



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLEMESİ

MEHMET AKİF KARTAL

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Bölümü

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ahmet Talat İNAN

EŞ-DANIŞMAN

Doç. Dr. Hasan KÖTEN

İSTANBUL, 2023



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE MODELLEMESİ

MEHMET AKİF KARTAL

723218019

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Mühendisliği Bölümü

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ahmet Talat İNAN

EŞ-DANIŞMAN

Doç. Dr. Hasan KÖTEN

İSTANBUL, 2023

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaşan, sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan kıymetli danışman hocam Doç. Dr. Ahmet Talat İNAN'a ve gelecekteki mesleki hayatımda bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli jüri üyesi hocalarım Prof. Dr. Mehmet Zafer GÜL'e, Prof. Dr. Mustafa Osman ISIKAN'a, Prof. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR'a, Doç. Dr. Mustafa YILMAZ'a, değerli arkadaşım Berkay ÇETİN'e ve çalışmam boyunca benden bir an olsun yardımlarını esirgemeyen her zaman yanımda varlıklarını hissettiren, eğitim ve öğretim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, bana her daim güvenen ve yanımda olan sevgili annem ve sevgili babam başta olmak üzere aileme, canım eşime sonsuz minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Mart 2023

Mehmet Akif KARTAL



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
YENİLİK BEYANI.....	xi
SEMBOLLER	xiii
KISALTMALAR	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
TABLO LİSTESİ	xxi
BÖLÜM I	1
GİRİŞ VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	1
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Isı Değiştiricileri Üzerine Yapılan Sayısal ve Deneysel Çalışmalar.....	2
II. BÖLÜM.....	15
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE SINIFLANDIRILMASI.....	15
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	15
2.1 Isı Değiştiricisinin Tarihsel Gelişimi.....	15
2.2 Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması	17
2.2.1. Isı değişim şekline göre sınıflama	18
2.2.1.1. Akışkanların direkt temaslı olduğu ısı değiştiricileri	19
2.2.1.2. Akışkanlar arasında direkt ilişkinin olmadığı ısı değiştiricileri	19
2.2.2. Kompaktlık durumuna göre sınıflama (ısı geçişi yüzeyi/ ısı geçişi hacmi).....	21
2.2.3. Akışkan sayısına göre sınıflandırma	22
2.2.4. Isı geçişi mekanizma tipine göre sınıflandırılma.....	22
2.2.4.1. İki tarafta tek fazlı akış	22
2.2.4.2. Tek fazlı ve çift fazlı akışın kombinesi	23
2.2.4.3. Çift fazlı akışın iki tarafta olması durumu	23
2.2.4.4. Isı geçişinin taşınım ve ışınlı olması durumu	23
2.2.5. Konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflama.....	23
2.2.5.1. Borulu ısı değiştiricileri	24
2.2.5.2. Levhalı ısı değiştiricileri	30
2.2.5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri	34
2.2.5.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri.....	34
2.2.7. Serpantin tipi ısı değiştiricileri	35
III. BÖLÜM.....	36

3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	36
3.1. Isı Geçiş Problemlerinin Çözümlemesi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	36
3.2. Ansys Programı	36
3.2.1. Problemin tanımlanması.....	37
3.2.2. Yüklerin tayini, sınır şartlarının tanımlanması ve çözümleme	37
3.2.3. Sonuçların değerlendirilmesi.....	37
IV. BÖLÜM	40
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	40
4.1. Modelleme Çalışmaları-1	40
4.1.1. Fiziksel model	40
4.1.2. Uygulanan denklemler	43
4.1.3. Analizlerdeki sınır şartlarının belirlenmesi	44
4.1.4. Ağdan bağımsızlık analizi	44
4.1.5. Verilerin hazırlanması	45
4.1.6. Modelleme çalışmaları-1- Bulgular	46
4.1.7. Modelleme çalışmaları-1'in sonuçları.....	51
4.2. Modelleme Çalışmaları-2.....	52
4.2.1. Fiziksel model	52
4.2.2. Uygulanan denklemler	53
4.2.3. Analizlerdeki sınır şartlarının belirlenmesi	53
4.2.4. Ağdan bağımsızlık analizi	54
4.2.5. Verilerin hazırlanması	55
4.2.6. Modelleme çalışmaları-2'nin sonuçları.....	55
4.3 Ekserji Analizi	64
4.3.1 Uygulanan denklemler	65
4.3.2 Analiz sonuçları	67
4.4. Modelleme Çalışmaları-3.....	72
4.4.1. Fiziksel model	73
4.4.2. EES'de yapılan çözümlemeler neticesinde programda kullanılan formüller:	74
4.4.3. Ntu Modeli Kullanılarak doğrulamanın yapılması ve elde edilen sonuçlar:	85
4.4.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde Uygulanan Denklemler	86
4.4.4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile sınır şartlarının belirlenmesi	87
4.4.4.2. Ağdan bağımsızlık testi	92
4.4.5. Modelleme çalışmaları-3'ün sonuçları	93
4.4.5.1. Hücre Reynolds Sayısı	95
4.4.5.2. Türbülans Reynolds Sayısı	95
4.4.5.3. Reynolds Numarası.....	96
V. BÖLÜM.....	119

5. SONUÇLAR.....	119
KAYNAKLAR.....	124
EK 1.....	137
EK-2	139
EK-3	141
ÖZGEÇMİŞ.....	145



ÖZET

BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLEMESİ

Farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında meydana gelen ısı değişimleri mühendislik uygulamalarında sıklıkla karşılaşılan bir durumdur. Bu türden değişimlerin en çok yaşandığı cihazlardan birisi de bu çalışmanın esasını teşkil eden ısı değiştiricileridir. Isı Değiştiricilerin değişik tipleri ile birlikte pratikte termik santraller, boya ve kimya sanayisi, ısıtma-soğutma-iklimlendirme sistemleri ve elektrik üretim santralleri gibi pekçok kullanım alanları bulunmaktadır.

Bu çalışmada, metodoloji olarak; gövde borulu bir ısı eşanjörünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği vasıtasıyla üç boyutlu akış analizleri Vaka 3 Modeline göre yapılarak farklı tiplerde tasarlanmış şaşırtma levhalarının kullanılmasıyla birlikte basınç düşüşü, sıcaklık ve basınç dağılımlarına ait görüntüler elde edilmiştir. Çalışmanın amacı, saptırıcı plakaları farklı tiplerde tasarlanmış olan gövde borulu ısı değiştiricisinde, iki farklı tipte saptırıcı plakanın gövde tarafında meydana getireceği basınç düşüşü ve ısı transferinde meydana getireceği etkileri incelenmiştir. Geleneksel tek parçalı ve delikli tip saptırıcı plakaya sahip gövde borulu ısı eşanjöründe 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olan dört farklı debinin gövde tarafında meydana gelen basınç düşüşüne ve ısı transferinde meydana getireceği etkileri gözlemlenmiştir. Neticede, gövde tarafındaki akışkanın kütsel debisinin yükselmesiyle basınç düşüşü ve ısı taşınım katsayısının arttığı tespit edilmiştir. Delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörle yapılan analiz sonuçlarına nazaran hem basınç düşüşünün hem de ısı taşınım katsayısının daha düşük olduğu gözlemlenmesinin yanında, geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörde; basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının değişimini gözlemlemek için yapılan analiz sonuçlarına nazaran bazı noktalarda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yapılan bir diğer analizde, geleneksel tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün, test edilen kütsel debinin 1.2 kg/s olması halinde diğer debilere nazaran en yüksek oransal değer in basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı olarak tespiti gerçekleşmiştir.

Ayrıca tasarlanan konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhaları arasındaki boşlukların değişimi ile meydana gelebilecek basınç düşüşleri, ısı transferi oranı ve akışkan

davranışındaki farklılaşmalar gözlemlenmiştir. Analiz sonuçlarından anlaşılabacağı üzere dört farklı debi değerindeki değişimlerin artış göstererek devam etmesi sonucunda tüm hallerde ısı taşınım katsayısının da buna bağlı olarak değişim göstererek artış sağladığı belirlenmiştir. Bir diğer gözlemlenen neticede ise, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısının, 1.2, 1.5, ve 1.8 kg/s debilerinde tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısına oranla daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Konvansiyonel tek parçalı saptırıcı plakayla donatılmış olan gövde borulu tip ısı eşanjöründe kütleli debinin 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s ve saptırıcı plaka aralığının 75 mm olduğu durumlardaki meydana gelen basınç düşümünün saptırıcı plaka aralığının 50 mm olduğu ve kütleli debilerin 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olduğu durumlardan daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bir diğer analiz sonucuna göre, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranına nispeten daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ile ilgili yapılan bir diğer analizde, kütleli debinin 1.2 kg/s olması durumunda, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının diğer debilerdeki durumlara kıyasla en yüksek değerde izlendiği gözlemlenmiştir.

Çalışmanın devamında ise, gövde borulu ısı değiştiricilerinden U boru tipindeki ısı değiştiricisi için iki farklı akışkan (su ve buharlı)'ın kullanıldığı ısı değiştiricisinde HAD ile modellemesi yapılmış ve akışkan davranışındaki sıcaklık, basınç, hız ve kapasite değerlerinin değişimleri tespit edilerek değerlendirilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Isı Değiştirici, Modelleme, Saptırıcı Plaka, Gövde Borulu Eşanjör, HAD

ABSTRACT

MODELING OF A HEAT EXCHANGER WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Heat exchanges occurring between fluids at multiple and different temperatures are one of the most frequently encountered events in engineering applications. Devices that experience such changes are called heat exchangers. In practice, they can be used in thermal power plants, paint and chemical industry, heating-cooling-air conditioning systems, power generation plants and can be produced in different types and features according to their usage areas.

In this study, as a methodology; images of pressure drop, temperature and pressure distributions were obtained by using different types of baffle plates by performing three dimensional flow analysis by means of Computational Fluid Dynamics according to the Case 3 Model of a shell and tube heat exchanger. The aim of the study is to test the effects of two different types of baffle plates on the pressure drop on the body side and heat transfer in the shell and tube heat exchanger, the baffle plates of which are designed in different types. The effects of four different flow rates, 1.2, 1.5, 1.8 and 2.1 kg/h, on the pressure drop on the body side and heat transfer, were observed in the traditional one-piece shell and tube heat exchanger and a perforated type shell and tube heat exchanger. As a result, it has been determined that the pressure drop and the heat transfer coefficient increase with the increase in the mass flow rate of the fluid on the body side. It has been observed that both the pressure drop and the heat transfer coefficient of the heat exchanger equipped with a perforated type baffle plate are lower than the analysis results made with the heat exchanger designed with a conventional one-piece baffle plate. According to the results of the analysis, the heat transfer rate per pressure drop was found to be higher at some points in the heat exchanger equipped with a perforated type diverter plate. In another analysis, in case the tested mass flow rate of the heat exchanger equipped with a conventional type baffle plate is 1.2 kg/s, the highest proportional value was determined as the heat transfer rate per pressure drop compared to other flow rates.

