bu bölgelerde termal şoklar ve ısıl birikimler daha fazla görülmüştür. Ayrıca plaka yüzeyleri üzerinde akışkanların erişemediği bölgelerde de bu durumun oluştuğu belirlenmiştir. Bu dengesiz sıcaklık dağılımı nedeniyle hali hazırda oldukça ince olan plakalar zaman içerisinde deforme olmakta ve ısı değiştirgecinin zarar görmesine neden olurken verimli bir şekilde uzun süreler kullanıma izin vermemektedir.

Burada önemli bir diğer nokta ise, akış hacmi ya da akış kanalları içerisinde akışın önünde herhangi bir engel olmamasından dolayı ısı değiştirgeci içerisinde akışkanlar daha kısa sürelerde kalmakta ve ısı transferi miktarı daha az olmaktadır.

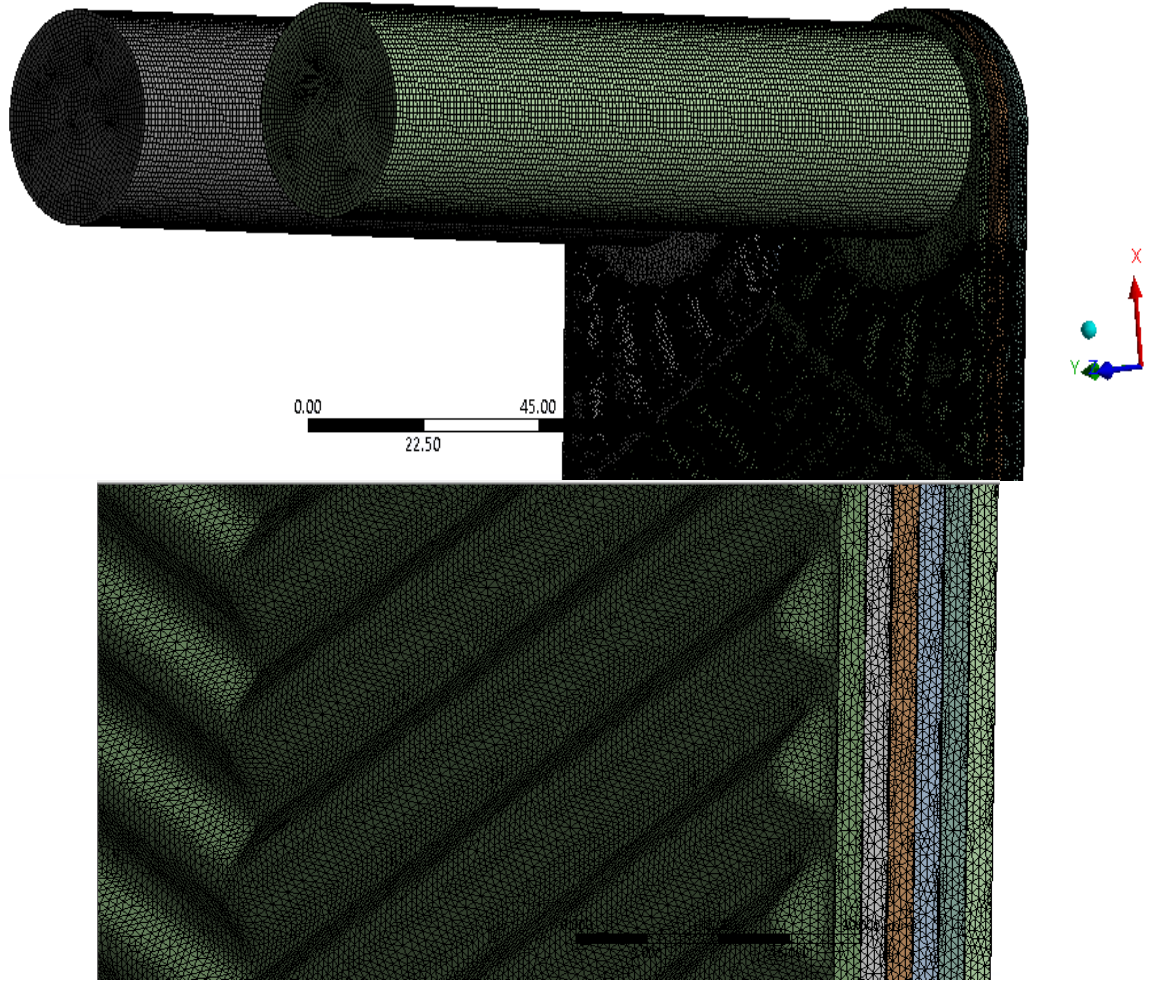
#### 5.4.2. 7 kıvrımlı plakaya sahip PID

Üretilen tüm çözüm ağları için yukarıda verilen koşullar altında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve deneysel verilerden elde edilebilen giriş portları ile çıkış portları arasındaki sıcaklık farkı ile basınç düşümü değerleri simülasyon sonuçları elde edilmiştir. Ancak kıvrımlı plakaya sahip PID için mevcut hesaplama kaynaklarının yetersiz olması dolayısıyla elde edilen bu değerlerin çözüm ağlarına göre değişimi gösterilememektedir. Buna rağmen mevcut kaynaklar ile elde edilebilen en uygun ağ yapısı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçları ilerleyen bölümlerde sunulmuştur. Çizelge 5.4'te mevcut hesaplama kaynakları ile üretilebilen ağ yapıları görülmektedir.

**Çizelge 5.4.** Kıvrımlı plakalı PID için kullanılan ağ yapıları ile ilgili bilgiler

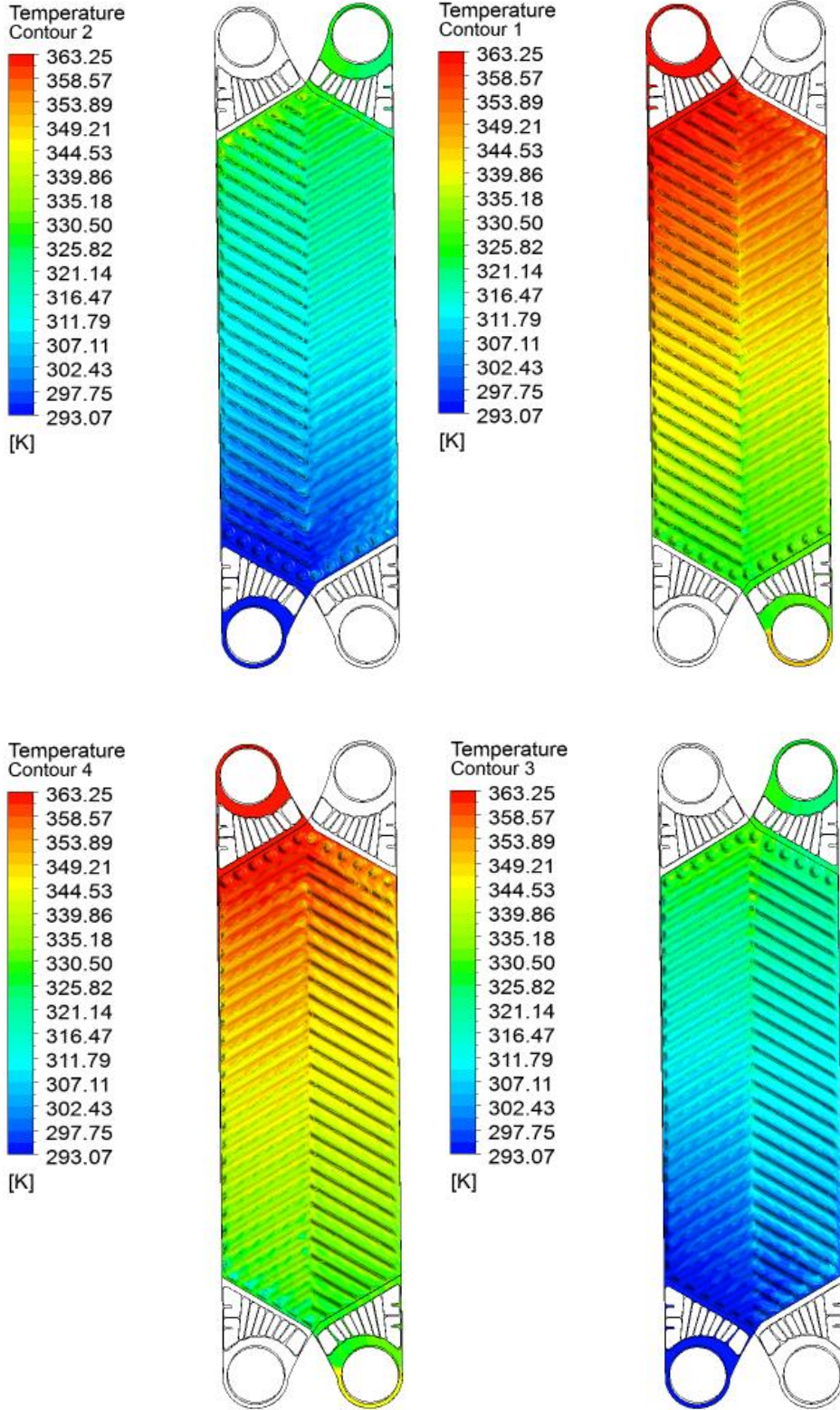
Ağ yapısı	Sıcak Akış Hacmi		Soğuk Akış Hacmi	
	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
A	2109624	7716972	2141357	7794412
B	2996159	12056005	3036890	12111060

ANSYS CFX Meshing 14.0 programı kullanılarak 7 adet kıvrımlı plakadan oluşan ısı değiştirgeci için hücre sayısından bağımsız sonuçlar elde edebilmek amacıyla farklı hücre sayılarına sahip ağ yapıları oluşturulmaya çalışılmıştır. Ancak yüzey kıvrımlarını takip eden ince katmanlar oluşturulmak istendiğinde hesaplama alanı içerisinde üretilen düğüm ve eleman sayısı hesaplama kaynağının çözümleyemeyeceği kadar büyümektedir. Dolayısıyla elde edilebilen en uygun çözüm ağı (Şekil 5.12'de gösterilen) üretilmiş ve bu çözüm ağı için analizler gerçekleştirilmiştir.

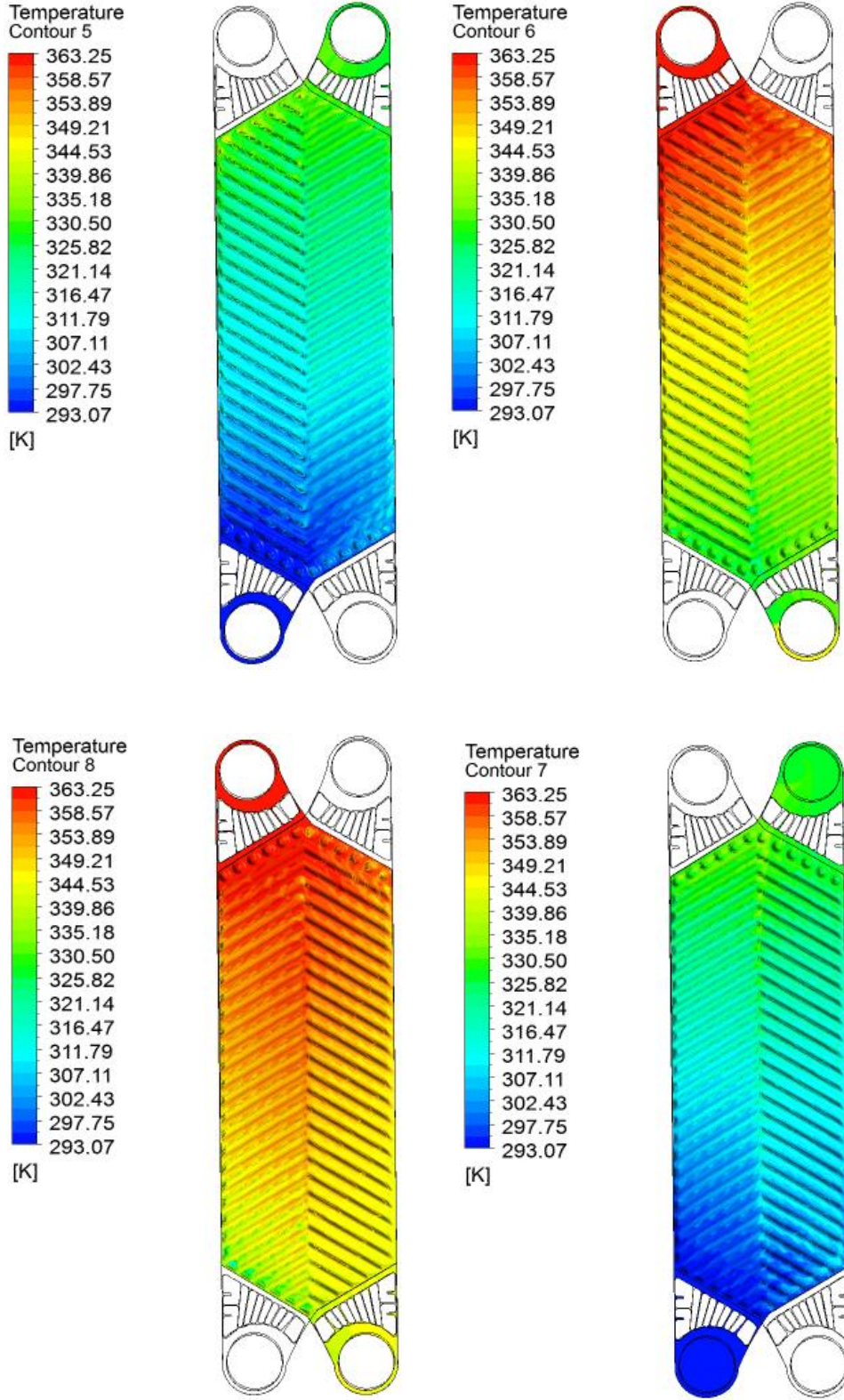


**Şekil 5.12.** Hesaplama alanı için üretilen çözüm ağının yakından görünümü

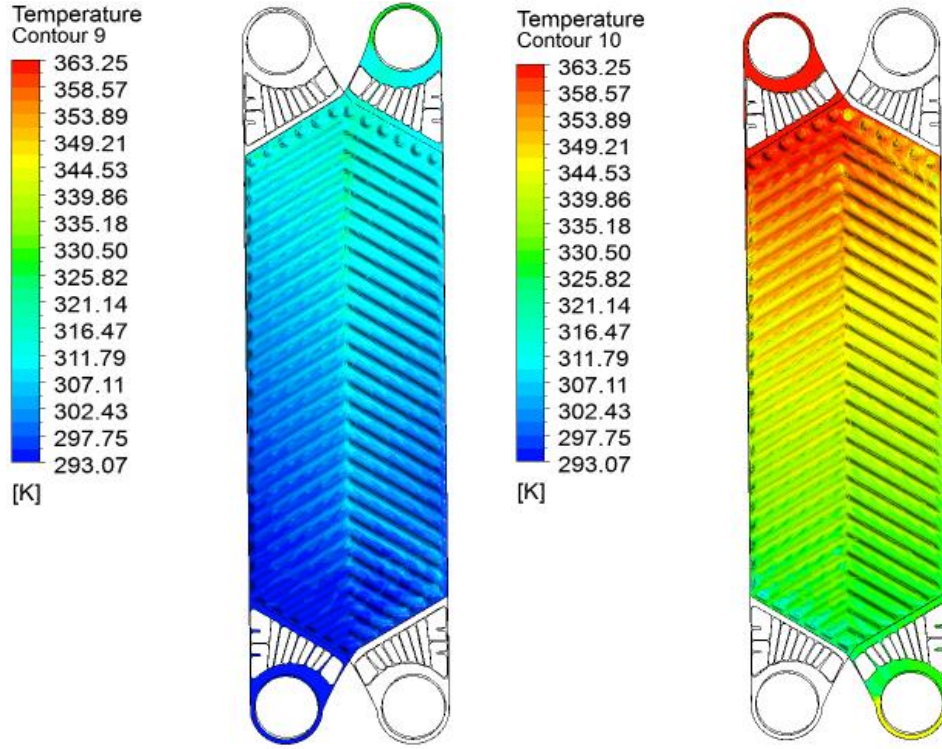
Sayısal modelleme için elde edilen sonuçların çözüm için üretilen çözüm ağından bağımsız hale getirilmesi için eleman sayısı ve minimum boyutsuz hücre yüksekliğini ifade eden  $y^+$  değerleri incelenmiştir. Özkaya ve diğerleri [10] tarafından yapılan ağ çalışmasında  $y^+$  değerlerinin 0.5 civarında olduğu zaman deneysel verilere oldukça yakın sonuçlar elde edildiği belirtilmiştir. Bu çalışmada üretilen ve Çizelge 5.4'te belirtilen A ağ yapısı için ortalama  $y^+$  değerinin 7.4, B ağ yapısı için 3.5 olarak hesaplanmıştır. Bu ifadeler üretilen ağ yapılarının geliştirilmesi gerektiği açıkça görülmektedir. Şekil 5.12'de ve Çizelge 5.4 B'de gösterilen çözüm ağı için Bölüm 3.3'te belirtilen koşullar altında HAD analizleri kıvrımlı plakaya sahip PID için gerçekleştirilmiştir. İlerleyen bölümlerde CFX-Post yardımıyla görselleştirilen HAD analizleri sonuçları anlatılacaktır. Ancak PID plakaları üzerindeki basınç ve hız konturları EK-B'de sunulmaktadır.



**Şekil 5.13.** Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla A, B, C ve D plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı



**Şekil 5.14.** Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı



**Şekil 5.15.** Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakaya sahip PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için sıcaklık dağılımı

Burada elde edilen konturlar irdelendiğinde beklenildiği gibi ısı değiştirgeci kıvrımlı plakaları üzerinde termal şokların ve ısıl birikmelerin oluşmadığı ve plakanın düzenli bir sıcaklık dağılımına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle incelenen PID'nin plakaları üzerinde bulunan dağıtıcı kanallar ve yapılar, porttan akış kanalına giriş yapan akışkan plaka üzerine homojen bir şekilde dağılmasını sağlamaktadır. Bu sayede de akışkan kanal içerisinde dengeli dağılmakta ve plaka üzerinde her bölgeye ulaşabilmekte ve daha dengeli bir sıcaklık dağılımı elde edilmesini sağlamaktadır. Böylece plaka üzerinde herhangi bir noktada ısıl birikiminin yanı sıra termal şokların oluşması engellenmektedir. Bu da PID'nin bakıma ihtiyaç duymadan daha uzun süreler kullanımına olanak tanımaktadır.

Ayrıca kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgeçlerinde akış hacmi ya da akış kanalları içerisinde akışın önünde kıvrımlı birçok engel olmasından dolayı ısı değiştirgeci

içerisinde akışkanlar daha uzun sürelerde kalmakta ve ısı transferi miktarı daha fazla olmaktadır. Buna karşın akış hacmi içerisinde akış önünde engellerin olması kanal boyunca sürtünmeden dolayı basınç düşümlerini arttırmakta ve sistemin aynı basınçta çalışabilmesi için ihtiyaç duyulan pompa gücünü arttırmaktadır. Bu da maliyeti arttıran bir unsur olarak karşımıza çıkmaktadır. Fakat ısı veriminin daha fazla olmasından dolayı genellikle bu husus göz ardı edilmektedir.

Aynı koşullarda oluşturulmuş düz plakaya sahip ısı değiştirgeci ile kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgecinin analizinden elde edilen sonuçlar kıyaslandığında kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgecinde ısı değişimi işleminin nispeten daha uzun ve daha verimli gerçekleştiği gözlenmiştir. Bunun sonucu olarak da, kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgeci için çekebildiği ısı yükün düz plakaya sahip ısı değiştirgecinin çekebildiği ısı yükten daha fazla olduğu belirlenmiştir.

**Çizelge 5.5.** Aynı çalışma şartlarında analizi yapılan ısı değiştirgeçleri ve elde edilen sonuçlar

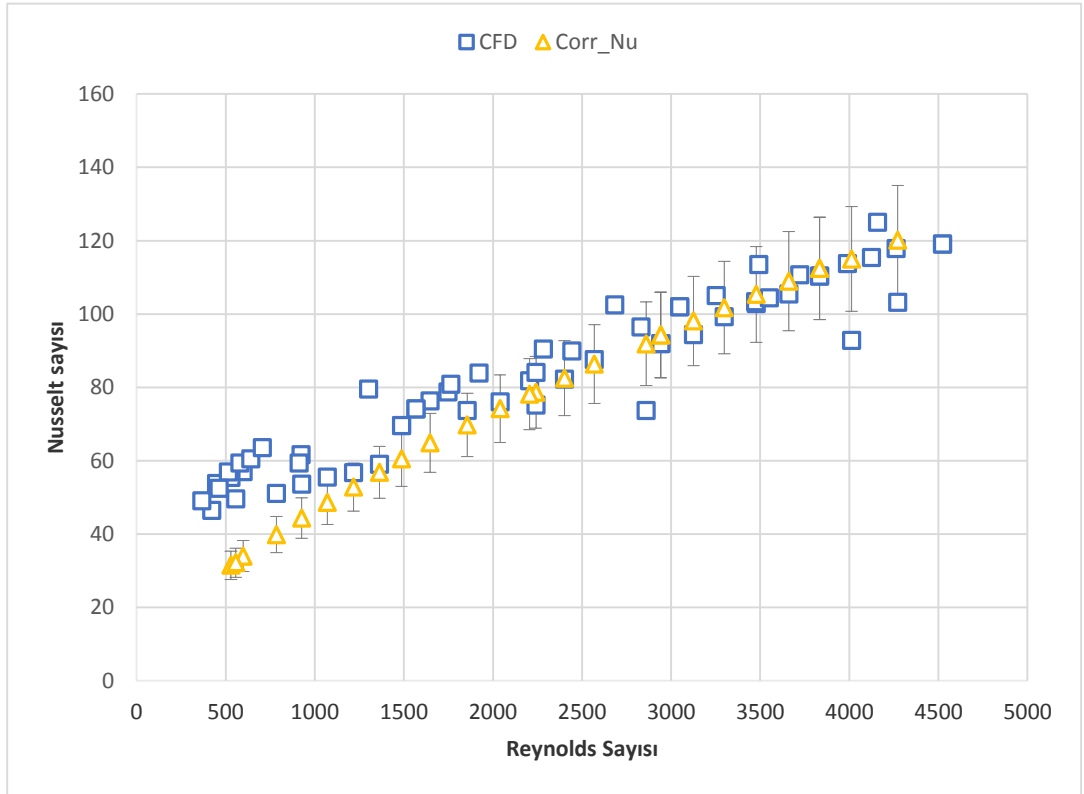
	PID	Kütle debisi (kg/s)	Çekilen ısı yük (Watt)	Re	HAD Basınç Düşümü (Pa)	DENEY Basınç Düşümü (Pa)	HAD Nu	DENEY Nu
Sıcak akış hacmi	Kıvrımlı	0,1	12153	1363,5	839,6	805,01	59,014	56,834
	Düz	0,1	5400,7	1508,4	130,9	-	21,683	-
Soğuk akış hacmi	Kıvrımlı	0,1	12225	705,75	866,9	926,9	63,595	50,699
	Düz	0,1	5389,3	593,62	131	-	23,854	-

Düz plakaya sahip ısı değiştirgeci için yapılan analizlerden elde edilen bulgular daha önce yapılmış deneysel veriler olmamasından dolayı kıyaslanamamaktadır. Ancak kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgeci için deneysel veriler mevcuttur. Dolayısıyla Çizelge 5.5'te deneysel veriler ile HAD analizi sonuçları birbirleriyle ve düz plakaya sahip ısı değiştirgeci için yapılan HAD analizi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 5.5 açıkça göstermektedir ki akış kanalının dar ve dolambaçlı bir yapıda olması akışkanların ısı değiştirgeci içerisinde düz plakaya sahip ısı değiştirgeçlerine kıyasla ısı transfer yüzeyinin ve türbülansın artmasıyla daha fazla ısı çekilmesine

neden olmuştur. Bu sayede kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgecinin ısı iletim karakteristiği daha yüksektir. Ancak kıvrımlı ve dolambaçlı yapılar ısıl karakteristiği iyileştirilirken portlar arasındaki basınç farkının artmasına sebep olmuştur.

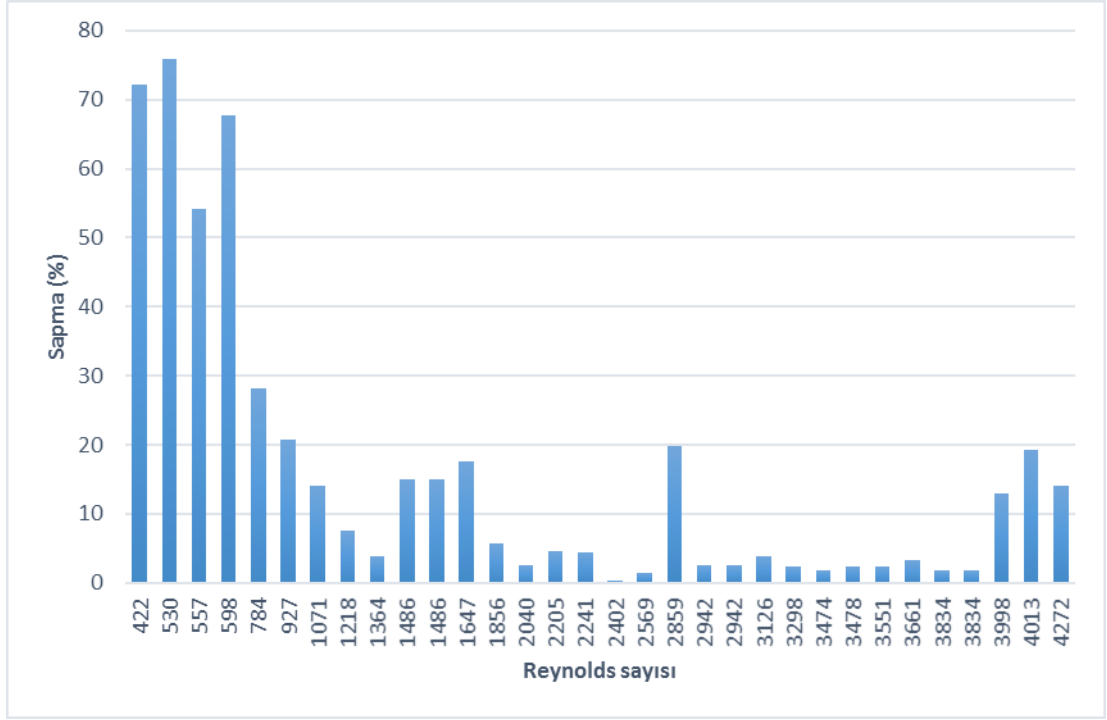
Ayrıca kıvrımlı plaka için elde edilen sonuçlar daha önce elde edilmiş deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Şekil 5.16'da Reynolds sayısının 400 – 5000 arasında değiştiği geniş bir aralık için Nusselt sayısının değişimi gösterilmektedir.