In addition, the pressure drops, heat transfer rate and variations in fluid behavior that may occur with the change of spaces between the designed conventional one-piece baffle

plates were observed. As can be seen from the results of the analysis, it was determined that the changes in the four different flow rates continued to increase, and the heat transfer coefficient increased accordingly in all cases. Another observed result is that the heat transfer coefficient of the one-piece baffle plate in the shell-tube heat exchanger designed at 75 mm spacing is higher than the heat convection coefficient of the one-piece baffle plate in the shell-tube heat exchanger designed at 50 mm spacing at flow rates of 1.2, 1.5, and 1.8 kg/s. has been observed. It has been observed that the pressure drop in case of mass flow rate of 1.2, 1.5, 1.8 and 2.1 kg/h and baffle plate spacing of 75 mm in shell and tube type heat exchanger equipped with conventional one-piece baffle plate higher than in case of the baffle plate spacing is 50 mm and the mass flow rate of 1.2, 1.5, 1.8 and 2.1 kg/h. According to another analysis result, it was observed that the heat transfer rate per pressure drop of the one-piece baffle plate in the shell and tube heat exchanger designed at 50 mm spacing was relatively higher than the heat transfer rate per pressure drop of the one-piece baffle plate in the shell and tube heat exchanger designed at 75 mm spacing. In another analysis of the heat transfer rate per pressure drop, in case the mass flow rate is 1.2 kg/s, the heat transfer rate per pressure drop in the shell-tube heat exchanger designed at 75 mm spacing of the one-piece baffle plate is observed at the highest value compared to the cases at other flow rates, has been observed.

In the continuation of the study, for the U-tube type heat exchanger, which is one of the shell and tube heat exchangers, two different fluids (water and steam) are used in the heat exchanger, which is modeled with HAD and the changes in the temperature, pressure, velocity and capacity values in the fluid behavior are determined and evaluated.

KeyWords: Heat Exchanger, Modeling, Baffle Plate, Shell and Tube Heat Exchanger, HAD

YENİLİK BEYANI

Farklı sıcaklık değerlerine sahip birden fazla akışkan arasında ısı geçişinin gerçekleştirilmesi için ısı değiştiricileri veya ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinin tasarımında ısı geçiş mekanizmaları, debileri, basınç düşümleri, sıcaklıklar, performans yapıları, akışkan faz ve tipleri gibi çok sayıda değişken verimliliğe etki etmektedir.

Doktora tez çalışmasında, Vaka-3 modellemesi ile gövde borulu bir ısı eşanjörünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği vasıtasıyla üç boyutlu olarak akış analizi yapılarak farklı tiplerde tasarlanmış şaşırtma levhalarının kullanılmasıyla birlikte basınç düşüşü, sıcaklık ve basınç dağılımlarına ait görüntüler elde edilmiştir. Şaşırtma plakaları farklı tiplerde tasarlanmış olan gövde borulu ısı değiştiricisinde, iki farklı tipte saptırıcı plakanın gövde tarafında meydana getireceği basınç düşüşü ve ısı transferinde meydana getireceği etkileri test edilmiştir. Geleneksel tek parçalı ve delikli tip saptırıcı plakaya sahip gövde borulu ısı eşanjöründe 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olan dört farklı debinin gövde tarafında meydana gelen basınç düşüşüne ve ısı transferinde meydana getireceği etkileri gözlemlenmiştir. Ayrıca tasarlanan konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhaları arasındaki boşlukların değişimi ile meydana gelebilecek basınç düşüşleri, ısı transferi oranı ve akışkan davranışındaki farklılaşmalar gözlemlenmiştir. Konvansiyonel tek parçalı saptırıcı plakayla donatılmış olan gövde borulu tip ısı eşanjöründe kütleli debinin 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s ve saptırıcı plaka aralığının 75 mm olduğu durumlardaki meydana gelen basınç düşümünün ve saptırıcı plaka aralığının 50 mm olduğu ve kütleli debilerin 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olduğu durumlarla karşılaştırılması verilerek çıkan diğer neticeler de, grafikler ve şekiller aracılığıyla görselleştirilerek yorumlanmıştır.

Çalışmanın devamında ise, gövde borulu ısı değiştiricilerinden U boru tipindeki ısı değiştiricisi için iki farklı akışkan (su ve buharlı)'ın kullanıldığı ısı değiştiricisinde HAD ile modellemesi yapılmış ve akışkan davranışındaki sıcaklık, basınç, hız ve kapasite değerlerinin değişimleri tespit edilerek ulusal ve uluslararası katma değere katkı sağlaması ve literatüre yeni bir bakış açısı kazandırması hedeflenmiştir.

Mart 2023

Mehmet Akif KARTAL



SEMBOLLER

A : Isı transfer yüzey alanı [m^2]

D : Boru çapı [m]

h : Isı taşınım katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

k : Isı iletim katsayısı [W/mK]

L : Isı değiştirici boyu [m]

m : Kütleli debi [kg/s]

N : Boru sayısı

Re : Reynolds Sayısı

T : Sıcaklık [K]

V : Hacimsel debi [m^3/s]

μ : Dinamik viskozite [N/ms]

ρ : Yoğunluk [kg/m^3]

ΔP : Gövde Tarafı Basınç Kaybı [kPa]

ΔT : Sıcaklık Farkı [$^{\circ}\text{C}$, K]

ΔT_{lm} : Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı [$^{\circ}\text{C}$, K]

KISALTMALAR

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PIV	: Parçacık Görüntüleme ve Hız Ölçüm Sistemi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, (Computational Fluid Dynamics)
ANN	: Artificial Neural Network (Yapay Sinir Ağı)
Cu	: Bakır
Al	: Alüminyum
MATLAB	: Çok Paradigmalı Sayısal Hesaplama Yazılımı
NSGA-II	: Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması
CAD	: Bilgisayar destekli tasarım, (Computer Aided Design)
NTU	: Transfer Birim Sayısı, (Number of Transfer Units)
HES	: Isı Değiştirici Simülatör Yazılımı
TEMA	: Tubular Exchanger Manufacturers Association
SI	: Uluslararası Birimler Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Çift-borulu ısı değiştirici	15
Şekil 2. 1931-2007 arası plakalı ısı değiştiricilerinin kıyaslanması [79]	16
Şekil 3. Kompakt Isı Değiştiricileri: (a) Levhalı-Kanatlı, (b) Yassı Borulu-Kanatlı, (c) Borulu-Kanatlı Isı Değiştiricileri [85]	18
Şekil 4. Soğutma kuleleri [86]	19
Şekil 5. Akışkan yataklı ısı değiştirici [87]	20
Şekil 6. Kompakt ısı değiştirici gövdeleri [89]	22
Şekil 7. Çift Borulu Isı Değiştiricisi [95]	24
Şekil 8. Gövde borulu ısı değiştiricisi [97]	25
Şekil 9. Gövde Borulu Isı Değiştiricisi [100]	27
Şekil 10. Contalı levhalı ısı değiştirici [103]	31
Şekil 11. Spiral levhalı ısı değiştirici [106]	32
Şekil 12. Lamelli Isı Değiştiricisi [108]	33
Şekil 13. İnce Film Isı Değiştirici-Evaporatör Uygulaması [109]	33
Şekil 14. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisinin Sembolik Gösterimi [111]	34
Şekil 15. Döner Jeneratör Tipleri: (a) Disk Tipi (b) Silindir Tipi [114]	35
Şekil 16. Serpantin Tipi Isı Değiştiriciler [116]	35
Şekil 17. Gövde borulu ısı değiştirici a) Geleneksel tek parçalı saptırıcı plakalı, b) Delikli tip saptırıcı plakalı	41
Şekil 18. Geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakası	41
Şekil 19. Delikli tip saptırıcı plakası	42
Şekil 20. Ağdan bağımsızlık analizi sonuçları	45
Şekil 21. Delikli tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki sıcaklık dağılımı	47
Şekil 22. Geleneksel tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki sıcaklık dağılımı	47
Şekil 23. Geleneksel tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki basınç dağılımı	48
Şekil 24. Delikli tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki basınç dağılımı	48
Şekil 25. Isı taşınım katsayısının kütleli debi ile değişim sonuçları	49
Şekil 26. Basınç düşüşünün kütleli debi ile değişim sonuçları	49
Şekil 27. Kütleli debiyle değişkenlik gösteren basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının sonuçları	50
Şekil 28. Çalışma Akışkanının Giriş ve Çıkışta İzlediği Yol	52
Şekil 29. Konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhalı gövde borulu ısı değiştirici	52
Şekil 30. Geleneksel tek parçalı tip şaşırtma levhaları	53
Şekil 31. Ağdan bağımsızlık testi	55
Şekil 32. Mesh görünümü - Gövde	76
Şekil 33. Mesh görünümü-Gövde Kesit (%50)	55
Şekil 34. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	56
Şekil 35. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	57