Şekil 5.16'da yapılan karşılaştırmaya ait sonuçları gösteren grafikler incelendiğinde, çalışma kapsamında incelenen gerçek boyutlardaki plakalı ısı değiştirgeci için elde edilen sonuçların deneysel bulgular ile uyumlu olduğu, benzer karakteristiğe sahip olduğu ve deneysel verilere oldukça yakın olduğu gözlenmiştir.



**Şekil 5.16.** Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deney, deneysel veriler kullanılarak geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

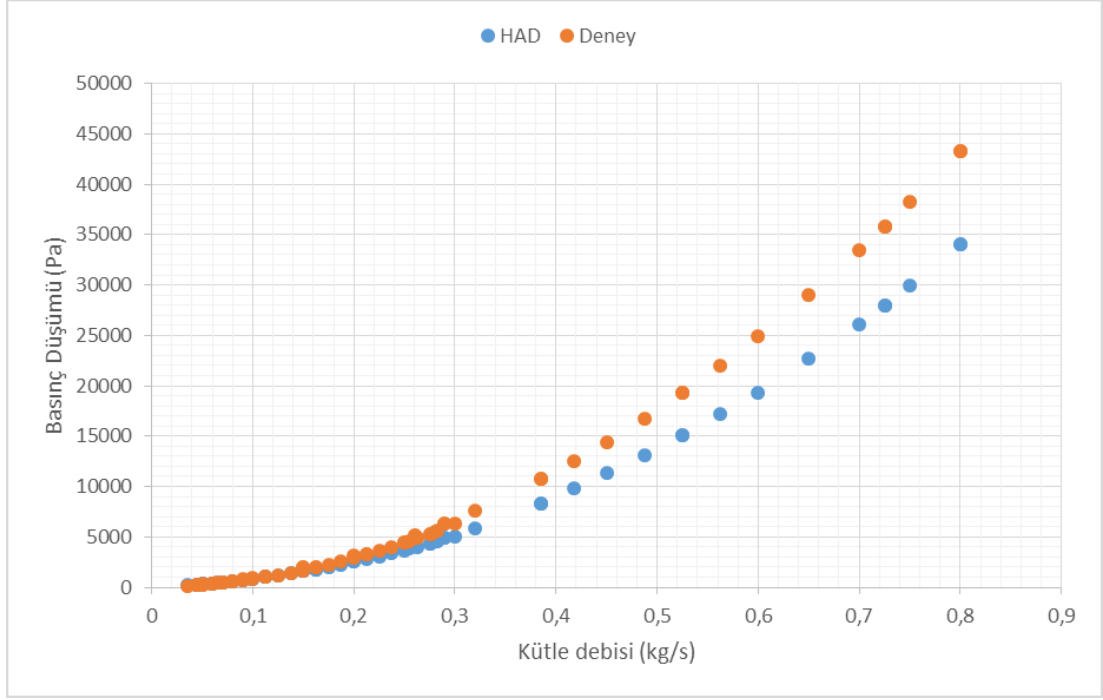




**Şekil 5.17.** Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler kullanılarak Nusselt sayısı için geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının incelenen Reynolds sayısındaki yüzde sapma değeri

Şekil 5.17 incelenen Reynolds sayısındaki HAD analizleri sonucunda hesaplanan Nu sayısı değerinin Aktürk [4] tarafından elde edilen deneysel veriler kullanılarak oluşturulan Nu korelasyonu değerinden sapması gösterilmektedir. Bu yüzde sapma değerleri hesaplanırken deneysel veriler ile oluşturulan korelasyon gerçek değer olarak kabul edilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında sapmanın daha fazla olduğu gözlenmiştir. Farkın bu kadar fazla olmasının sebebi üretilen korelasyonun plakadan bağımsız hale getirilmemiş olması ve akış yanlış dağılımının düşük Reynolds sayısında fazla olmasının etkili olduğu düşünülmektedir. Ancak Şekil 5.16'dan görüldüğü üzere düşük Reynolds sayılarında korelasyondan elde edilen değerler deneysel verilerden uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum dikkate alındığında aslında HAD analizi sonuçlarının deneysel verilere daha yakın olduğu değerlendirilmektedir.

Plakalı ısı değiştirgecinin bir diğer karakteristiğini belirleyen ve giriş portu ile çıkış portu arasındaki basınç dūřümü teriminin giriş portundan ısı değiştirgecine giren akışkanın artan kütle debisine karşı değişimi Őekil 5.18’de sunulmuştur.

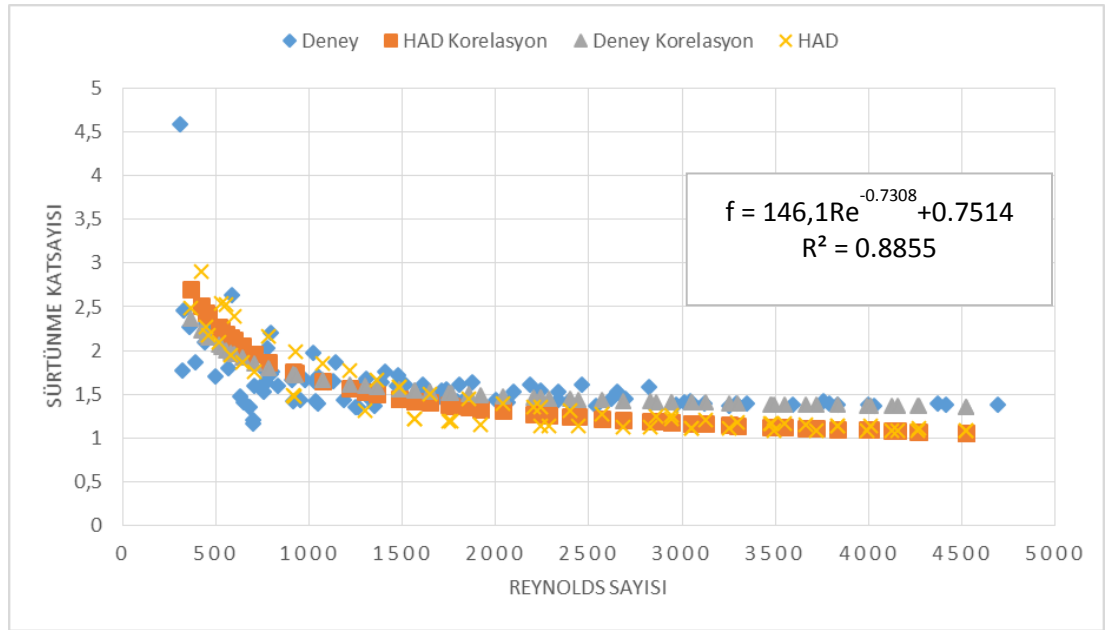


**Őekil 5.18.** Aynı alışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler ve HAD yardımıyla hesaplanan basınç dūřümü teriminin kütle debisi ile değişimi

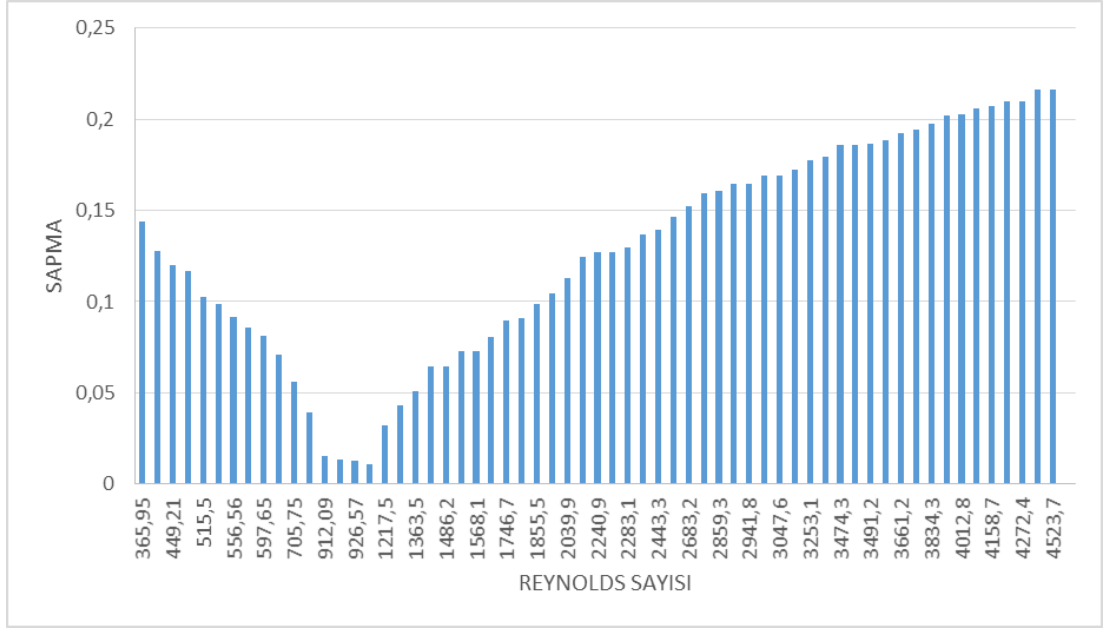
Őekil 5.18’de yapılan karşılaştırmaya ait sonuçları gösteren grafikler incelendiğinde, çalışma kapsamında incelenen gerçek boyutlardaki plakalı ısı değiştirgeci için elde edilen sonuçlar deneysel bulgular ile uyumlu olduğu, benzer karakteristiğe sahip olduğu gözlenmiştir. Özellikle kütle debisinin nispeten dūřük olduğu durumlarda basınç dūřümü değerleri deneysel verilere oldukça yakın olduğu gözlenmiştir. Ancak artan kütle debisi ile HAD sonuçlarının deneysel verilerden uzaklaştığı belirlenmiştir. Bu farkın giderek artmasının sebebi, artan kütle debisiyle beraber ısı değiştirgeci içerisindeki akışın türbülansa zorlanması, çalkantıların artması ve türbülansın çözümlenmesinde kullanılan modelin ve mevcut hesaplama kaynakları ile üretilen çözüm ağının yetersiz kaldığı dūřnlmektedir. Hesaplama kaynağının arttırılması ile irdelenen problem geometrisine daha yoğun ve uygun çözüm ağları

üretilebileceği ve burada gözlemlenen farkın azaltılabileceği değerlendirilmektedir. Fakat HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar özellikle plaka tasarımları ve optimizasyonu gibi çalışma alanlarında oldukça etkili bir araç olduğunu açıkça göstermiştir.

Basınç düşümü teriminin ısı değiştirgeci portlarından giriş yapan akışkanın kütle debisine göre değişimi, ısı değiştirgecinin hidrolik karakteristiği hakkında genel bilgiler sunmaktadır. Ancak bu haliyle çalışma kapsamında incelenen plakalı ısı değiştirgecinin hidrolik özelliklerini ortaya koyan genel bir bağıntı bulunamamaktadır. Literatürde olduğu gibi basınç düşümü teriminin doğrudan ilintili olduğu ve boyutsuz olarak ifade edilen sürtünme katsayısı cinsinden ifade edilmelidir. Elde edilen sonuçların sürtünme katsayısı türünden Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.19'da sunulmaktadır.



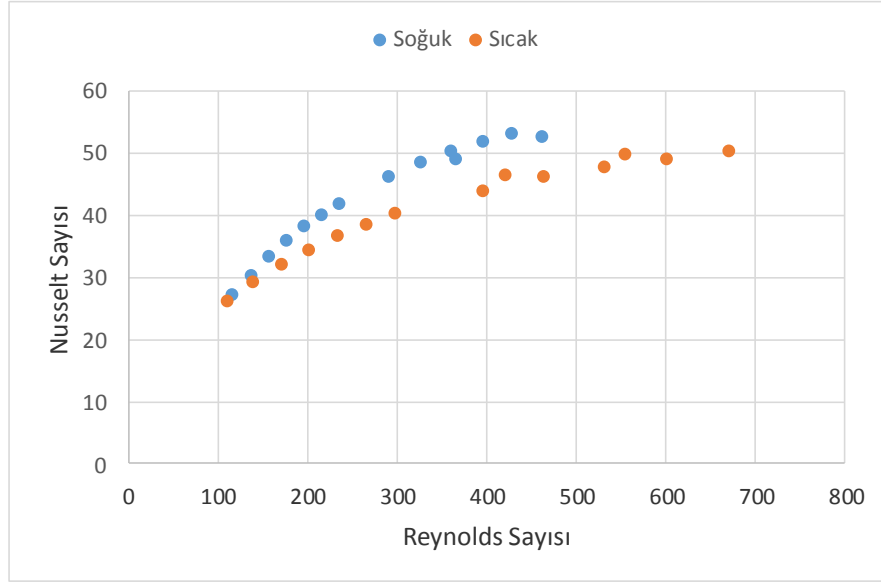
**Şekil 5.19.** Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deney, deneysel veriler kullanılarak geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı teriminin Reynolds sayısı ile değişimi



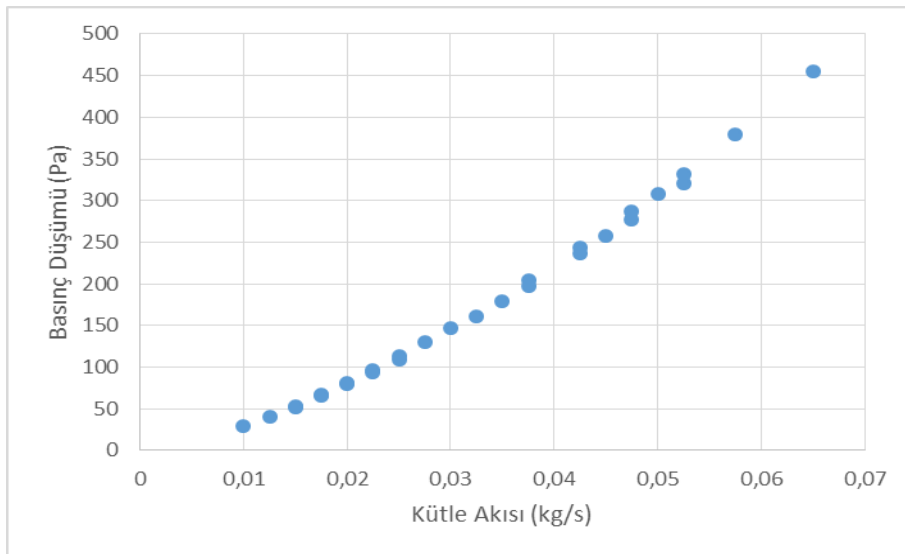
**Şekil 5.20.** Aynı çalışma koşullarında çalışma kapsamında incelenen plakaya ait deneysel veriler kullanılarak sürtünme katsayısı için geliştirilen korelasyon ve HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı teriminin incelenen Reynolds sayısındaki sapma değeri

Şekil 5.20 ise incelenen Reynolds sayısındaki bulunan bağıntının daha önce deneysel veriler kullanılarak elde edilen korelasyondan sapma değerlerini göstermektedir. Şekil 5.20’de ifade edilen denklemi elde etmek için HAD analizlerinden elde edilen basınç düşümü teriminin Denklem (4.18) kullanılarak sürtünme katsayısı ifadesine dönüştürülmüş ve Reynolds sayısına göre değişimi grafiksel olarak ifade edilmiştir. Ayrıca elde edilen bu grafik MATLAB [96] programında yer alan araçlardan eğri uydurma metodu kullanılarak sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi için bir bağıntı bulunmuştur. Şekil incelendiğinde elde edilen bulguların deneysel verilere oldukça yakın olduğu Reynolds aralığı belirlenmiştir. Ancak basınç düşümü teriminden de gözlemlendiği gibi artan türbülans ile sürtünme katsayısı ifadesi hatalı tahmin edilmekte ve daha önce elde edilen korelasyondan sapmalar artmaktadır. Yine de ortalama sapmanın %13 civarında olduğu gözlenmiştir ki bu değer literatürdeki diğer çalışmalar ile kıyaslandığında kabul edilebilir limitler içerisinde yer aldığı söylenebilir.

Bu çalışma kapsamında ayrıca deneysel kısıtlamalar dolayısıyla plakalı ısı değiştirgecinin Reynolds sayısı 450'den daha az olduğu durumlarda termal ve hidroluk karakteristiğinin nasıl olduğu hakkında bir bilgi elde edilememiştir. Benzer hesaplamalar Reynolds sayısının 100 – 450 arasında değiştiği aralık için gerçekleştirilmiştir. Elde edilen termal ve hidroluk sonuçlar aşağıda gösterilmektedir.

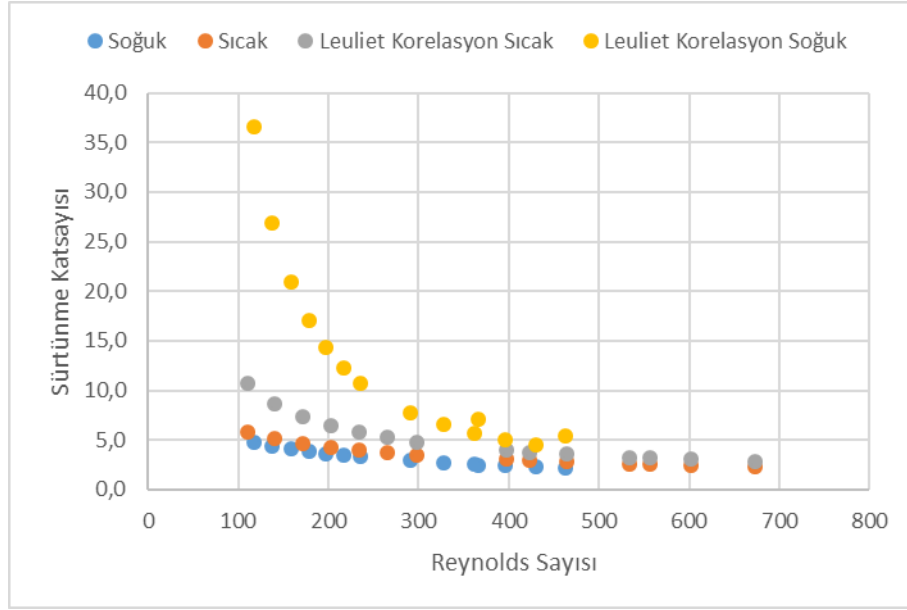


**Şekil 5.21.** Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısının 100 – 450 arasındaki değişimi



**Şekil 5.22.** Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan basınç düşümü teriminin kütle debisi ile değişimi

Bunlara ek olarak Reynolds sayısının 100 – 500 aralığında elde edilen sayısal sonuçları literatürdeki benzer diğer çalışmalar ile kıyaslanmak istenmiştir. Ancak Leuliet ve diğerleri [100] tarafından yapılan araştırma dışında neredeyse hiç benzer çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada 30° chevron açısına sahip kıvrımlı plaka kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarının ve literatürdeki bu deneysel çalışma ile karşılaştırılması Şekil 5.23'te sunulmaktadır.



**Şekil 5.23.** Çalışma kapsamında incelenen plakaya ait ısı değiştirgecinin HAD yardımıyla hesaplanan sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısının 100 – 450 arasındaki değişimi ve literatürdeki benzer bir çalışma ile karşılaştırılması

Şekil 5.23 incelendiğinde HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar ile literatürde yapılan deneysel çalışmanın sonuçlarının benzer karaktere sahip olduğu görülmektedir.

## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

### 6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

Tez çalışmasının ilk bölümlerinde ısı değiştirgeçlerinin geçmişi anlatılmış ve PID'lerin gelişimi ve günlük hayatımızda aslında farkında olmasak da ne kadar önemli bir yeri olduğuna dikkat çekilmiştir. Günümüzde çok farklı amaçlar için çok fazla ısı değiştirgeci tasarlanmasından dolayı ısı değiştirgeçlerinin nasıl sınıflandırıldığı kısaca anlatılmış ve bu çalışma kapsamında incelenen plakalı ısı değiştirgeçleri hakkında detaylı bilgiler aktarılmıştır. Akabindeki bölümde ise plakalı ısı değiştirgeçlerinin termal ve hidrolik karakteristiklerinin belirlenmesinde kullanılan yöntemlerin belirlenmesi ve bu tez kapsamında yapılan çalışmaya ışık tutması açısından ağırlıklı sayısal çalışmalar olmak üzere detaylı bir literatür taramasının özeti yer almıştır. Plakalı ısı değiştirgeçleri üzerine yapılan çalışmalar her plakanın kendine özgü termal ve hidrolik karakteristiğinin olduğunu göstermiştir. Ayrıca ticari kaygılardan ötürü daha önce yapılan çalışmalara ait detaylı bilgilere yer verilmediği anlaşılmaktadır. Ancak son yıllarda gelişen çözüm yöntemleri ve bilgisayar teknolojileri sayesinde daha önce deneysel olarak yapılan bu çalışmaların yerini sayısal çalışmalara bıraktığı ve bu sayısal çalışmaların son on yılda hız kazandığı gözlemlenmiştir.

İlerleyen bölümde, sayısal çalışmalarda kullanılan modeller ve yöntemler hakkında bilgiler aktarılmış ve tüm analizlerde kullanılan sınır koşullarının özellikleri anlatılmıştır. Sonraki bölümde ise plakalı ısı değiştirgeçleri teorisi detaylıca anlatılmıştır. Bu kısımda anlatılan yöntem ve bağıntılar kullanılarak, sayısal hesaplamalardan elde edilen sıcaklık ve basınç değerlerinin ısı değiştirgeçleri teorisine uygun olarak değerlendirilerek termal ve hidrolik karakteristikleri sayısal olarak belirlenmiştir.

Bu çalışmada, düz plakalar ve kıvrımlı plakalardan oluşan iki farklı yedi plakalı gerçek boyutlarda ısı değiştirgecinin tek fazlı, sıkıştırılmaz akış ve kararlı koşullar altında hidrolik ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Sıcak ve

soğuk akış hacimlerinde akışkan olarak su kullanılmıştır. SST türbülans modelinin kullanıldığı bu sayısal çalışmada portlardan ısı değiştirgecine giriş yapan akışkanın kütle debisi ve sıcaklığı değiştirilerek çok çeşitli akış koşulları edilmiş ve bu koşullar için sayısal olarak çözüm aranmıştır. Sayısal çalışma kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgeci için Reynolds sayısının 400 – 5000 ve Prandtl sayısının 2.19 – 6.25 olduğu geniş bir aralıkta gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar daha önce TOBB Ekonomi ve Teknoloji Makine Laboratuvarı'ndaki deney düzeneğinden elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

Elde edilen sonuçlar irdelendiğinde, çalışma kapsamında elde edilen veriler kullanılarak geliştirilen sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı değerlerinin, daha önce elde edilen deneysel veriler ile aynı karakteristiğe sahip olduğu görülmektedir. Benzer şekilde literatürde aynı çalışma şartlarındaki çalışmalar ile kıyaslandığında benzer bir eğilim izlediği söylenebilmektedir. Bu çalışmada elde edilen Nusselt ve Fanning sürtünme katsayısı korelasyonları deneysel veriler ile kıyaslandığında Nusselt değerleri için ortalama sapmanın yaklaşık %16 ve sürtünme katsayısı değerleri için ortalama sapmanın %13 civarında olduğu gözlenmiştir. Simülasyonların deneyler ile benzer çalışma koşullarına sahip olmasına rağmen hesaplanan değerler ile deneysel değerler arasında oluşan farklılık hesaplama kaynağının yetersizliğinden kaynaklanmaktadır. Ancak yine de elde edilen sonuçların literatürdeki çok çeşitli araştırmacılar (bkz. Bölüm 2) tarafından gerçekleştirilen HAD simülasyonları sonuçları dikkate alındığında makul sınırlar içinde yer aldığını söylemek mümkündür.

Unutulmamalıdır ki her deneysel çalışma kendi içinde bazı belirsizlikleri barındırır. Bu yüzden, bu çalışmanın deneysel verilerini elde eden Gülenoğlu [99] tarafından yapılan deneysel ölçümlerdeki belirsizlikleri belirlemek için bir analiz yapılmıştır. Yapılan analiz deneysel ölçümlerin Nusselt sayısına etkisinin  $\pm\%12,4$  ve Fanning sürtünme katsayısına etkisinin ise  $\pm\%11,8$  olduğunu göstermiştir. Bu açıdan bakıldığında da yine elde edilen sayısal sonuçların deneysel veriler ile uyum içinde olduğunu ve HAD plakalı ısı değiştirgeçlerinin termal ve hidrolik özelliklerinin belirlenmesinde önemli bir araç olduğunu söylemek mümkündür.



Ayrıca düz plakaya sahip plakalı ısı değiştirgeci için yapılan analiz sonuçları kıvrımlı plakaya sahip ısı değiştirgeci için yapılan analiz sonucu ile karşılaştırılmıştır. Genel olarak ısı transfer alanını arttıran kıvrımlı yapıların olmaması ile ısı değiştirgecinin ısıl karakteristiğinde açık bir düşüş yaşandığı gözlenmiştir. Ancak düzleşen plakalar sayesinde akışın kanal içerisinde herhangi bir engel ile karşılaşmamasından dolayı basınç düşümlerinin kıvrımlı plakaya göre çok daha az gerçekleştiği gözlenmiştir.

## 6.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler

- ❖ Bu çalışmada sınırlı bilgisayar olanaklarından dolayı kıvrımlı plakalı ısı değiştirgeci için detaylı bir ağ çalışması yapılamamıştır. Bu çalışmanın devamında kıvrımlı plakaya ait geometri üzerinde özellikle yüzey kıvrımlarını takip eden katmanlar vasıtasıyla detaylı bir ağ çalışması yapılabilir. Bu çalışma ile termal sınır tabakanın daha iyi modelleneceği düşünülmektedir.
- ❖ Ayrıca türbülans modellerinin etkilerinin incelenmesinin, deneysel sonuçlar ile kıyaslanması ile geliştirilen modelin doğruluğunun artırılmasına yardımcı olacağı düşünülmektedir.
- ❖ Simülasyonlar aracılığıyla deney düzeneğinde gerçekleştirilemeyen koşulların bilgisayar ortamında denenebileceği ve fiziksel olarak mümkün olup olmayacaklarına karar verilebileceği ve sonuçlarının rahatlıkla irdelenebileceği düşünülmektedir.
- ❖ Çok değişik baskılı plakaya sahip ısı değiştirgeçleri için benzer yöntemler kullanılarak, kanal içinde akış karakteristikleri görselleştirilebilir ve geliştirilebilir.
- ❖ Isı değiştirgeçlerinde nano akışkanların kullanımının etkileri görsel olarak ortaya konulabilir.
- ❖ Mevcut deney düzeneğinde mümkün olmayan akış yanlış dağılımının gözlemlenebileceği, ısıl birikmelerin ya da ısıl şokların gerçekleştiği bölgelerin tespitinin HAD simülasyonları aracılığıyla yapılabileceği düşünülmektedir.