Şekil 36. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	57
Şekil 37. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	57
Şekil 38. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	58
Şekil 39. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	58
Şekil 40. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	58
Şekil 41. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	59
Şekil 42. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	59
Şekil 43. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	59
Şekil 44. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	60
Şekil 45. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	60
Şekil 46. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	60
Şekil 47. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	61
Şekil 48. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:	61
Şekil 49. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı: ..	61
Şekil 50. Isı taşınım katsayısı ve kütleli debi arasındaki ilişki.....	62
Şekil 51. Basınç düşüşü ve kütleli debi arasındaki ilişki	62
Şekil 52. Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ve kütleli debi arasındaki ilişki	63
Şekil 53. Fonksiyonel Verim - Geleneksel tip eşanjör $To=0,01 \text{ m}=2,1$	67
Şekil 54. Universal Verim - Geleneksel tip eşanjör $To=0,01 \text{ m}=2,1$	67
Şekil 55. Fonksiyonel ve Universal Verimin Karşılaştırılması, Geleneksel Tip.....	68
Şekil 56. Fonksiyonel Verim - Delikli tip eşanjör $To=0,01 \text{ m}=2,1$	68
Şekil 57. Universal Verim - Delikli tip eşanjör $To=0,01 \text{ m}=2,1$	68
Şekil 58. Fonksiyonel ve Universal Verimin Karşılaştırılması, Delikli Tip	69
Şekil 59. Fonksiyonel Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=50mm.....	69
Şekil 60. Universal Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=50mm.....	69
Şekil 61. ϕ_{univ} & ϕ_{func} - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=50mm.....	70
Şekil 62. Fonksiyonel Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=75mm.....	70
Şekil 63. Universal Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=75mm.....	70
Şekil 64. ϕ_{univ} & ϕ_{func} - Geleneksel Tip Eşanjör, Baffle Distance=75mm.....	71
Şekil 65. Firma eşanjörü ve çalışma akışkanının giriş ve çıkışta izlediği yol	72
Şekil 66. U borulu ısı eşanjörünün fiziksel modeli	73
Şekil 67. Şaşırtma levhaları boyutlandırılması.....	74
Şekil 68. Program ekran çıktısı elde edilen veriler.....	75
Şekil 69. Sıcaklık değişim sonuçları.....	77
Şekil 70. Hız değişim sonuçları.....	77
Şekil 71. Sıcaklığın bölgeler ile değişimi, farklı perspektif	78
Şekil 72. Sıcaklığın durumlarla değişim sonuçları	79
Şekil 73. Hız büyüklüğünün durumlarla değişim sonuçları	79
Şekil 74. Sıcaklık-Durum ilişkisi farklı perspektif.....	80
Şekil 75. Kapasite-sıcaklık-durum 3D ilişkisi.....	80
Şekil 76. Sıcaklığın durumlar ile değişimi	82
Şekil 77. Birinci durumdan son duruma sıcaklık değişim sonuçları	82
Şekil 78. 10 farklı durumun sıcaklıkla değişim sonuçları	83
Şekil 79. Ntu yöntemi ekran görüntüsü çıktısı	86

Şekil 80. U borulu eşanjör tam boy mesh görüntüsü ve detayı	88
Şekil 81. Üç açıdan kesit görüntüleri.....	88
Şekil 82. Boru mesh kesit görüntüleri	89
Şekil 83. U borulu eşanjör tam boy mesh görüntüsü.....	89
Şekil 84. Boru-gövde mesh detayı.....	89
Şekil 85. Boru mesh görüntüleri.....	90
Şekil 86. Çarpıklık (Skewness) kalite ağ metrikleri spektrumları.....	90
Şekil 87. Ortogonal kalite ağ metrikleri spektrumları [139]	90
Şekil 88. Çarpıklık (Skewness) kalite sonuçları.....	90
Şekil 89. Eleman kalite sonuçları	91
Şekil 90. Ortogonal kalite sonuçları	91
Şekil 91. Aspect ratio (En-Boy oranı) sonuçları.....	91
Şekil 92. Aspect ratio bulunuşu [140]	92
Şekil 93. Ağdan bağımsızlık testi	93
Şekil 94. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	95
Şekil 95. EES’de hesaplanan Reynolds sayıları ekran görüntüsü	97
Şekil 96. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	98
Şekil 97. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	100
Şekil 98. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	101
Şekil 99. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	102
Şekil 100. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	103
Şekil 101. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	105
Şekil 102. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	105
Şekil 103. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	107
Şekil 104. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	108
Şekil 105. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler.....	109
Şekil 106. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler	110



TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Gövde borulu ısı değıştiricinin detaylı geometrik boyutlandırılması	42
Tablo 2. Çalışma akışkanının termofiziksel özellikleri	43
Tablo 3. Tasarımın geometrik boyutlandırılması	53
Tablo 4. Su ve buharın kullanıldığı U borulu eşanjörün termofiziksel çıktıları.....	75
Tablo 5. Sabit kapasite değeriinde sıcaklık değışim sonuçları	76
Tablo 6. Değişken kapasite değeriindeki sıcaklık girdi değışimleri.....	78
Tablo 7. Sabit soğuk su sıcaklık girdisindeki kapasite-sıcaklık değışim sonuçları.....	81
Tablo 8. Buharlı ve sulu eşanjör tipinin kapasite-sıcaklık değışimleri.....	83
Tablo 9. Buharlı ve sulu eşanjör tipinin sabit sıcaklık değeriindeki kapasite değışimi	84
Tablo 10. Ntu Metodu ile çözümleme	86
Tablo 11. $k - \epsilon$ türbülans modeli ampirik sabitler	87
Tablo 12. Vaka 1 Modeli için sınır şartları (HAD)	93
Tablo 13. Vaka 1 Modeli analiz sonuçları (HAD)	94
Tablo 14. Her bir node için Reynolds sayılarının karşılaştırılması	97
Tablo 15. Vaka 2 Modeli Modeli için sınır şartları (HAD).....	98
Tablo 16. Vaka 2 Modeli Modeli analiz sonuçları (HAD).....	99
Tablo 17. Vaka 3 Modeli için sınır şartları (HAD)	101
Tablo 18. Vaka 3 Modeli analiz sonuçları (HAD)	101
Tablo 19. Vaka 4 Modeli Modeli için sınır şartları (HAD).....	103
Tablo 20. Vaka 4 Modeli Modeli analiz sonuçları (HAD).....	104
Tablo 21. Vaka 5 Modeli Modeli için sınır şartları (HAD).....	105
Tablo 22. Vaka 5 Modeli Modeli analiz sonuçları (HAD).....	106
Tablo 23. Vaka 6 ModeliModeli için sınır şartları (HAD).....	108
Tablo 24. Vaka 6 ModeliModeli analiz sonuçları (HAD).....	108
Tablo 25. Modelleri etkileyen faktörler ve analizlerin karşılaştırılması	110
Tablo 26. Modelleri etkileyen faktörler ve analizlerin karşılaştırılması	111
Tablo 27. Farklı modellerden alınan çıkış tarafındaki sıcaklık değışimleri	112
Tablo 28. Farklı modellerden alınan çıkış tarafındaki sıcaklık ve mesh nodes değışimleri	113
Tablo 29. Tüm modellerin parametrik optimizasyon değışkenlerinin karşılaştırılması-1	114
Tablo 30. Tüm modellerin parametrik optimizasyon değışkenlerinin karşılaştırılması-2	115
Tablo 31. Tüm model ve analizlerin karşılaştırılması	116



BÖLÜM I

GİRİŞ ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1. GİRİŞ

Isı geçişi, önemli bir çalışma alanı oluştururken aynı zamanda bilim dünyasında ve mühendislik alanında da sayısız çalışmaya konu olmuş ve olmaya da devam edecektir. Isı geçişi, sıcaklık farkıyla meydana gelen ısı alışverişi olayıdır.

Bunlar;

- Katıdan sıvıya, sıvıdan gaza, katıdan gaza,
- Sıvıdan katıya, gazdan sıvıya, gazdan katıya,
- Katıdan katıya, sıvıdan sıvıya, gazdan gaza

şeklinde olmaktadır. Bu fazlar arasında birinden diğerine ısı geçişi yapmak için ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Isı değiştiricileri'nde akışkanların birbirine temas etmemesi gereken durumlarda ise akışkanlar katı bir duvarla ayrılırlar ve bu şekilde akışkanlar asla karışmazlar. Fazlar arasında ısı değiştirici kullanmadan da ısı geçişleri olmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda ısı geçişleri veya ısı aktarmaları yapılırken en iyi verimle olması gerekmektedir.

Isı değiştiricileri, faz değişimi olan gizli ısı değiştiricileri ve faz değişimi olmayan duyulur ısı değiştiricileri olarak ayırmak mümkündür. Gizli ısı değiştiricilerinde yoğunlaşma ve buharlaşma olabilmektedir. Isı değiştiricilerinden, kimya sanayi başta olmak üzere pekçok sektörde faydalanılmaktadır [1-3]. Isı değiştiricilerin yoğunlaştırma, buharlaştırma, damıtma, sterilize etme gibi kullanıldığı alana ve kullanıma amacına uygun bir şekilde tasarım yapıp optimizasyon işlemiyle daha verimli ve performansı yüksek bir araç haline gelmesi çok önem arz etmektedir.

Isı değiştiricilerin tasarımında ve iyileştirilmesinde birden fazla ölçüt göz önünde bulundurulmaktadır. Isı değiştiricilerin dizayn edilmesinde ve performansının optimum düzeyde kullanılmasında cihazın konstrüksiyonu, akışkanların akım durumları, ısı geçiş mekanizmaları etkili olmaktadır.

Farklı sıcaklık değerlerine sahip birden fazla akışkan arasında ısı transferinin

gerçekleştirilmesi için ısı değiştiricileri veya diğer adıyla ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinin tasarımında ısı geçiş mekanizmaları, debileri, basınç dūřümleri, sıcaklıklar, performans yapısalı, akışkan faz ve tipleri gibi çok sayıda değişken verimliliğe etki etmektedirler [4]. Isı değiştiricilerini kullanım yerlerine ve amaçlarına göre de farklı kategorilerde sınıflandırmak mümkün olabilmektedir [5]. Isı değiştiricilerin sahadaki aplikasyonlarından levhalı tipteki ısı eşanjörleri, kanatlı yüzeyli ısı eşanjörleri, rejeneratif ısı eşanjörleri ve borulu ısı eşanjörleri bunlardan bazılarıdır. Bunların arasından endüstride ve sahada en çok kullanılan ısı değiştiricilerinden gösterilebilecek olan ve uygulama alanları oldukça geniş olan gövde borulu tipteki ısı değiştiricileri sayılabilmektedir. Bu tipteki ısı değiştiricilerinde boruların içinden ve gövde tarafından farklı sıcaklıklarda akışkanlar geçerlerken ısı alışverişi gerçekteşerek sıcaklık değişimleri meydana gelir.

Isı değiştiricisi tasarımında basınç dūřümlerinin doğru bir şekilde objektif olarak belirlenmiş olması onların sahada en ekonomik bir şekilde ve performanslarının yüksek bir seviyede çalıştırılmasıyla doğru orantılı olarak değişmektedir. Basınç dūřümlerinin yazılımlar vasıtasıyla düşük maliyetlerde optimize edilmesi mümkün kılınmaktadır. Bu yönüyle yazılımların imalat sanayisinde ve endüstride çığır açmış olduğunu söylemek yerinde olacaktır. Çünkü denemelerin birden fazla yapılması ihtiyacı her zaman ve her üründe mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla bu noktada yazılımların devreye girerek zaman ve maliyet kaybını önlemiş oldukları söylenebilmektedir. Isı geçişi akışkanının su, antifriz ve motor yağı gibi ısı değiştiricilerde en yoğun şekilde kullanılan akışkanların olması ısı transfer verimlerini düşürmektedir [6]. Verimi yükseltmek için değişik türdeki akışkanların tercih edilmesi olumlu yönde katkı sağladığı yönünde çalışmalar yapılmıştır [7].

1.1 Isı Değiştiricileri Üzerine Yapılan Sayısal ve Deneysel Çalışmalar

Endüstride ve mühendislik uygulamalarında sıklıkla karşılaşılan proseslerden biri de birbirinden farklı sıcaklıklara sahip olan ve katı bir cidarla birbirlerinden ayrışan iki akışkan arasındaki ısı geçişi veya sıcaklık değişimleridir. Bu türden ısı geçişlerini sağlayan cihazlara ısı değiştiricisi denmektedir. Uygulamalarda pek çok kullanımı olan ısı değiştiricileri; ısıtma, soğutma, havalandırma, termik santraller vb. endüstriyel kullanım alanları bulunmaktadır [8].

Isı değiştiricilerinin farklı tiplerine göre oldukça yaygın kullanım alanları vardır. Isı değiştiricilerinin farklı tipte farklı kullanım alanlarıyla ilgili bilgiler II. Bölümde verilmiştir.

Bu ısı değiştirici tiplerinden biri de gövde borulu olanıdır. Gövde borulu ısı değiştirici optimizasyonu üzerine de pek çok çalışmalar yapılmıştır. Bu alışmalar gövde borulu, plakalı, pimli vs. ısı değiştirici tiplerine göre olanlardır. Isı değiştiricilerin performansları üzerine yapılan çalışmalar daha ziyade basınç kayıpları, giriş-çıkış sıcaklıkları, akışkan tipleri ve geometrik olarak yapılmışlardır. Bu alışmalar yapılırken pek çok sayısal ve deneysel yöntemlerden de yararlanılmıştır.

Isı değiştiricilerin performansları üzerine geometrik olarak optimizasyon ve analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bunlardan; Babu ve Munawar tarafından yapılan çalışmada, gövde borulu ısı eşanjörlerinin optimal tasarımı için optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirici tasarımıındaki ana amaç, ısı değiştiricinin toplam maliyetini yönettiğinden, belirli bir ısı transferi için gereken minimum ısı aktarım alanı önem taşıamaktadır. Boruların dış çapı, hatvesi ve uzunluğu, boru geçişleri, bölme aralığı, bölme kesimi vb. gibi çeşitli tasarım değişkenleriyle binlerce konfigürasyon mümkündür. Bu nedenle tasarım mühendisinin global minimum ısı aktarım alanını aramada etkin bir stratejiye ihtiyaı vardır. Çalışma sonucunda optimal tasarımlarda önemli iyileştirmeler sağlanmıştir [9]. Markosvska vd. tarafından gövde borulu ısı eşanjörünün ChemEng Software Optimizer programı kullanılarak sayısal çözümlemelerle en uygun tasarım ve optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Amaca uygun optimal değer ve uygun tasarım değişkenleri elde edilmiştir [10]. Azad ve arkadaşları tarafından, gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımları yapılırken termal olarak da değerlendirmeleri yapılmıştır. Isı eşanjörünün optimum çap ve uzunluk değerleri, işletme ve sermaye maliyetlerini de içine alan optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilerek, yüzde elliye yakın maliyetlerin azalması konusunda sonuçlar gözlemlenmiştir [11]. Cole tarafından, gövde borulu ısı eşanjörünün soğutma işlemi için kullanılması durumunda tasarımında meydana gelebilecek olan durumlar incelenmiştir. Soğutma uygulamaları için gövde borulu ısı eşanjörlerinin boyutlandırılması ve seçilmesinin temellerini kapsamaktadır. S ve T tipine odaklanılmaktadır [12]. Alyavuz tarafından yapılan çalışmada, Matlab vasıtasıyla yazılan kodlarla çalıştırılan program sonlu elemanlar metodunun entegre edilmesiyle H-tipi elemanların eklenmesi ve dairesel bir boşluk içeren levhaların gerilme analizlerinin

yapılmasını sağlayarak analizler gerçekleştirilmiştir. Burada gerilmelerin arttığı ve analiz süresinin sabit kaldığı gözlemlenmiştir [13]. Roetzel ve Balzereit tarafından, kabuk tarafındaki gerçek üç boyutlu akış alanının, sıklıkla varsayılan tek boyutlu eksenel akışından sapmasının etkisi, sıvı içinde üst üste bindirilmiş eksenel dağılım ile hesaba katılmıştır. Eksenel dağılım ölçüsünün incelendiği analizler gerçekleştirilmiştir. Gövde borulu ısı eşanjörlerinde eksenel dağılımların incelendiği ve çok boyutlu akışta birbirinden farklı eksenel dağılımlarda gerçekleşen akış olayları deneysel olarak incelemeye tabii tutulmuştur. Bunun sonucunda geometriye bağlı olarak değişimin yaşandığı ve kabuk tarafı eksenel akışı belirleyen unsurların, kabuktan bölmeye açıklık, bölme sayısı ve eksenel tapa akışı ile önemli ölçüde değişebildiği gözlemlenmiştir [14]. Lona tarafından yapılan çalışma, gövde borulu bir ısı değiştirici ve ısı değiştirici ağlarının tasarımı için geliştirilmiş öğretici bir yazılım sunmaktadır. Isı değiştirici simülatörü (HES) adı verilen yazılım, lisans derslerinde kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Bu yazılımın kullanılması, değerlendirmeler için gerekli süreyi azaltabileceğinden, sonuçların analizinde, parametrik duyarlılığın incelenmesinde, destek konularının araştırılmasında ve modern dünyadaki diğer önemli görevlerde kullanılabilecek oldukça fazla zaman kazandırabildiği gözlemlenmiştir [15]. Barman ve arkadaşları tarafından, gövde borulu olarak dizayn edilmiş finli ve yönlendirme plakası olmayan bir ısı eşanjöründe optimum dizayna yönelik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Analizde optimum düzeyde fin yüksekliğinin boru dış çapıyla doğru orantısal olarak değiştiği ve tasarım parametrelerinin sayısının tasarımda oldukça önemli bir yeri olduğu sonucu ortaya konmaktadır [16]. Kara ve Guraras tarafından, gövde borulu tipteki ısı değiştiricilerinin tasarlanmasında yazılmış program vasıtasıyla gövde ve boru tarafında tek fazlı akımın analizi gerçekleştirilmiştir. Modelleme problemlerinin çözümünde programların kullanılmasıyla çözüm süreleri minimize edilebilmiştir. Yazılan program vastasıyla gövde borulu tipteki ısı eşanjörünün ön tasarım analizi gerçekleştirilmiştir. Program yapısı itibarıyla farklı türden boru yapısına sahip ısı değiştiricilerinin ve geçiş sayısına göre yapılacak tasarımsal farklılıkları göz önüne alarak dizayn edebilmeyi sağlayabilmektedir. Ayrıca, deneysel olarak U-borulu gövde borulu tipte dizayn edilmiş bir ısı değiştiricisi için termal performans değerleri incelenerek analiz gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak yapılan analizde ısı performans incelemesi birbirinden farklı akış debilerinde ve yine farklı giriş sıcaklıklarında yeni deney düzeneği vasıtasıyla analizi

gerçekleştirilmiştir. Program sayesinde basınç düşüşleri hesaplanarak, optimum ısı transfer yüzey alanının genel boyutları belirlenebilmektedir [17]. Pettigrew ve ark. tarafından, gövde borulu ısı değiştiricilerindeki titreşim sorunu üzerine optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Bu konuda iki tane ayrı çalışma yaparak; akış titreşim sönümleme, akış elastisite kararsızlığı, titreşim reaksiyonu, yorulma dayanımı ve referans rehber hazırlanması gibi temel teşkil eden önemli konuları inceleyerek analiz yapmışlardır [18]. Jin ve ark. tarafından, gövde borulu ısı eşanjöründeki gerilimlerin hesaplanmasında birbirinden farklı iki sonlu eleman analiz modelleri karşılaştırılarak analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçların karşılaştırılmasıyla, mekanik ve termal yükler altında her iki model için deformasyonların ve gerilme yoğunluklarının dağılımlarının çok az farklı olduğu doğrulanmıştır. İki model için eksenel kuvvetler hemen hemen aynıdır ve eğilme momentleri tarafından oluşturulan eksenel kuvvetler çok küçüktür [19]. Soltan ve ark. tarafından, en uygun yönlendirme plakası boşluğunun tespit edilmesi maksadıyla geliştirilen bilgisayar programı ve sunulan bağıntılar ile gövde borulu kondanser tipi ısı değiştiricisi dizaynında optimal boşluğun tespitine imkân sağlayacak bilgisayar programını geliştirebilmişlerdir [20]. Eryener tarafından, termoeconomik analiz yönteminin kullanılmasıyla gövde borulu bir ısı eşanjöründe optimal yönlendirici plaka boşluğunun belirlenmesi maksadıyla analizler gerçekleştirilmiştir [21]. Selbaş ve ark. tarafından, gövde borulu bir ısı eşanjöründe optimal yönlendirici plaka kesmesi ve yönlendirici plaka boşluğunun tespit edilmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Gövde borulu bir ısı eşanjörünün optimal tasarımı bu çalışmanın temel amacını oluşturmaktadır. Isı eşanjörüne ait ısı verimliliğinin toplam maliyeti doğrudan etkilediği de gözlemlenmiştir [22]. Özçelik tarafından, borunun uzunluğu ve çapı, eksenler arası boşluk, yönlendirici plaka kesmesi, boru diziliş biçimini de içine alan parametrelerin entegre edilmesiyle gövde borulu bir ısı eşanjörünün tasarım ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir [23]. Cao ve ark. tarafından helisel yapıda dizayn edilmiş eşanjörde gerçekleştirilen nümerik ve deneysel çalışmada, enerji sarfiyatının azaltılması, enerji geri dönüşümü, transferi ve kullanımına kayda değer katkılarda bulunan ve yapısal basitliğe, yüksek güvenilirliğe ve üretim maliyetlerindeki düşüklük gibi etmenlerin etkileri gözlemlenmiştir [24]. You ve ark. tarafından yapılan nümerik ve deneysel çalışmada ısı transferi ve akış direncinin gövde tarafında oluşturduğu etkileri, geometrik olarak silindirik yapıdaki gövdeden, gövde içinden geçen farklı sayılarda ve çeşitte olabilecek paralel borulardan oluşan çiçek