- ❖ Isı değiştirgeci içerisindeki kirlenme görselleştirilebilir ve bu, kirlenmenin odak noktaları ya da bölgelerinin belirlenmesine yardımcı olabilir.
- ❖ Güçlü bir hesaplama kaynağı ile çok daha karmaşık geometriye sahip ısı değiştirgeçleri için uygun çözüm ağı/ağları oluşturulabilir, termal – hidrolik analizleri yapılabilir ve deneysel bulgular ile kıyaslanarak deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilebilir.
- ❖ Portlardan akış kanalı içerisine dağılan kütlesel debinin değişken olması, porta yakın ilk kanallara daha çok gitmesi ve daha uzak kanallara nispeten daha az bir akışkanının ulaşması, deneysel olarak incelenebilir ve bir korelasyon üretilebilir. Bu korelasyon kullanılarak PID'nin sayısal analizleri daha gerçekçi yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Wang, L., Sundén, B., Manglik, R.M., Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, WIT Press, Boston, 2007.
- [2] Kakaç, S., Hongtan, L., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, ABD, 2002.
- [3] “Plakalı Isı Değiştirgeçleri” erişim adresi:  
<http://www.geap.be/gpbe/cmsdoc.nsf/webdoc/webb7qrblw>, erişim tarihi 11.01.2014.
- [4] Aktürk, F., 2011, Contalı Levha Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, T.O.B.B. Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- [5] Bhutta. M. M. A., 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 (2012) 1-12, 2012.
- [6] 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.
- [7] Akdağ, Ü., Isı Değiştirgeçleri Ders Notları, Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Aksaray, Türkiye.
- [8] Kılıç, B., 2008, Plakalı Isı Eşanjörlerinin Isıtma ve Soğutma Uygulamaları İçin Optimum Çalışma Şartlarının Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, Türkiye.
- [9] Kaçar, E. N., Erbay, I. B., Isı Değiştirgeçlerinin Tasarımına Bir Bakış, Mühendis ve Makina, 54, 644, 15-43.
- [10] Ozkaya, E., Genc, Y., Aradag, S., Kakac, S., CFD Simulations Of Chevron Type Plate Heat Exchangers and Validation With Experimental Data, CLIMAMED VII. Mediterranean Congress of Climatization, 151 – 158, 2013.
- [11] “Isı eşanjörü plaka türleri” erişim adresi <http://www.tetsa.com.tr/esanjor-imalati.aspx>, erişim tarihi 11.01.2014.

- [12] Fernandes, C. S., Dias, R. P., Maia J. M., New Plates for Different Types of Plate Heat Exchangers, Recent Patents on Mechanical Engineering, 198-205, 2008.
- [13] Shah, R.K., Sekulić, D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Desing, 1. Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- [14] Türk, C., 2013, Yapay Sinir Ağları Yardımıyla Isı Değiştirgeci Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [15] Gülenoğlu, Ç., 2013, Chevron Tipi Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Isıl ve Hidrolik Karakteristiklerinin Belirlenmesi ve Akış Yanlış Dağılımının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [16] Sinnott, R.K., Coulson&Richardson's CHEMICAL ENGINEERING, 3. Baskı, 1999.
- [17] Kanaris, A.G., Mouza, A.A., and Paras, S.V., Flow and heat transfer in narrow channels with corrugated walls CFD code application, Chemical Engineering Research and Design, 83 (5 A):460-468, 2005.
- [18] Kanaris, A.G., Mouza, A.A., and Paras, S.V., Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces, International Journal of Thermal Sciences, 48 (6): 1184-1195, 2009.
- [19] Tsai, Y. C., Liu, F.B., and 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 Volume, 36 (6): 574-578, 2009.
- [20] Jain, S., Joshi, A., and Bansal, P.K., A New approach to numerical simulation of small sized plate heat exchangers with chevron plates, Journal of Heat Transfer, 129 (3): 291-297, 2007.
- [21] O'Halloran, S., Jokar, A., CFD simulation of single-phase flow in plate heat exchangers, ASHRAE Transactions, LV-11-C018, 147-156, 2011.
- [22] Galeazzo, F.C.C, Miura, R.Y., Gut, J.A.W., Tadini, C.C., Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. Chemical Engineering Science, 61, 7133-7138, 2006.

- [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] Pelletier, O., Stromer, F., Carlson, A., CFD Simulation of Heat Transfer in Compact Braze Plate Heat Exchangers, *ASHRAE Transactions*. Vol. 111, no. 1, pp. 846-854, 2005.
- [25] Benli, H., Gül, H., Durmuş, A., Değişik Yüzey Profiline Sahip Tek Geçişli Plaka Tipli Isı Değişirgeçlerinde Isı Transferinin İncelenmesi, *Science and Eng.Jof Fırat Univ.*, 18 (4),569-575, 2006.
- [26] Ciofalo, M., Stasiek, J., Collins, M.W., Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages – II. Numerical simulations, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 39, No.1, pp. 165 – 192, 1996.
- [27] Pääkkönen, T.M., Riihimäki, M., Ylönen, R., Muurinen, E., Simonson, C.J., Keiski, R.L., Evaluation of Heat Transfer Boundary Conditions for CFD Modeling of a 3D Plate Heat Exchanger Geometry, *7th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning Challenges and Opportunities Volume RP5 Article 43*, 336-343, 2007.
- [28] Kanaris, A.G., Mouza, A.A., and Paras, S.V., Numerical and Experimental Investigation of Flow and Heat Transfer in Narrow Channels with Corrugated Walls, *4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, 2005.
- [29] Piepiórka-Stepuk, J., Jakubowski, M., Numerical studies of the fluid flow between the plates of the heat exchanger in the analysis of CIP cleaning conditions, *CIGR-AGENG 2012*, P0958, 2012.
- [30] Wang D., Liang Z. Zhou J., Wang H., The simulation research of on the Performance of Chevron-type Corrugated Plate Heat Exchanger, *ICEEAC2010*, V11, 298-301, 2010.
- [31] Han W., Saleh K., Aute V., Ding G., Hwang Y., Radermacher R., Numerical Simulation and Optimization of single-phase turbulent flow in chevron-type plate heat exchanger with sinusoidal corrugations, *HVAC&RESEARCH*, Volume 17, Number 2, 186-197, 2011.

- [32] Paras S.V., Kanaris A.G., Mouza A.A., Karabelas A.J., CFD Code Application to Flow Through Narrow Channels with Corrugated Walls, 15<sup>th</sup> International Congress Of Chemical And Process Engineering, 1-12, 2002.
- [33] Kho, T., Müller-Steinhagen, H., An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers, Institution of Chemical Engineers Trans Ichem, vol. 77, Part A, 1999.
- [35] Han, X., Cui, L., Chen, S., Chen, G., Wang, Q., A numerical and Experimental Study of Chevron, Corrugated-Plate Heat Exchangers, International Communications in Heat and Mass Transfer 37, pp. 1008-1014, 2010.
- [36] Liu, F., Tsai, Y., An experimental and numerical investigation of fluid flow in a cross-corrugated channel, Heat Mass Transfer, 46:585-593, 2010.
- [37] Gullapalli, V. S., Sundén, B., CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Plate Heat Exchangers, Heat Mass Transfer, 35(4):358-366, 2014.
- [38] Patil, V., Manjunath, H., Kusammanavar, B., Validation Of Plate Heat Exchanger Design Using CFD, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 2, No. 4, 222 – 230, 2013.
- [39] Norton, T., Tiwari, B., Sun, D., Computational Fluid Dynamics in the Design and Analysis of Thermal Processes: A Review of Recent Advances, Critical Reviews in Food Science and Nutrition, 53:3, 251-275, 2013.
- [40] Gan, G., Riffat, S.B., Shao, L., CFD modelling of pressure loss across tube bundles of a heat exchanger for closed-wet cooling towers, Int. J. Ambient Energy 21, 77-84, 2000.
- [41] Kumar, V., Gangacharyulu, D., Rao, P.M., Barve, R.S., CFD analysis of cross flow air to air tube type heat exchanger, 2003.
- [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, Int. J. Heat Mass Transfer 52, 1214-1222, 2009.
- [43] Dong, Q.W., Wang, Y.Q., Liu, M.S., Numerical and experimental investigation of shell side characteristics for ROD baffle heat exchanger, Appl. Therm Eng. 28, 651-660, 2008.

- [44] Ngo, T.L., Kato, Y., Nikitin, K., Ishizuka, T., Heat transfer and pressure drop correlations of micro-channel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles, *Exp. Therm Fluid Sci.* 32, 560-570, 2007.
- [45] Wang, Y., Dong, Q., Liu, M., Characteristics of fluid flow and heat transfer in shell side of heat exchangers with longitudinal flow of shell side fluid with different supporting structures, in: *International Conference on Power Engineering*, October 23-27, 2007.
- [46] Kim, D.E., Kim, M.H., Cha, J.E., Kim, S.O., Numerical investigation on thermal-hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model, *Nucl. Eng. Des* 238, 3269-3276, 2008.
- [47] Mohammadi, K., Heidemann, W., Muller-Steinhagen, H., Numerical investigation of the effect of baffle orientation and baffle cut on heat transfer and pressure drop of a shell and tube heat exchanger, in: *Proceedings of the International Heat Transfer Conference IHTC-13*, Sydney, 2006.
- [48] Wang, Y., 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, *Chem. Eng. Technol.* 32 (8), 1219-1226, 2009.
- [49] Lisboa, P.F., Fernandes, J., Simões, P.C., Mota, J.P.B., Saadjan, E., Computational fluid-dynamics study of a kenics static mixer as a heat exchanger for supercritical carbon dioxide, *J. Supercritical Fluids* 55, 107-115, 2010.
- [50] 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, *Int. Commun. Heat Mass Transf* 37, 1008-1014, 2010.
- [51] Shi, Y.L., Ji, J.J., Zhang, C.L., Semi-porous media approach for numerical simulation of flow through large-scale sparse tubular heat exchangers, *HVAC&R Res.* 16, 617-628, 2010.
- [52] Junjie, J., Shi, Y., Zhang, C., Hybrid numerical simulation of large-scale gas-fired tubular heat exchangers, *HVAC&R Res.* 17, 118-130, 2011.
- [53] C.S. Fernandes, R.P. Dias, J.M. Nobrega, J.M. Maia, 2007, Laminar flow in chevron type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor, *Chem. Eng. Process* 46, 825-833.

- [54] Kanaris, A.G., Mouza, A.A., Paras, S.V., Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD Program, Chem. Eng. Technol. 8, 923-930, 2006.
- [55] 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, Chem. Eng. Res. Des 86, 221-232, 2008.
- [56] Hayes, A.M., Khan, J.A., Shaaban, A.H., Spearing, I.G., The thermal modeling of a matrix heat exchanger using a porous medium and the thermal nonequilibrium model, Int. J. Therm Sci. 47, 1306-1315, 2008.
- [57] Kim, I.H., No, H.C., Lee, J.I., Jeon, B.G., Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using helium test facility and CFD simulations, Nucl. Eng. Des 239, 2399-2408, 2009.
- [58] Kritikos, K., Albanakis, C., Missirlis, D., Vlahostergios, Z., Goulas, A., Storm, P., Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aero engine applications, Appl. Therm Eng. 30, 134-142, 2010.
- [59] Ismail, L.S., Velraj, R., Studies on fanning friction (f) and colburn (j) factors of offset and wavy fins compact plate fin heat exchanger-A CFD approach, Numer. Heat Transf 56, 987-1005, 2009.
- [60] Freund, S., Kabelac, S., Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR thermography and CFD, Int. J. Heat Mass Transf 53, 3764-3781, 2010.
- [61] Aylı, Ü.E., 2012, Süpersonik Kavitelerdeki Akışın Sayısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- [62] Rao, S. P., Modeling of Turbulent Flows and Boundary Layer Computational Fluid Dynamics, INTECH, Hindistan, Ch. 13, pp. 285 – 306, 2010.
- [63] Apaçoğlu, B., 2010, Silindir Üzerindeki Laminer Ve Türbülanslı Akışın Kontrolsüz ve Kontrollü Had Analizleri, Yüksek Lisans Tezi, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- [64] Örs, H.. Akışkanlar Mekaniği, Boğaziçi Üniversitesi Yayınevi, İstanbul, 1994.



- [65] Kocaman, S., 2007, Baraj Yıkılması Probleminin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, Türkiye.
- [66] ANSYS-CFX User Manual, ANSYS CFX 14.0, 2013.
- [67] ANSYS-CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX Release 14.5, 2012.
- [68] Panse, S. P., 2005, A Numerical Investigation Of Thermal-Hydraulic Characteristics in Three Dimensional Plate And Wavy Fin-Tube Heat Exchangers For Laminar And Transitional Flow Regimes, Yüksek Lisans Tezi, Montana State University, Bozeman, Montana, Amerika Birleşik Devletleri.
- [69] Fluent's User Manual. Fluent Ver. 6.3.26. Fluent Inc.
- [70] Özden, M. C., 2012, Savaş Gemilerinin Pervane Kaynaklı Gürültü Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleriyle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.
- [71] Uangpairoj, P., 2009, Numerical Simulation And Wall Shear Stress Analysis Of Pulsed Flow In Plate Heat Exchanger, Yüksek Lisans Tezi, Suranaree University of Technology, Tayland.
- [72] Mulvany, N. J., Chen, Li., Tu, J. Y., Anderson, B., Steady-State Evaluation of 'Two-Equation' RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) Turbulence Models for High-Reynolds Number Hydrodynamic Flow Simulations, Australian Government, Department of Defence, 2004.
- [73] Şimşek, O., 2011, Eğrisel Geniş Başlıklı Savak Üzerinden Geçen Açık Kanal Akımının Deneysel Ve Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, Türkiye.
- [74] Simpson, R., Almonacid, S., Plate Heat Exchanger Encyclopedia of agricultural food and biological engineering, 2003.
- [75] Pradhan. R. L., Ravikumar. D., Pradhan D. L., Review of Nusselt Number Correlation for Single Phase Fluid Flow through a Plate Heat Exchanger to Develop C# Code Application Software, Journal of Mechanical and Civil Engineering, pp: 01-08, 2013.