tipi yönlendirme plakalarıyla dizayn edilmiş gövde borulu bir ısı eşanjöründe incelemişlerdir. Mevcut çalışma ile birlikte bir cihazın termal hidrolik tasarımı ve analizinde ekonomik ve etkili olduğu gözlemlenmiştir [25]. Ma ve ark. tarafından, nümerik olarak yapılan bir araştırmaya göre, üç ve dört yapraklı aynı zamanda delikli olarak tasarlanan saptırıcı plakalara sahip ısı değiştiricilerinde, yaprak sayısı az olan ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer katsayısının fazla yaprak sayısına sahip olan ısı değiştiricisine göre daha fazla olduğu saptanmıştır [26]. He ve ark. tarafından yapılan çalışmada, farklı tip şaşırtma levhaları (tek parçalı, helisel ve çiçek tip şaşırtma levhası) kullanılarak ısı değiştiricisinin performansının nümerik olarak incelenmesi sonucunda, çift boru geçişli gövde borulu ısı değiştiricisinde; yalnızca en düşük ısı transfer katsayısı değil ayrıca basınç düşüşünün yanında pompalama kısmında gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan çiçek tipi saptırıcı plakalarla birlikte pompalama başına düşen en yüksek ısı transfer oranı saptanabilmiştir [27]. Gökçe'nin çalışmasında, enerji verimliliğinin üst düzeyde olması gereken ısı uygulamaların yoğun bir şekilde gerçekleştiği seri üretim sektörel kesimler ve endüstrinin diğer alanlarındaki uygulamalarında maliyet, fiziki koşullar ve çevresel etmenler ve de enerji verimliliği öğeleri azami derecede önemini göstermekte ve bunun içindir ki eşanjör denilen yapısal elemanlar ısı uygulamalı sistemlerin var olmazsa olmazlarıdır. Uygulamada; konstrüksiyon geometrisine ve ısı transfer mekanizmalarına göre değişiklik gösteren ısı eşanjörüne ait kanatçıkların ısı transferi temelli endüstrilerde çokça fazla kendine yer tuttuğu ifade edilebilmektedir. Kanatlı borulardaki akış; çapraz veya çapraz-zıt olmasına karşın; kanatlı düzlem levhalarla ısı transferindeki akışın ise tipik olarak kanat yüzeylerine paralel doğrultuda akışı sağladığı ve ısı geçişinin kanatlı yüzeylerde; kanat geometrisi ve bunların da kanatlar arasındaki mesafeleri çokça etkilediği ifade edilmektedir [28]. Kottke ve arkadaşı, gövde borulu ısı değiştiricilerinde; absorpsiyon, kimyasal ve birleşik renk reaksiyonlarının dahil edilmesiyle kütle transferi ölçümlerinin gerçekleştirilmesi sonucu eşanjörün dış kabuğundaki lokal ısı transfer katsayısını elde etmişlerdir. Elde edilen ısı transfer katsayısından sonra ikinci kısımda da ısı transfer katsayısını bulmuşlardır. Ekibin diğer çalışmasında, lokal ısı transfer katsayısı belirlenmesi üzerine birbirinden farklı yönlendirme plaka çeşitleri kullanarak araştırma yapmışlardır. Ayrıca, yönlendirme plakalarındaki basınç düşümünün belirlenmesiyle gövde tarafındaki akış dağılımının ortaya çıkmasını sağlamalarının yanında, her bir gövde ve boru

bölümleri için ortalama ısı transfer katsayılarını da vermişlerdir [29-30]. Caballero ve arkadaşları, olumsuz öğeleri minimize etmeyi amaçlayan optimal düzeyde bir gövde borulu ısı eşanjörü tasarlamayı hedefleyen bir çalışma yapmışlardır. Buna göre sermaye ve işletme maliyetlerini de hesaba katan optimizasyonlar gerçekleştirmişlerdir [31]. Kızılkın'ın yaptığı çalışmada, şaşırtma levhalarının akışkan üzerinde meydana getirdiği basınç düşümü ve ısı transferi gibi tepkisel etkilere sebebiyet veren akışkan davranışını inceleyen çalışma yapmışlardır. Analizlerin neticesinde, yönlendirme plakası kesmesi ve aralığının fazlalaşmasıyla ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün azalışa geçtiği gözlemlenmiştir [32]. Jain tarafından, gövde borulu ısı eşanjörünün kullanılarak farklı HAD modelleriyle optimizasyon çalışmaları yapılan deneysel gözlemlerde optimal modelin k-epsilon modeli olduğu sonucu gözlemlenmiştir [33]. Kiran, şaşırtma levhalarının akışkan üzerinde oluşturduğu basınç düşümü ve ısı transferi etkilerini incelemişlerdir. Bölme aralığına göre gövde tarafı çıkış sıcaklığının değişimi küçük bir değerle artmaktadır, ayrıca, ısı transfer katsayısı, gövde tarafı basınç düşüşü ve toplam ısı transfer oranındaki değişim bölme aralığına göre küçük bir değerle artmıştır. Debiye göre gövde tarafı çıkış sıcaklığının değişimi önemli bir değerde azalmaktadır, ancak ısı transfer katsayısı, gövde tarafı basınç düşüşü ve toplamdaki ısı değişimi bölme aralığına göre aktarım hızı önemli bir değerde artmıştır. [34-36]. Murat tarafından yapılan üç boyutlu sayısal analiz çalışmasında, gövde borulu tipte imal edilen bir ısı değiştiricili Stirling motorunun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Maksimum ısıtma ve soğutma için motor tasarımı yapılan elemanın bilgisayar programı vasıtasıyla HAD analizi yapılmıştır. Model çizimi ve ağ oluşumunda paket programlardan faydalanılarak üç boyutlu analiz Fluent programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Neticede ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör tasarımlarının en uygun düzeyde analizi gerçekleştirilerek tasarımları tamamlanmıştır [37]. Caputo ve ark. çalışmasında, gövde borulu ısı eşanjörlerinin optimal tasarımı için toplam maliyet ve performans üzerine çalışmalarda bulunmuşlardır. Sonuçta, geleneksel olarak tasarlanmış eşanjörlere göre toplam maliyetlerde %50'den fazla azalmaların olduğu gözlemlenmiştir [38-41].

Basınç kayıpları göz önüne alınarak ta optimizasyon ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Bunlardan, McAdams optimal ısı akışı için birim ısı enerjisini veren sonuçlara ulaşmıştır [42]. Li ve Kottke tarafından, gövde borulu bir ısı eşanjöründe çapraz dikişli boru demetlerine sahip bir yapıdaki eşanjörde meydana gelebilecek olan kaçaklar sonucunda

basınç ve ısı transferinde oluşacak olan etkiler deneysel olarak incelemeye tabi tutulmuştur [43]. Hosseini ve arkadaşları tarafından, bir gövde boru tipi ısı değiştirgecinde farklı malzemeye sahip olan bir eşanjördeki gövde tarafındaki ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşüne olan reaksiyonları irdelenmiştir. Malzeme olarak bakır olan ve tip olarak düz, oluklu ve mikro kanatlı borular kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Deney için aynı geometriye, konfigürasyona, bölme sayısına ve uzunluğa sahip ancak aynı kabuk içinde farklı dış tüp yüzeylerine sahip demetler kullanıldı. Oluklu ve mikro kanatlı borular, belirli bir değerin ($Re < 400$) altındaki bir Reynolds sayısında performans düşüşü göstermiştir. Daha yüksek bir Reynolds sayısında, mikro kanatlı borular için ısı eşanjörünün performansı büyük ölçüde iyileştirildi [44]. Liu ve ark. tarafından gövde borulu tipteki bir ısı eşanjöründe ısı değişicilerinin matematiksel modelinin kurularak ısıl gerilmelerin sayısal simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Analizde sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı bilgisayar programı vasıtasıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Kabuk kısmındaki termal stresi azaltmak veya ortadan kaldırmak için bazı önlemler önerilmektedir. Esnek boru levha yapısının yeni bir tasarımı önerilmiştir [45]. Ko ve ark. tarafından, gözenekli şaşırtma levhaları kullanılarak ısı transferi katsayıları gözlemlenmiştir. Analiz sonucunda, basınç kayıpları ile birlikte ısı transfer katsayıları birbirinden farklı olan gözenekli ortam için ve yönlendirme plakası kalınlığı için belirlenmiştir [46]. Ambekar ve ark. tarafından, gövde borulu ısı değiştiricilerinde nümerik olarak araştırılan değişik saptırıcı plaka kombinasyonlarının meydana getirdikleri değişimler noktasında; ısı transfer katsayısının değişimleri ve basınç düşüşüne etkileri gözlemlenmiştir. Çalışmada birbirinden farklı altı tip şaşırtma levhası (Tek-Çift-Üç Parçalı, Helisel, Çiçek A-B) kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, kullanılan tek parçalı saptırıcı plakasının faydası yanında negatif etkisinin de olduğu saptanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısında iyileştirmeler meydana getirmesine karşın istenmeyen bir durum olan yüksek basınç kaybına sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir. Bunun yanında basınç kaybını kayda değer bir biçimde azalttığı model helisel saptırıcı plakaların kullanıldığı model olmuştur. İki farklı çiçek tipi saptırıcı plakaların kullanıldığı modellerde çiçek B modelinin çiçek A modeline göre ısı verimliliği artırdığı gözlemlenmiştir [47]. Bichkar ve ark. tarafından, bir diğer nümerik çalışmada kullanılan farklı tipteki saptırıcı levha tiplerinin gövde borulu ısı eşanjörlerinde meydana getirdiği basınç düşüşleri ve ısı transferi mekanizmaları incelenmiştir. Helisel tipteki saptırıcı

levhaya sahip modelin ölü bölgeleri ve basınç kaybını azalttığı dolayısıyla diğerlerine göre daha fazla artıları olduğu, tek parçalı saptırıcı plakaya sahip modelin ölü bölgelere sebebiyet verdiğine ve çift parçalı saptırıcı plakaya sahip modelin titreşimi azalttığı gözlemlenmiştir [48]. Yang ve ark. tarafından, gövde borulu ısı değiştiricisindeki akış performansı ve ısı transferi etkileri nümerik olarak tek yönlü merdiven tip helisel şaşırtma levhası kullanılarak araştırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, tek parçalı şaşırtma levhasına nazaran diğer bir tip olan merdiven tip helisel saptırıcı plakanın kullanılması halinde var olan verinin basınç düşüşü başına düşen ısı transfer katsayısının yükseltilmesi sonucunun gözlemlendiği ifade edilmiştir [49]. Li ve ark. tarafından, çubuk saptırıcı plakalı gövde borulu ısı değiştiricilerinin geniş küçük delikli ve tek parçalı saptırıcı plakalı eşanjörler ile nümerik olarak kıyaslaması yapıldığında aradaki basınç kayıp oranı farkının değişim gösterdiği sonucu çıkarılmıştır. Aradaki basınç kayıp oranı geniş küçük delikli ve tek parçalı saptırıcı plakalı eşanjörlerde fazla olduğu görülürken aradaki farkın %58 olduğu görülmüştür [50]. Wen ve ark. tarafından, helisel tipte imal edilmiş gövde borulu bir ısı eşanjöründe tek parçalı şaşırtma levhalarının kullanılması sonucu oluşan yüksek basınç kaybı ve ölü bölgelerden dolayı pratikte kullanılmak üzere tasarım ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde bu olumsuz etkileri en aza indirmek için optimizasyonlar yapılmıştır [51]. Yasin ve ark. tarafından, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle saptırıcı plakalar üzerindeki sıcaklık, basınç ve hız dağılım grafiklerinin simüle edilmesi ve sürtünme katsayısı için sayısal ifadeler üniversitede yapılan bir diğer araştırmaya göre sağlanmıştır. Deneysel olarak elde edilen veriler ile kıyaslandığında karşılıklı verilerin birbirleriyle uyumlu oldukları gözlemlenirken, ısı değiştiricinin ısı karakteristiğindeki düşüşlerin kıvrımlı alanların olmamasından kaynaklandığı belirlenebilmiştir. Bununla birlikte düzleşen plakaların artı bir etkisi olarak kıvrımlı plakalara nazaran basınç düşüşlerinin daha az seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir [52]. Gao ve ark. tarafından yapılan çalışmada, şaşırtma levhalarının seçiminde, basınç kaybı ve ısı transferinin dikkate alınması ifade edilmektedir. Literatür araştırması yaptığımız zaman gövde borulu ısı değiştiricilerin çalışma verimine etkide bulunan unsurlardan biri olan şaşırtma levhalarının etkilerine rastlanılmaktadır. Düzenli aralıklarla devam etmeyen şaşırtma levhalarının kullanılması sonucu oluşan etkiler incelenmiş olup, bu açılarının etkileri basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısına etkisi bakımından takip edilmiştir. Küçük helis açısındakilerin büyüğe nazaran çok daha fazla

basınç düşüşünü gerçekleştirdikleri ve aynı şekilde ısı transfer katsayısının da daha yükseklerde olduğu anlaşılmıştır. En iyi verimin en yüksek helis açısı olan kırk dereceye sahip gövde borulu ısı değiştirgeçlerinde olduğu sonucuna da varılmıştır [53]. Fettaka ve ark. tarafından, eşanjörün gövde tarafı ısıl performansının ve basınç kayıplarının belirlenmesindeki amaçla birlikte gövde borulu bir eşanjörün pompalama gücü ve ısı geçiş alanı bakımından çok amaçlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimal tasarım maliyetleri daha düşük seviyede elde edebilmeyi başarmışlardır. Ayrıca, optimum ısı transfer alanı ve pompalama gücünü elde etmek için ayrı standart endüstriyel değerler kullanmak yerine boru uzunluğu, çapı ve kalınlığının sürekli değerlerinin kullanılmasının performans değerlerinin artmasına yol açtığı gözlenmiştir [54-56]. Nazari ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricilerinin ekonomik bakımdan optimizasyonunun yapıldığı çalışmada gövde tarafı ısı geçiş katsayısı ve basınç kayıplarının tespiti gerçekleştirilmiştir [57]. Jacobi ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç kayıplarının hesaplanmasında TEMA standartlarına göre gövde borulu eşanjörün optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir [58].

Giriş-çıkış sıcaklıkları göz önüne alınarak optimizasyon ve analiz çalışmaları da çok yapılmıştır. Bunlardan, Quadir ve arkadaşları tarafından, gövde borulu ısı eşanjörünün modellenmesi normal koşullar altında sonlu elemanlar yönteminin kullanılarak bulunan ortamın ve soğutucu akışkan debilerinin etkileri gibi ögeler göz önüne alınarak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkanın ortam sıcaklıklarının ve kütle akış hızlarının etkileri belirlenir. Bu, faz değişiminin başlaması ve tamamlanması için gerekli olan borunun uzunluğunu bulmak için kullanılır. Analiz ayrıca, tasarım koşullarından farklı olarak verilen çalışma koşulları altında soğutucu buharın tam yoğuşması için boru sayısının yeterliliği hakkında bilgi vermektedir [59]. Rozzi ve arkadaşları tarafından deneysel olarak yapılan çalışmada, düz borulu ve helisel borulamaya sahip bir ısı değiştiricisinde Newton tipi olan ve olmayan tipteki akışkanların kullanılmasıyla ısı transferi ve sürtünme kayıpları tespit edilmiştir [60]. Gong ve Mujumdar tarafından, gövde borulu ısı eşanjöründe çevrimsel ısı transferinin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda gövde borulu ısı değiştiricisindeki optimal performans değerleri gözlemlenebilmektedir [61]. Wang ve arkadaşları tarafından yapılan deneysel çalışmada, boru tipi farklı olan eşanjörlerin analizi gerçekleştirilmiştir. Boğumlu tipte olan ve sürekli helisel boruları olan bir ısı

değiştiricisi kullanılmıştır. Bu şekilde ısı performansın analizi yapılarak farklı boru tipindeki eşanjörlerin analizleri gerçekleştirilerek performans değerleri bakımından deneysel verilerle aralarındaki farkın %2'den az olduğunu gözlemlemişlerdir [62]. Thirumarimurugan ve ark. tarafından, ısı performans analizi gerçekleştirilmek üzere gövde borulu tipteki bir ısı eşanjöründe yapılan deneysel çalışmada, sıcaklığı yüksek olan akışkan olarak buhar, sıcaklığı düşük soğuk akışkan olarak su kullanılarak ısı transferi katsayısı hesaplanarak deneysel bulguların geçerliliği gözlemlenmiştir [63]. Li ve ark. tarafından, farklı bölme aralıklarına sahip gövde borulu ısı eşanjörlerinin gövde tarafındaki yerel ısı transferi ve basınç düşüşü incelenmiştir. Tam gelişmiş bir bölme içindeki her bir boru yüzeyindeki yerel ısı transfer katsayılarının dağılımları belirlenmiş ve görselleştirilmiştir. Yerel değerlerden boru, başına, sıra başına ve bölme başına ortalama ısı transfer katsayıları çizilmiştir. Yerel basınç ölçümleri, gövde tarafı akış dağılımlarının belirlenmesine izin vermektedir. Aynı Reynolds sayısı için, bölme-kabuk boşluğu boyunca azalan sızıntı nedeniyle artan bölme aralığı ile basınç düşüşü ve ortalama ısı transferi artar [64]. Aicher ve ark. tarafından, çift borulu karşıt akışlı bir gövde borulu tip ısı değiştiricisinde analizler deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Gövde borulu ısı eşanjöründe, kabuk bölgesinden giren akışkan, gövde duvarına monte edilmiş nozullardan çıkmaktadır. Nozul bölgesindeki çapraz akış, gövde tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi üzerinde bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Isı transferi üzerindeki etkisi, dört adet çift borulu ısı eşanjörü ile deneyler vasıtasıyla araştırılmıştır. Sonuçlar, etkinin daha büyük olduğunu, ısı eşanjörlerinin daha kısa olduğunu ve nozulün serbest kesit alanlarının kabuk tarafına oranının daha küçük olduğunu göstermektedir [65]. Butterworth tarafından, gövde borulu ısı eşanjörlerinde kirlilik ve tortu oluşumu sonucunda meydana gelen değişiklikler incelenmiştir. Çalışmada, kirlenmenin yerel sıcaklıklara bağlı olduğu durumu ele alınmaktadır. Tortulaşmanın lokal sıcaklık ve hız değişimleri üzerine etkileri tasarımlanarak en iyi tasarım projesinin belirlenmesi ve aynı zamanda tortulaşmanın üniform tarzda gerçekleştiği varsayılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçta tortulaşmanın hangi evrede başladığı, tortulaşma süresi ve tortulaşmanın engellenmesi konusunda analizlerini yoğunlaştırmışlardır [66]. Ahn ve ark. tarafından, ısı değişicisinin imal edildiği malzemelerin örneğin alüminyum (Al), cam, bakır (Cu) ve çelik materyal kullanımı neticesinde meydana gelecek ısı transferi ve performansa etkilerini incelemişlerdir. Dikey akışkan yataklı gövde borulu ters akışlı ısı

eşanjöründe dolaşan katı partiküllerin akış özellikleri ve ısı transferi üzerindeki etkileri üzerinde ölçümler yapılmıştır. Mevcut çalışma, partiküllerin tüp duvarına çarpması için akış hızı aralığının daha ağır yoğunluklu katı partiküllerle daha yüksek olduğunu ve ısı transferindeki artışın kum, bakır, çelik, alüminyum ve cam mertebesinde değişebilir olduğunu gözlemlemişlerdir [67]. Maakoul ve ark. tarafından, nümerik olarak gövde borulu ısı eşanjöründe yapılan bir diğer araştırmada üç farklı saptırıcı plaka tipi kullanılmıştır. Bunlardan birincisi olan helisel tipte olanın termohidrolik verimi tek parçalı saptırıcı plakaya nazaran yükselttiği gözlemlenmiştir. Diğer bir taraftan, üç yapraklı-delikli saptırıcı plakaya sahip gövde borulu ısı eşanjörlerinin ise tek parçalı tiptekine nazaran ısı transferini rehabilite edip iyileştirdiğini fakat basınç düşüşünde de yükseltici bir etki bıraktığı sonucunu gözlemlemişlerdir [68]. Bayram ve ark. tarafından, gövde borulu ısı değiştiricilerinde nümerik olarak araştırılan ve parçalı saptırıcı plaka ile devamlı helisel saptırıcı plakalı tarzda dizayn edilmiş ısı değiştiricilerinin ısı performansları üzerine gözlemlerde bulunulmuştur. Devamlı helisel saptırıcı plakalı tarzda tasarlanmış ısı değiştiricilerinin diğerlerine nazaran ısı verimi daha yüksek olmakta ve bunun maksimum devir sayısında ve saptırıcı plaka aralıklarının eş değeri olması durumunda gözlemlendiğini ifade etmişlerdir [69]. Zhe ve ark. tarafından yapılan çalışmada, plaka kanatlı ısı eşanjörlerinde sıvı akış dağılımını tahmin etmek için iki aşamalı dağıtım yapısına sahip iki değiştirilmiş başlık önerilmiş ve simüle edilmiştir. İki aşamalı yapılar için giriş eşdeğer çaplarının etkilerinin sayısal araştırması yapılmış ve ayrıca deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda; Plaka kanatlı ısı eşanjörlerinde sıvı akış dağılımının, her iki başlık için çıkış ve giriş eşdeğer çaplarının oranları eşitse daha düzgün olduğu doğrulanmıştır [70]. Yasin'in yaptığı çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde plakalı ısı değiştirgeçlerinde kullanılan yönlendirme plakaları üzerindeki sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarının simülasyonu gerçekleştirilmiş ve sürtünme katsayısı için data çıktıları oluşturulmuştur. HAD yöntemiyle elde edilen verilerin özel olarak tasarlanan test düzeneğinden faydalanılarak elde edilen datalar ile karşılaştırılmasında bulunulmuş ve sonuçların deneysel veriler ile iyi bir uyum içinde olduğu gözlemlenebilmiştir [71]. Naphon'un çalışmasında, helisel kıvrımlı kanatlı ve kanatsız sarmal bobinli ısı eşanjörünün termal performansı ve basınç düşüşü incelenmiştir. Isı eşanjörü, iki farklı bobin çapına sahip bir kabuk ve helisel olarak sarılmış boru ünitesinden oluşmaktadır.