- [76] Kahraman. S., 2011, Engelli-Oluklu Dikdörtgen Kesitli Bir Kanal İçerisindeki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- [77] Huang. J., 2010, Performance Analysis of Plate Heat Exchangers Used As Refrigerant Evaporators, Doktora Tezi, University of the Witwatersrand, Johannesburg.
- [78] Carlson J. A., Understand the capabilities of plate-and-frame heat exchangers, Chemical Engineering Progress, vol.88, no.7, 26-31, 1992.
- [79] Martin H., A theoretical approach to predict the performance of chevron type plate heat exchangers, Chemical Engineering and Processing, vol.35, no.4, pp.301-310, 1996.
- [80] Han, W., Saleh, K., Aute V., Ding, G., Hwang, Y., Radermacher, R., Numerical Simulation and Optimization of single-phase turbulent flow in chevron-type plate heat exchanger with sinusoidal corrugations, HVAC&RESEARCH, Volume 17, Number 2, 186-197, 2011.
- [81] Saleh, K., Aute, V., Ding, G., Radermacher, R., Azarm, S., Plate Heat Exchanger Optimization Using Different Approximation Assisted Multi-objective Optimization Techniques, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2188, 1-8, 2012.
- [82] Nikhil, J. G., Shailendra, M. L., Heat Transfer Analysis of Corrugated Plate Heat Exchanger of Different Plate Geometry: A Review, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Volume 2, Issue 10, 110 – 115, 2012.
- [83] Thayalan, K. D., Kalaichelvi, P., Combined Experimental and Simulation (CFD) Analysis on Thermal Performance of Plate Heat Exchanger Using Kerosene as Working Fluid, Chemical Product and Process Modeling, Vol. 4 [2009], Iss. 1, Art. 11, 1 – 28, 2009.
- [84] Wang, L. K., Sunden, B., Yang, Q. S., Pressure Drop Analysis of Steam Condensation in a Plate Heat Exchanger, Heat Transfer Engineering, Vol. 20 no. 1, 71 – 77, 1999.
- [85] Arsenyeva, O., Tovazhnyansky, L., Kapustenko, P., Khavin, G., The Generalized Correlation for Friction Factor in Crisscross Flow Channels of Plate Heat Exchangers, 1 – 6.

- [86] Jin, Z., Lixuesong, Lee, K. S., Lee, J., Jeong, H., Chung, H., Study on the Pressure Drop in the Plate Heat Exchanger Channel, 1 – 4.
- [87] Zhang, L., Che, D., Turbulence Models for Fluid Flow and Heat Transfer Between Cross-Corrugated Plates, Numerical Heat Transfer: An International Journal of Computation and Methodology, Part A, 60, 410 – 440, 2011.
- [88] Bobbili, P. R., Sunden, B., Das, S. K., An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 1919 – 1926, 2006.
- [89] Son, J., Lee, E., Kang, H., Kim, Y., Kim, J., Cho, S., Park, J., Performance Characteristics of Plate Heat Exchangers with Various Geometric Design Parameters, pp. 583 – 591, 2012.
- [90] Asadi, M., Khoshkho, R. H., Thermodynamical optimization a plate and frame heat exchanger for microturbine applications, Journal of American Science, 716 – 723, 2012.
- [91] Warnakulasuriya, F. S. K., Worek, W. M., Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52 – 67, 2008.
- [92] Stogiannis, I., Paras, S. V., Arsenyeva, O. P., Kapustenko, P. O., CFD Modelling of Hydrodynamics and Heat Transfer in Channels of a PHE, Chemical Engineering Transactions, Vol. 35, 2013.
- [93] Sundén, B., Computational Fluid Dynamics in Research and Design of Heat Exchangers, Heat Transfer Engineering, 28(11):898–910, 2007.
- [94] Türk, C., Gülenoğlu, Ç., Özkaya, E., Genç, Y., Aradağ, S., Kakaç, S., Özcan, A., “Deneysel Çalışmalar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı”, 11. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ VE TESKON+SODEX FUARI, Nisan 2013.
- [95] TRANTER Isı Değiştirgeçleri” erişim adresi: <http://www.tranter.com/literature/products/plate-and-frame.pdf> erişim tarihi: 22.01.2014.
- [96] MATLAB 7.12 Programı, Release 2011b, 2011
- [97] SOLIDWORKS Çizim Programı, SW2012 SP0.0, 2012
- [98] AUTODESK INVENTOR Çizim Programı, 2012

[99] Gulenoğlu, C., Akturk, F., Aradag, S., Uzol, N. S., Kakac, S., 2014, Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 75, 249 – 256.

[100] Leuliet, J.C., Mangonnat, J.F., ve Laiande, M., *Flow and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers Treating Viscous Newtonian and Pseudoplastic Products*, 1. Modeling the Variations of the Hydraulic Diameter, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 68 (2), 220–229, 1990.

[101] Tanpera Ürün Kataloğu, erişim adresi: <http://www.tanpera.com/Dokumanlar/1342013125839144.pdf>, erişim tarihi: 08.09.2014

## **EK-A Nu ve f değerlerinin hesaplanması için ısı değiştirgeci teorisine uygun yazılan MATLAB kodu**

Bölüm 4'te detaylı olarak verilen denklemler kullanılarak ısı transfer ve hidrolik karakteristiğini ifade eden terimlerin elde edilmesinde ve deneysel veriler ile kıyaslayan ana program ve alt programı aşağıda verilmiştir.

```
clc;clear all;close all;

format short g

g=9.78;A1 = 0.0350558496;A1p = 0.02995; k=16.2; t=0.00045;

fi= A1 / A1p;

b=2.76e-3;beta=30;

Lw=0.109;

Lv=0.37;

Dp=0.035;

De=2*b;

Dh=4*b*Lw/(2*(b+Lw*fi));

Nt=7;

Np=1;

Ncp=(Nt-1)/(2*Np);

m_dot_hot=input('Mass flow rate entered hot domain in kg/s = ');

m_dot_cold=input('Mass flow rate entered cold domain in kg/s = ');

Thotin=input('Hot domain inlet temperature in Celsius = ');

% Thotin=Thotin-273.15;

Thotout=input('Hot domain outlet temperature in Celsius = ');

% Thotout=Thotout-273.15;

Gc_hot=m_dot_hot/(Ncp*b*Lw);

Gc_cold=m_dot_cold/(Ncp*b*Lw);

Tbhot=0.5*(Thotin+Thotout);

[ro_hot,mu_hot,cp_hot,k_hot]=su_func(Tbhot);

Re_hot=Gc_hot*Dh/mu_hot;

Pr_hot=mu_hot*cp_hot/k_hot;
```

```

Tcoldin=input('Cold domain inlet temperature in Celsius = ');
%Tcoldin=Tcoldin-273.15;

Tcoldout=input('Cold domain outlet temperature in Celsius = ');
%Tcoldout=Tcoldout-273.15;

Tbcold=0.5*(Tcoldin+Tcoldout);

[ro_cold,mu_cold,cp_cold,k_cold]=su_func(Tbcold);

Re_cold=Gc_cold*Dh/mu_cold;

Pr_cold=mu_cold*cp_cold/k_cold;

Tw=0.5*(Tbhot+Tbcold);

[ro_wall,mu_wall,cp_wall,k_wall]=su_func(Tw);

f_hot=259.9*Re_hot^(-0.9227)+1.246 ;% 450<Re<5000

Nu_hot= 0.32867* Re_hot ^ 0.68 * Pr_hot ^ (1 / 3) * (mu_hot / mu_wall) ^ 0.14;

h_hot_corr=Nu_hot*k_hot/Dh;

deltaPc_hot=f_hot*(Lv*Np/Dh)*(Gc_hot)^2/(2*ro_hot);

Gp_hot=m_dot_hot/(pi*Dp^2/4);

deltaPp_hot=1.4*Np*Gp_hot^2/(2*ro_hot);

deltaPtotal_hot=deltaPc_hot+deltaPp_hot;

f_cold=259.9*Re_cold^(-0.9227)+1.246;

Nu_cold= 0.32867* Re_cold ^ 0.68 * Pr_cold ^ (1 / 3) * (mu_cold / mu_wall) ^ 0.14;

h_cold_corr=Nu_cold*k_cold/Dh;

deltaPc_cold=f_cold*(Lv*Np/Dh)*(Gc_cold)^2/(2*ro_cold);

Gp_cold=m_dot_cold/(pi*Dp^2/4);

deltaPp_cold=1.4*Np*Gp_cold^2/(2*ro_cold);

deltaPtotal_cold=deltaPc_cold+deltaPp_cold;

disp('          Hot Side Pressure Drop')
disp(' Channel   Port   Total in Pa')
disp([deltaPc_hot deltaPp_hot deltaPtotal_hot])

disp('          Cold Side Pressure Drop')
disp(' Channel   Port   Total in Pa')
disp([deltaPc_cold deltaPp_cold deltaPtotal_cold])

DeltaP_hot=input('Enter Hot Domain Pressure Drop in Pa= ');

```

```

DeltaP_cold=input('Enter Cold Domain Pressure Drop in Pa= ');
f_cold_kumar=2.99*Re_cold^(-0.183);
f_hot_kumar=2.99*Re_hot^(-0.183);
f_cold_focke=6.7*Re_cold^(-0.209); % 400<Re<1600
f_hot_focke=6.7*Re_hot^(-0.209); % 400<Re<1600
f_hot_muley=(2.917-0.1277*(90-beta)+2.016*(90-beta)^2/1000)*(5.474-19.02*fi+18.93*fi^2-
5.341*fi^3)*Re_hot^(-1*(0.2+0.0577*sin(pi*(90-beta)/45+2.1)));
f_cold_muley=(2.917-0.1277*(90-beta)+2.016*(90-beta)^2/1000)*(5.474-19.02*fi+18.93*fi^2-
5.341*fi^3)*Re_cold^(-1*(0.2+0.0577*sin(pi*(90-beta)/45+2.1)));
Q_hot=m_dot_hot*cp_hot*(Thotin-Thotout);
Q_cold=m_dot_cold*cp_cold*(Tcoldout-Tcoldin);
f_hot_calc=2*DeltaP_hot*Dh*ro_hot/(Lv*(Gc_hot)^2);
f_cold_calc=2*DeltaP_cold*Dh*ro_cold/(Lv*(Gc_cold)^2);
if (Thotin-Tcoldout)==(Thotout-Tcoldin)
    LMTD= (Thotin-Tcoldout);
else
    LMTD=abs(((Thotin-Tcoldout)-(Thotout-Tcoldin))/log((Thotin-Tcoldout)/(Thotout-Tcoldin)));
end
%e-NTU method for determining effectiveness of counter-flow PHEX
Ch=m_dot_hot*cp_hot;
Cc=m_dot_cold*cp_cold;
if Cc<Ch
    Cmin=Cc; Cmax=Ch;
else
    Cmin=Ch; Cmax=Cc;
end
Cr=Cmin/Cmax;
epsilon=Ch*(Thotin-Thotout)/(Cmin*(Thotin-Tcoldin));
if Cr==1
    NTU=epsilon/(1-epsilon);
else
    NTU=log((epsilon-1)/(epsilon*Cr-1))/(Cr-1);

```

```

end

R1=Cr;

P1=(Thotin-Thotout)/(Thotin-Tcoldin);

F=1/(NTU*(1-R1))*log((1-P1*R1)/(1-P1));

h_cold=Q_cold/(A1*F*LMTD);

h_hot=Q_hot/(A1*F*LMTD);

Nu_hot_calc=h_hot*Dh/k_hot;

Nu_cold_calc=h_cold*Dh/k_cold;

U=1/(1/h_hot+1/h_cold+t/k);

disp('    Re      f_calc  f_corr  f_kumar  f_focke  Pr      Q      Nu_corr
Nu_calc' )

disp([Re_hot f_hot_calc f_hot f_hot_kumar f_hot_focke Pr_hot Q_hot Nu_hot Nu_hot_calc])

disp([Re_cold f_cold_calc f_cold f_cold_kumar f_cold_focke Pr_cold Q_cold Nu_cold
Nu_cold_calc])

err_f_hot=abs((f_hot-f_hot_calc)/f_hot)*100;

err_f_cold=abs((f_cold-f_cold_calc)/f_cold)*100;

err_Nu_hot=abs((Nu_hot-Nu_hot_calc)/Nu_hot)*100;

err_Nu_cold=abs((Nu_cold-Nu_cold_calc)/Nu_cold)*100;

disp('  error_f(%) error_ Nu(%)')

disp([err_f_hot err_Nu_hot])

disp([err_f_cold err_Nu_cold])

%e-NTU method for determining effectiveness of counter-flow PHEX

Ch=m_dot_hot*cp_hot;

Cc=m_dot_cold*cp_cold;

if Cc<Ch

    Cmin=Cc;  Cmax=Ch;

else

    Cmin=Ch;  Cmax=Cc;

end

Cr=Cmin/Cmax;

epsilon=Ch*(Thotin-Thotout)/(Cmin*(Thotin-Tcoldin));

if Cr==1