Gövde tarafında ve boru tarafında sırasıyla soğuk ve sıcak su çalışma akışkanı olarak kullanılmaktadır. Isı eşanjörüne dış kanaldan giren soğuk su helisel boru boyunca akar ve iç kanaldan dışarı akar. Sıcak su, ısı eşanjörüne iç sarmal bobin borusundan girer ve sarmal boru boyunca akar. Test bölümünden akan her iki çalışma akışkanının giriş koşullarının, ısı transfer özellikleri üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Elde edilen sonuçlar, artan sıcak su kütle debisi ile çıkış soğuk su sıcaklığının artması, sıcak ve soğuk su kütle akış hızları arttıkça ortalama ısı transfer hızının artması, sürtünme faktörü, artan sıcak su kütle debisiyle azalması, giriş sıcak ve soğuk su kütle debileri ve giriş sıcak su sıcaklığının, eşanjör etkinliği üzerinde önemli etkiye sahip olması şeklinde gözlemlenmiştir [72].

Isı değiştiricilerin performansları üzerine akışkan tipleri olarak ta optimizasyon ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Shokouhmand ve arkadaşları tarafından, toplam ısı transfer katsayısının elde edildiği çalışmada helisel boruların kullanıldığı, ters akış ve paralel akış konfigürasyonlarının toplam ısı transfer katsayılarının karşılaştırıldığı bir ısı eşanjörü deneysel olarak analiz edilmiş ve akışkan sıvısı olarak su kullanılmıştır. Sonuçta, daha büyük hatveli helisel yapıları ısı eşanjörlerinin kabuk tarafı ısı transfer katsayıları, daha küçük hatveli olanlardan daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca, karşı akış konfigürasyonunun Nusselt sayısının paralel akış konfigürasyonuna göre biraz daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Kabuk tarafı taşınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transfer katsayısına bölünmesiyle elde edilen Nusselt boyutsuz sayısının bu noktada karşılaştırılması yapılmıştır. Karşı akışlı konfigürasyonda toplam ısı transfer katsayılarının, paralel akış konfigürasyonundan %40'a kadarlık bir aralıkta daha fazla olduğu sonucuna ulaşılmıştır [73]. Tuğçe tarafından yapılan çalışmada, tasarlanan minimal ölçülerdeki gövde borulu olarak dizayn edilmiş bir ısı değiştiricisinde tek gövde – boru geçişi meydana getirilmiştir. Gövde tarafına daha fazla yoğunlaşarak sızıntı etkisi olmadığı varsayılmıştır. Küçük boyutlarda imal edilen gövde borulu tipteki bir ısı değiştiricisinde tek gövde ve boru geçişi dizayn edilerek gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve akış özelliklerinin etkileri incelenerek birbirinden farklı akış hızları, türbülans modelleri, yönlendirme plakası modelleri ve yönlendirme plakası kesme oranlarından faydalanılarak gövde tarafı basınç azalimleri ve ısı taşınım katsayıları için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir [74]. Muharrem tarafından, akış karakteristiklerinin Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ve akışı takipte kalan mikron derecesinde küçük

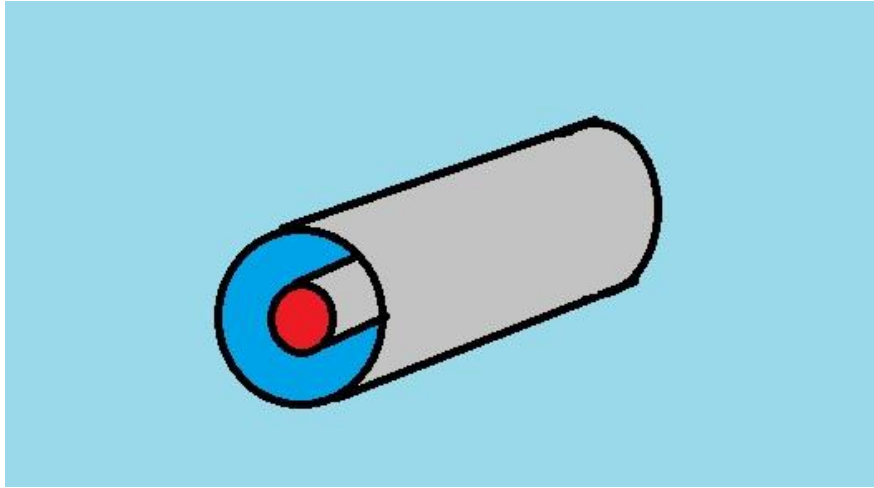
parçacıkların hızlarını ölçen temassız (non-intrusive) bir yöntem olan PIV yöntemi ile incelenmesi sonucunda yapılan bir araştırmaya göre, akış yapısının iki kanat arasındaki yapısının incelenmek üzere kurgulandığı deney düzeneğinde PIV yöntemi kullanılarak belirlenmesi sağlanmıştır. Böylece, HAD ve deneysel olarak yürütülen çalışmalardaki sonuçlar ile kıyaslaması neticesindeki farkın 0,01 ile 0,09 arasında değiştiği belirlenebilmiştir [75].

II. BÖLÜM

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE SINIFLANDIRILMASI

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Mühendislik uygulamalarında çoğunlukla karşılaşılan proseslerinden birisi, aralarında sıcaklık farkı olan iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimiyle akışkanlardan birinin sıcaklığı artarken diğerinin azalarak ortalamaya yaklaşması şeklinde meydana gelmektedir. Yaygın kullanıma sahip olan bu cihazlar günlük hayatımızda, iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında, otomobil radyatörlerinde ve diğer birçok endüstriyel alanda kullanılarak sektörün ihtiyaç duyduğu gereksinimleri karşılar. Sistem dışından ısı veya iş alışverişi gerçekleşmeyen ısı eşanjörü sistemlerine, endüstriyel uygulamalarda sıklıkla başvurulabilmektedir. Temelde en basit modelin çift borulu ısı değiştiriciler olduğu söylenebilmektedir. Gövde borulu ısı eşanjörünün mekanizminden bahsedilecek olursa, bir akışkan içerideki küçük çaplı borudan akış sağlarken, bir diğer akışkan ise iki borunun arasında kalan gövde kısmından akmaktadır [76].



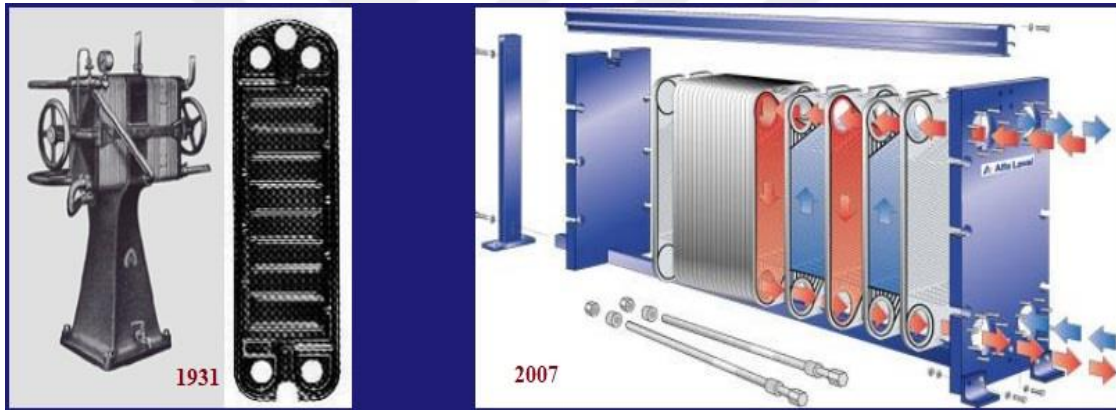
Şekil 1. Çift-borulu ısı değiştirici

2.1 Isı Değiştiricisinin Tarihsel Gelişimi

Isı pompasının temel teorisi 1824'lü yıllarda N.L.S. Carnot tarafından ortaya atılarak daha sonra geliştirilmeye devam etmiştir. İlk teori geliştirilerek mekanik gücün yaratılacağı buhar makinesine dışarıdan yapay olarak verilen mekanik güç sayesinde sıcak – soğuk çevrimi meydana getirmenin önü açılmış oldu. Böylece kendinden sıcaklık bakımından

yüksek olan ortamdan düşük olana doğru enerjinin aktarılmasıyla veyahut bunun tam tersi bir reaksiyonla meydana getirilebilecek çevrim termodinamik için bir temeli oluşturmakta ve ısı pompası denilen kavramı ortaya çıkarmaktadır. Bu döngü daha sonraları Carnot döngüsü olarak da adlandırılmaktadır [77].