```



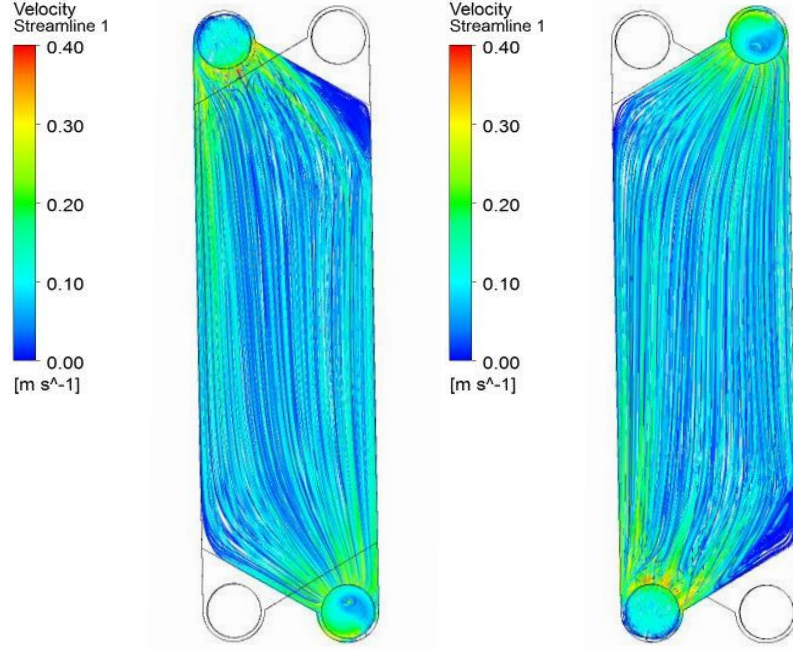
```

NTU=epsilon/(1-epsilon);
else
NTU=log((epsilon-1)/(epsilon*Cr-1))/(Cr-1);
en
disp('    Cr    Epsilon    NTU' )
disp([Cr epsilon NTU])
R1=Cr;
P1=(Thotin-Thotout)/(Thotin-Tcoldin);
F=1/(NTU*(1-R1))*log((1-P1*R1)/(1-P1));
disp('    U    Reh    Rec    Prh    Prc    müh    müc    müw
kh    kc')
disp([U Re_hot Re_cold Pr_hot Pr_cold mu_hot mu_cold mu_wall k_hot k_cold])
yyy=[U Re_hot Re_cold Pr_hot Pr_cold mu_hot mu_cold mu_wall k_hot k_cold];

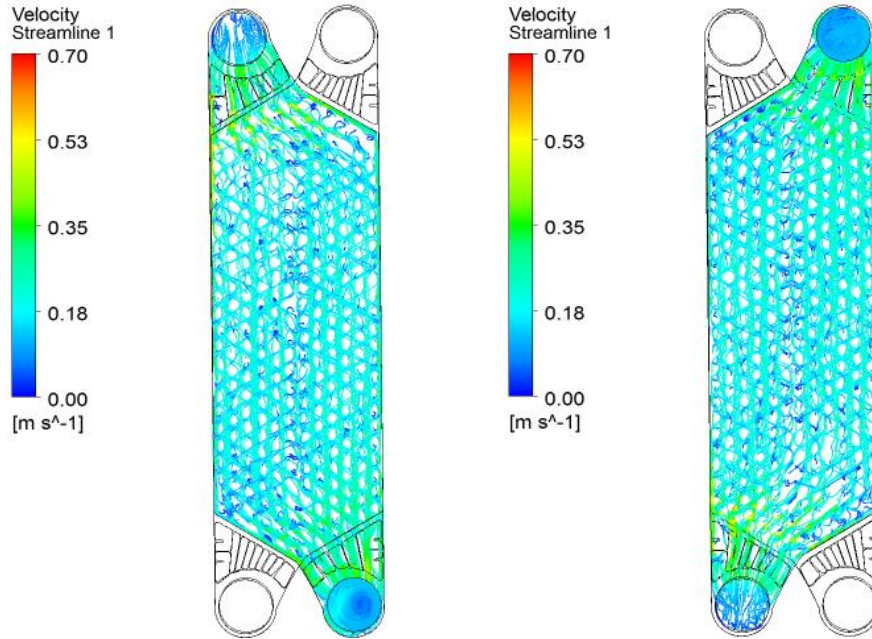
function [ro,mu,cp,k,Pr]=su_func(T)
z=(T-75.01)/43.734;
ro=-0.0007372*z^10+0.00090699*z^9+0.0022672*z^8+ ...
0.0020248*z^7-0.017614*z^6+0.037529*z^5-0.15635*z^4+ ...
0.51852*z^3-4.9714*z^2-26.108*z+974.81;
mu=2.6903*10^(-7)*z^10-6.4358*10^(-7)*z^9 + ...
-3.6488*10^(-7)*z^8+4.6227*10^(-7)*z^7+4.4261*10^(-6)*z^6 + ...
-9.8916*10^(-6)*z^5+1.7807*10^(-5)*z^4-4.4496*10^(-5)*z^3 + ...
0.00010563*z^2-0.0002162*z+0.00037766;
cp=0.030245*z^10-0.043553*z^9-0.10675*z^8 + ...
+0.014169*z^7+0.65741*z^6-1.0414*z^5 + ...
+0.97217*z^4+2.8177*z^3+15.773*z^2+29.045*z+4193.3;
k=-2.2669*10^(-6)*z^10+7.1155*10^(-6)*z^9+1.0058*10^(-6)*z^8+ ...
-4.1379*10^(-5)*z^7+0.00016368*z^6-0.00039601*z^5 + ...
-6.7876*10^(-7)*z^4+0.0030995*z^3-0.016647*z^2+0.030108*z+0.66676;
Pr=0.0027282*z^10-0.0062558*z^9-0.0048218*z^8+0.0063953*z^7+0.042122*z^6+ ...
-0.090944*z^5+0.15071*z^4-0.35652*z^3+0.78974*z^2-1.4512*z+2.3751;

```

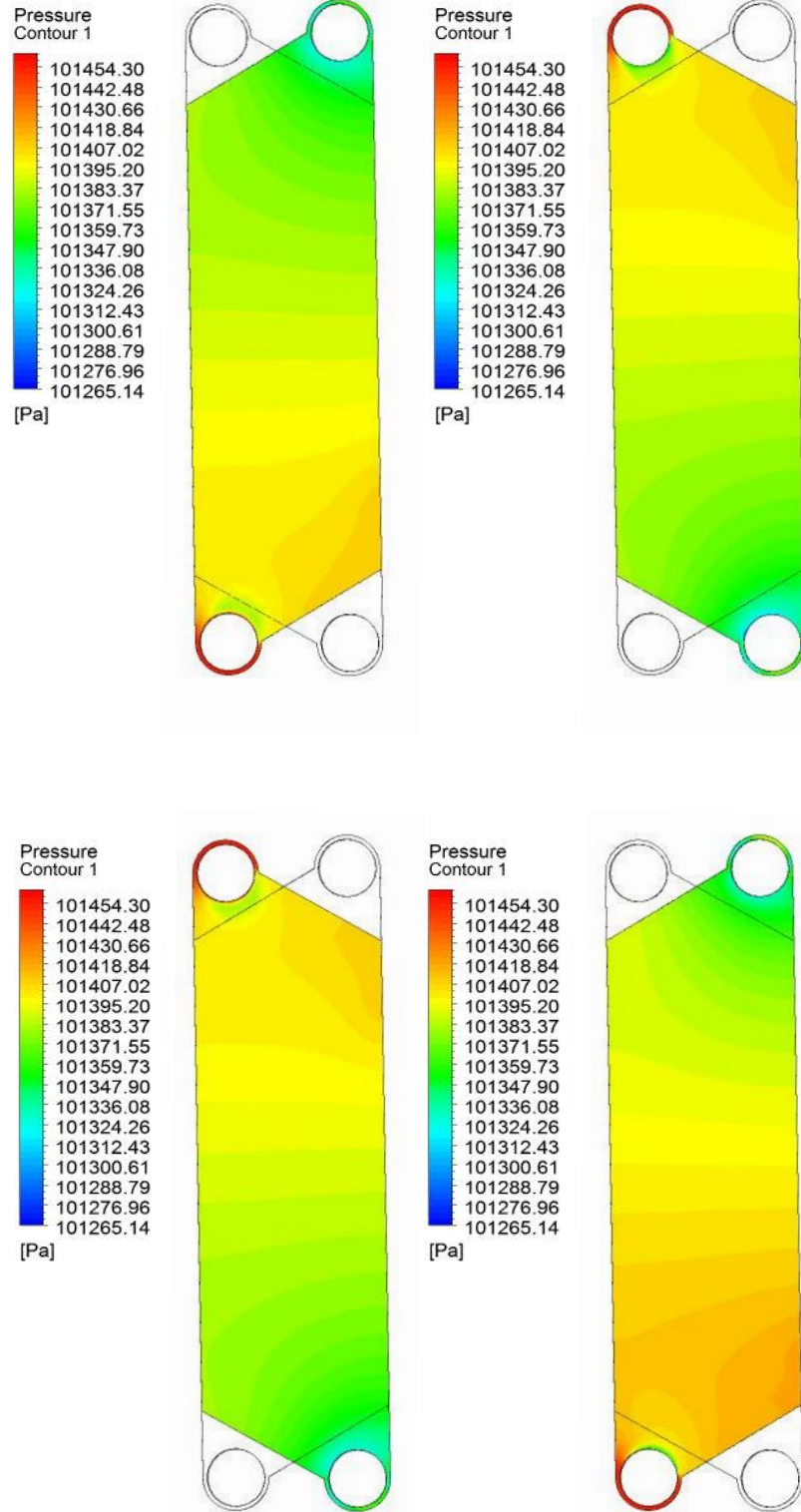
**EK – B Çalışma kapsamında düz plakaya sahip PID ve kıvrımlı plakaya sahip PID için elde edilen basınç ve akış hacimleri için hız dağılım grafikleri**



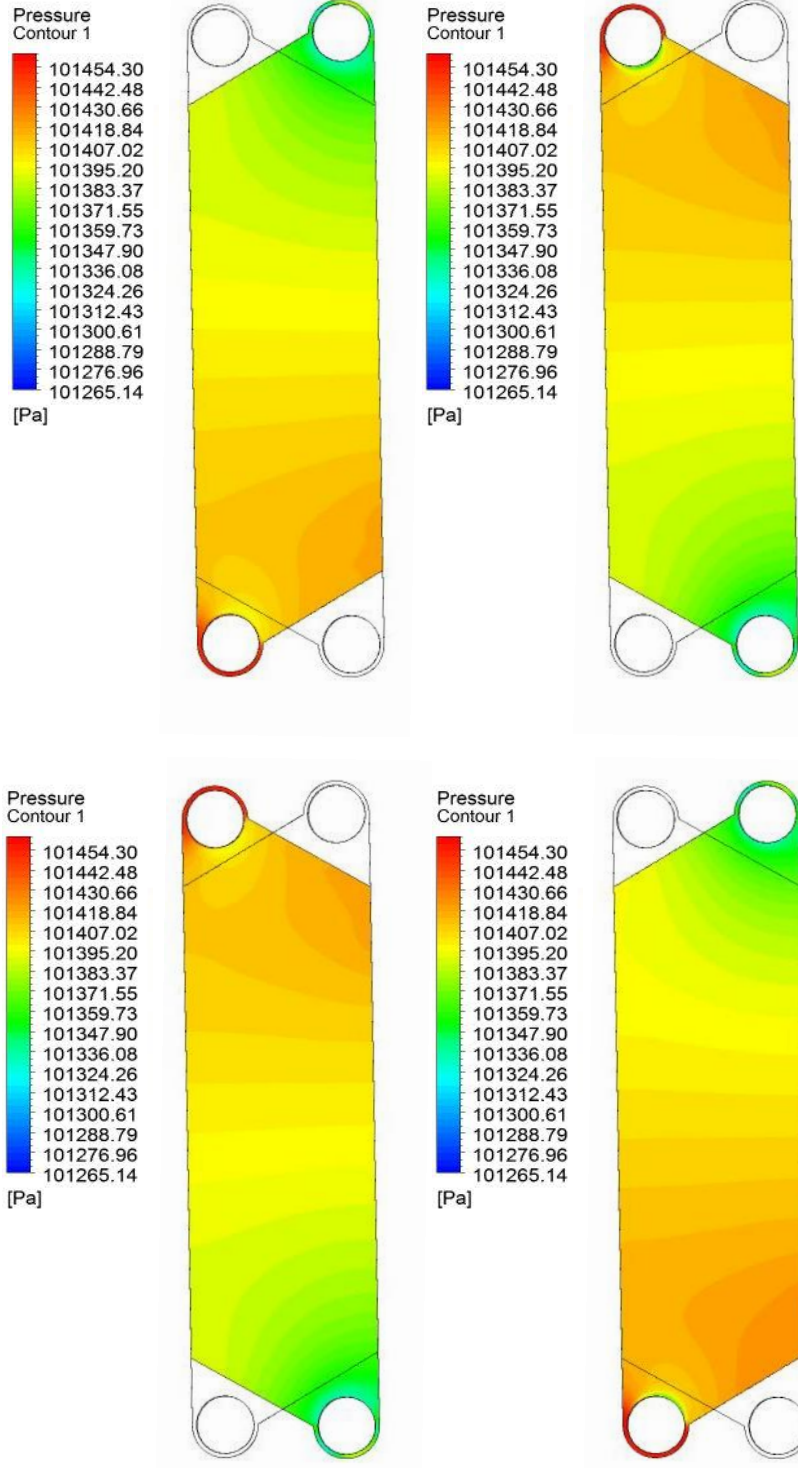
**Şekil B.1.** Çalışma kapsamında düz plakaya sahip PID için elde edilen akış hacimleri için hız dağılım grafikleri (a) Sıcak akış hacmi (b) Soğuk akış hacmi



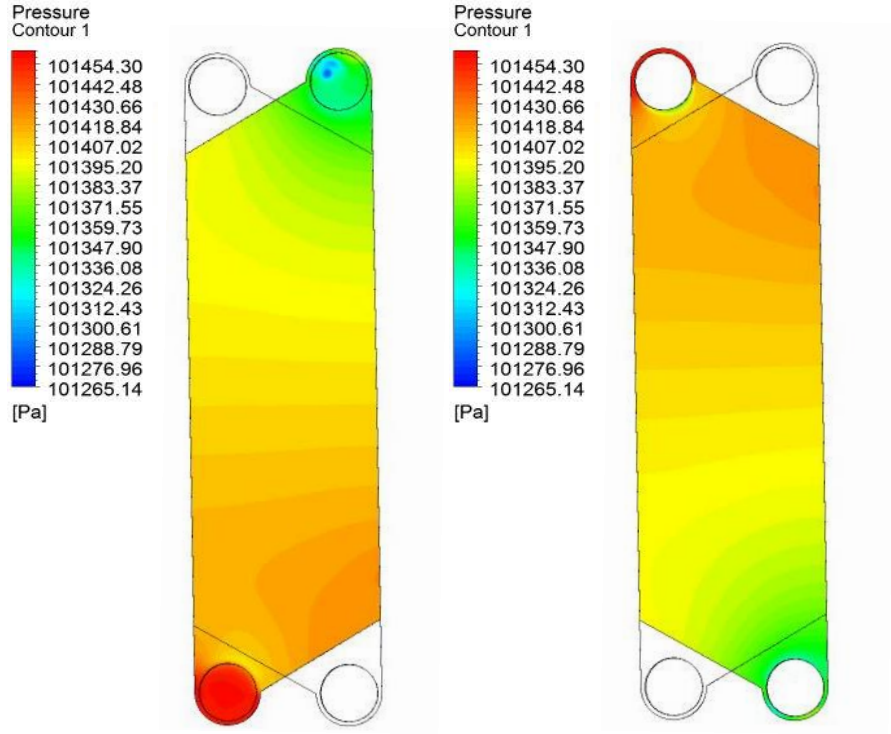
**Şekil B.2.** Çalışma kapsamında kıvrımlı plakaya sahip PID için elde edilen akış hacimleri için hız dağılım grafikleri (a) Sıcak akış hacmi (b) Soğuk akış hacmi



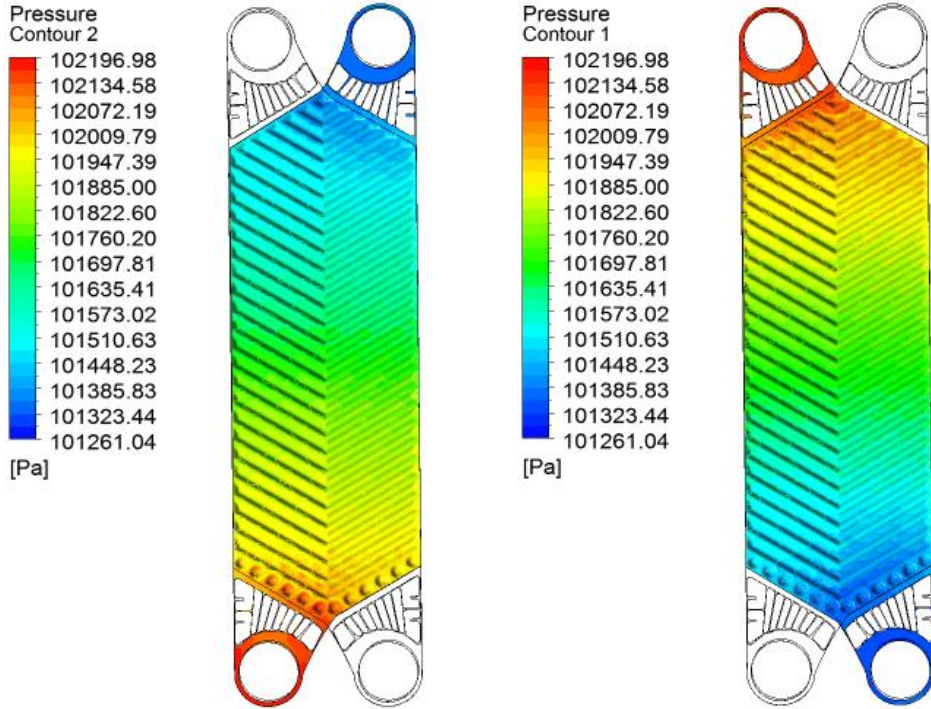
**Şekil B.3.** Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için A, B, C ve D plaka yüzeyleri için basınç dağılımı



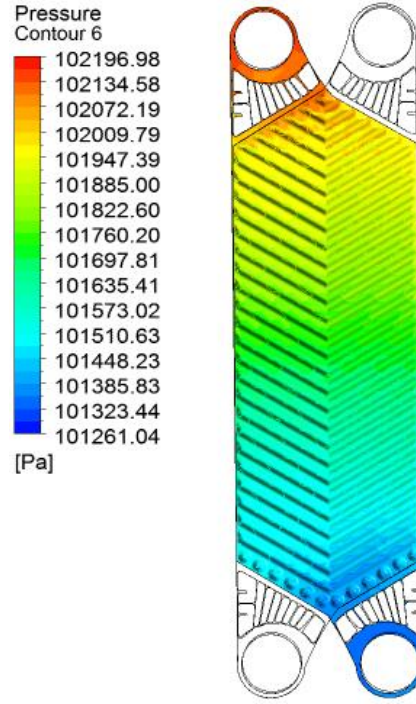
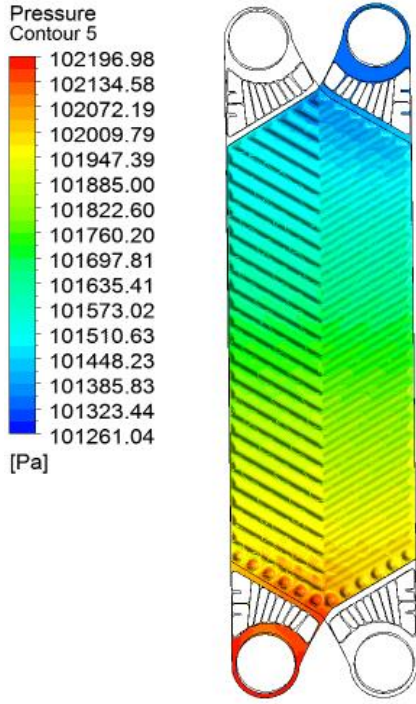
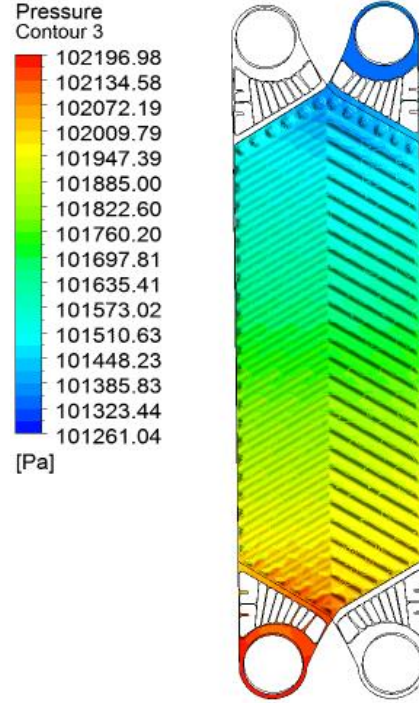
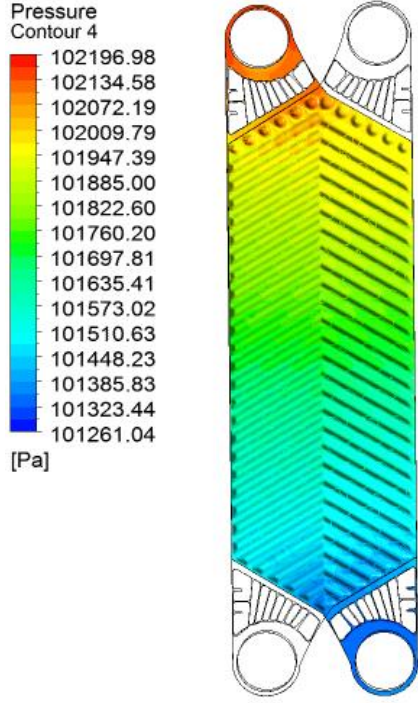
Şekil B.4. Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla E, F, G ve H plaka yüzeyleri için basınç dağılımı



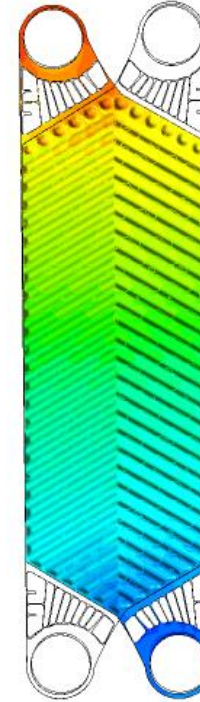
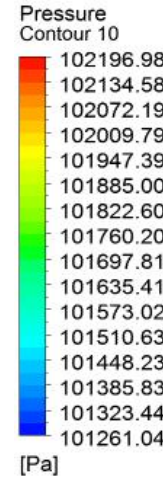
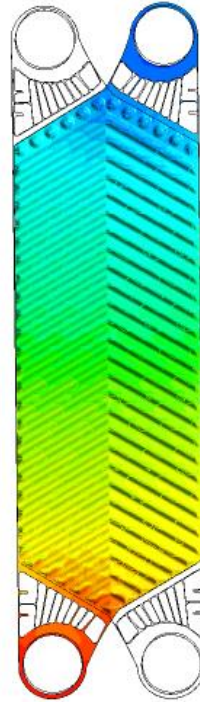
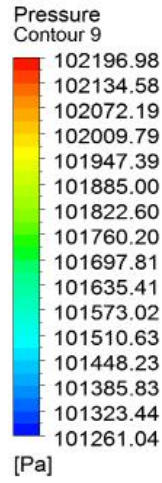
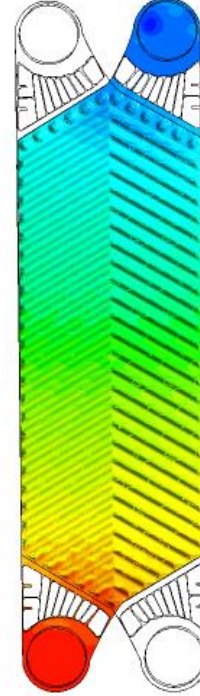
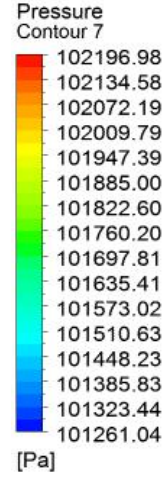
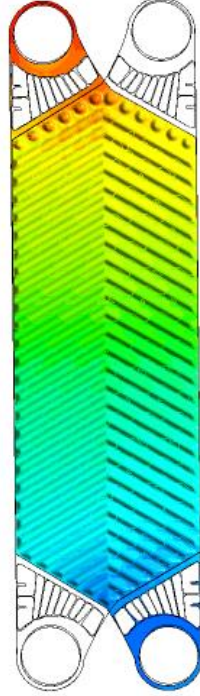
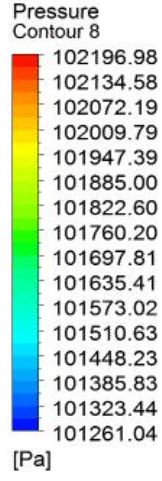
Şekil B.5. Çalışma kapsamında analizi yapılan düz plakalı PID için sırasıyla I ve J plaka yüzeyleri için basınç dağılımı



Şekil B.6. Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için A ve B plaka yüzeyleri için basınç dağılımı



Şekil B.7. Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için C, D, E ve F plaka yüzeyleri için basınç dağılımı



**Şekil B.8.** Çalışma kapsamında analizi yapılan kıvrımlı plakalı PID için G, H, I ve J plaka yüzeyleri için basınç dağılımı

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GENÇ, Yasin  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 29.12.1986, Ankara  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (554) 356 98 86  
e-mail : y.genc@etu.edu.tr

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	2014
Lisans	Makine Mühendisliği Bölümü Hacettepe Üniversitesi	2010
Lise	Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü Mustafa Kemal Lisesi	2004

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011–2013	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2010	Çekmece Nükleer Araştırma ve Eğitim Merkezi (ÇNAEM) – İstanbul	Stajyer Mühendis
2008	EÜAŞ Ambarlı Fuel Oil ve Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali-Avcılar-İstanbul	Stajyer Mühendis

### Yabancı Dil

İngilizce, Rusça (temel düzeyde)



### **Uluslararası Kongre Bildirileri:**

1. **Yasin Genç**, Selin Aradağ, Kutay Çelebioğlu, Özgür Ünver, Nuri Durlu, Yiğit Taşcıoğlu: “Center of Excellence for Design, Manufacturing and Performance Tests of Model Hydraulic Turbines” 10th GCSM 31Ekim - 2 Kasım 2012, İstanbul
2. 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, İstanbul.

### **Ulusal Kongre Bildirileri:**

1. Türk, C., Gülenoğlu, Ç., Özkaya, E., **Genç, Y.**, Aradağ, S., Kakaç, S., Özcan, A., “Deneysel Çalışmalar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı”, 11. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ VE TESKON+SODEX FUARI, Nisan 2013.