G. Laval tarafından 1938 yılında ısı eşanjörünün ilk tanıtımının gerçekleşmesinin yanında 1845 yılında resmi bir kimlik haline gelerek şirketleşme yoluna gidilmiştir. Isı eşanjörünün ilk tanıtılmasından sonra geliştirilme ve inovatif çalışmaların önü açılmış oldu. 1999 yılında Alfa Laval yakıt arıtma ve otomatik vana konularında da kayda değer gelişmeler kaydetmiştir. 2003 yılında ise asıl büyük devrimini ısı transferi alanında gerçekleştirmiştir. Tamamen yeni bir tipte imal edilen plakalı ısı değiştiricilerini piyasaya sürmüştür. Daha sonraki süreçlerde de yine bu alanlarda gelişmelere ve inovatif uygulamaların temelini oluşturup yeni fırsatların kapısını aralamaya devam etmiştir [78].



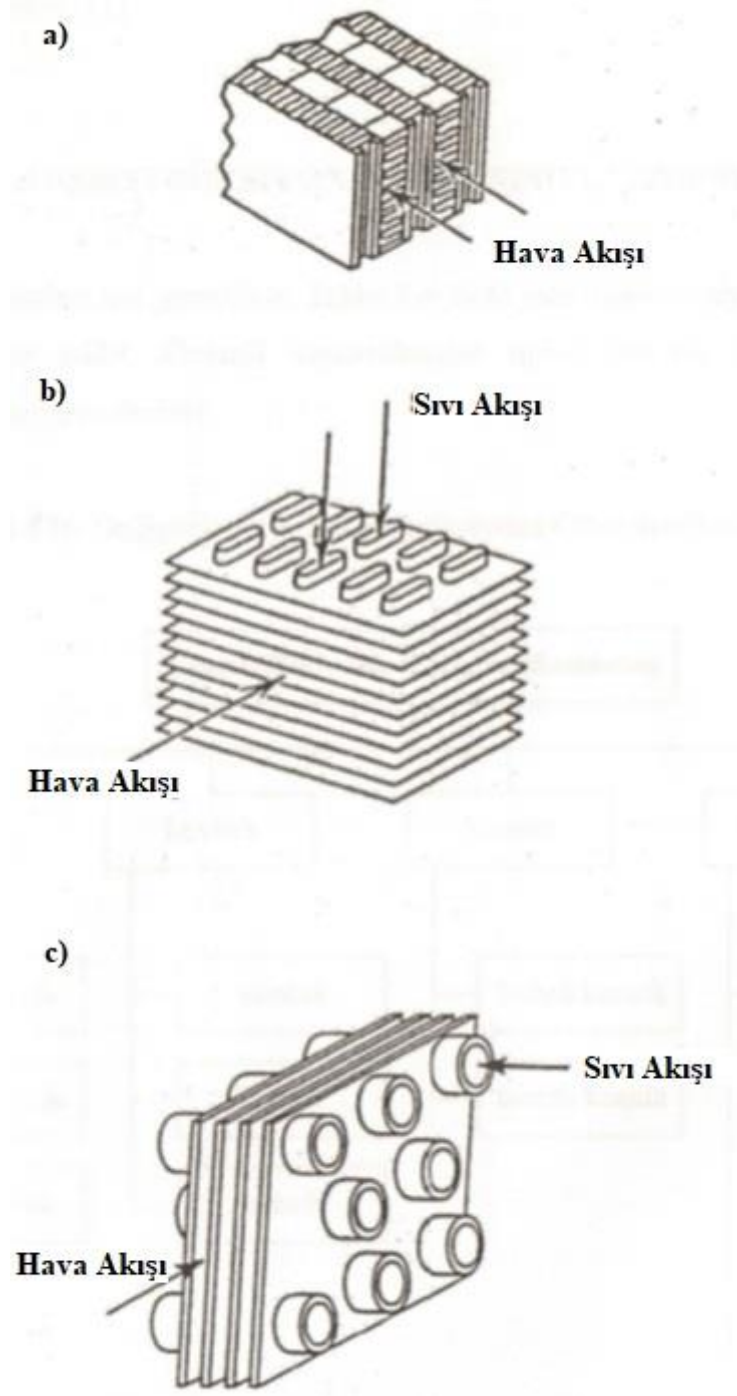
Şekil 2. 1931-2007 arası plakalı ısı değiştiricilerinin kıyaslanması [79]

1931 yılında tanıtılan plakalı ısı eşanjörlerindeki kalınlık oldukça fazla ortalama 5-10mm plaka kalınlığına sahip olmaktaydı. Oysaki 2007 yılındaki gelişmelere bağlı olarak dizayn edilen eşanjörde plaka kalınlığı 0.4 mm 'ye kadar düşürülmüştü. 2007 yılında plaka pres teknolojisi kullanılırken 1931'li yılların başlarında işlenmiş kalın plaka kullanılmaktaydı. Akışkan, plaka yüzeyini yatayda birkaç defada geçerken inovatif çalışmalarla bu akışkan geçişi tüm plaka yüzeyi boyunca tek bir defada gerçekleşmektedir. Malzeme kalitesi bakımından ilk başlarda paslanmaz çelik kullanılırken daha sonraları sanayinin de gelişmesiyle farklı soğuk pres malzemeler kullanılmaya başlanmıştır. Isı transfer alanı olarak en başlarda 5 m² gibi çok kısıtlı bir alana hitap ediliyorken 2007 yıllarının başlarında bu kapasite ünite başına 2000 m² dolaylarına kadar çıkmayı başaramıştır.

Dolayısıyla son dönemlerde de gelişen teknoloji ve sanayiyle birlikte uygulanan yöntemlerin de gelişmesiyle farklı türden ısı eşanjörleri geliştirilmiş ve kaynaklı tip plakalı ısı değiştiricilerinin de gelişmesinin yolları mümkün kılınabilmektedir. Isı değiştiricilerin piyasada çok farklı sektörlerde ve sahalarda kullanımı gerçekleşmekte ve kullanım yerlerine göre reküparatör, rejeneratör, reboiler, kondenser ve evaporatör gibi farklı isimlerde kullanılabilmektedir. Isı değiştiricilerin kullanım yerlerine göre farklı özellikteki ısı değiştiricilerin seçiminde de basınç ve sıcaklık performans parametreleri, kirlenme eğilimleri ve ekonomik faktörler vb. seçim kriterleri rol oynamaktadır [79-80].

2.2 Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması

Isı değiştirici tipinin seçilmesi noktasında tasarımcı gerekli kriterli göz önünde bulundurarak gerekli seçimleri yapabilmektedir. Kriterler açısından kullanım yerine göre, kapladığı hacim ve işlevselliğine göre çok farklı boyutlarda ve özelliklerde ısı eşanjörleri seçimi yapılabilmekte ve gerekli performans değerleri elde edilebilmektedir. Tasarımcının gerekli performans değerlerinin sağlanmasında daha önceki referans değerleri büyük rol oynamaktadır. Bu referans bilgiler doğru eşanjörün seçiminde bize gerekli yönlendirmeleri sağlayarak kılavuzluk edebilecek olması bu yönden ayrı bir önem teşkil etmektedir. Ayrıca burada tasarımcının qualifikasyonlarından yola çıkarak sahadaki önceden biriktirdiği tecrübeye de başvurulabilmektedir. Neticede doğru eşanjörün seçiminde tasarımcının tecrübesi de önem arz etmekte ve doğru ısı eşanjörünün seçiminde gerekli yönlendirmelerin yapılmasında önemli rol oynayabilmektedir. Isı eşanjörleri kullanım yerlerine ve amacına göre farklı özelliklerde olabildiğinden ısı eşanjörlerinin seçiminde genel kurallar bazında değilde daha local kriterler göz önüne alınarak seçim aşaması neticelendirilebilmektedir. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması aşağıdaki gibi verilmektedir [81-84].



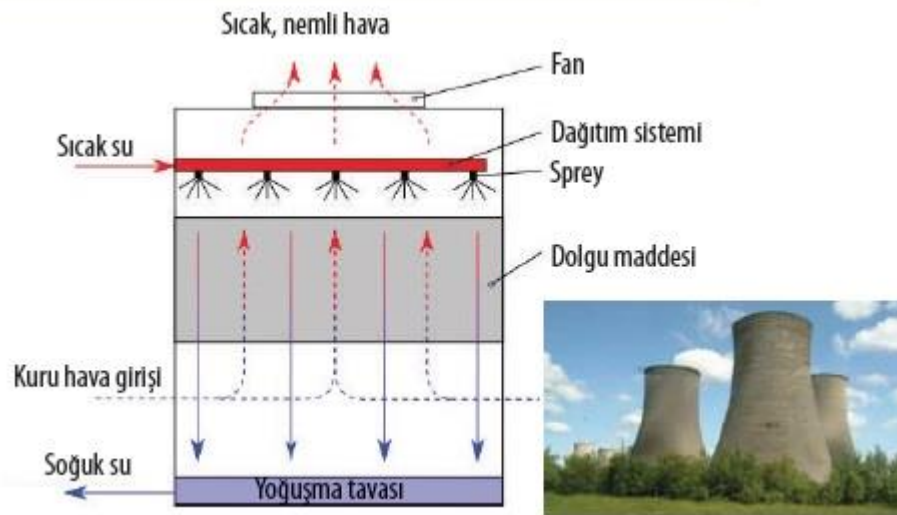
Şekil 3. Kompakt Isı Değiştiricileri: (a) Levhalı-Kanatlı, (b) Yassı Borulu-Kanatlı, (c) Borulu-Kanatlı Isı Değiştiricileri [85]

2.2.1. Isı değişim şekline göre sınıflama

Direkt temaslı ve direkt temaslı olmayan şeklinde iki şekilde olur.

2.2.1.1. Akışkanların direkt temaslı olduğu ısı değiştiricileri

Soğuk ve sıcak akışkanların doğrudan temas halinde olması yoluyla gerçekleşen ısı değişimi olayında iki ayrı akışkanın direkt olarak temas halinde olduğu ve ısı transferi olayı gerçekleştikten sonra simultane bir şekilde kütle transferinin de olduğu olayda akışkanlar en sonunda ayrılmaktadırlar. Doğrudan temas olayı gerçekleştiğinden dolayı ısı geçişi, diğer ısı değiştirici türlerine göre örneğin doğrudan temas olmayan ısı değiştiricilerine göre daha yüksek düzeyde gerçekleşmektedir. Ara yüzeylerin olmaması ve akabinde tıkanma sorunlarını ortadan kaldırmakta ve imalatın daha basit bir seviyelerde gerçekleşmesini sağlamaktadır. Endüstride kullanılan soğutma kuleleri, püskürtmeli ve tablalı yoğuşturucuları da akışkanların karışmayan türdeki ısı değiştirici grubuna sokulabilmektedir. Bu türden ısı değiştiricileri gaz-sıvı ve sıvı-buhar ısı değiştiriciler olmak üzere gruplandırılabilir [85-86].

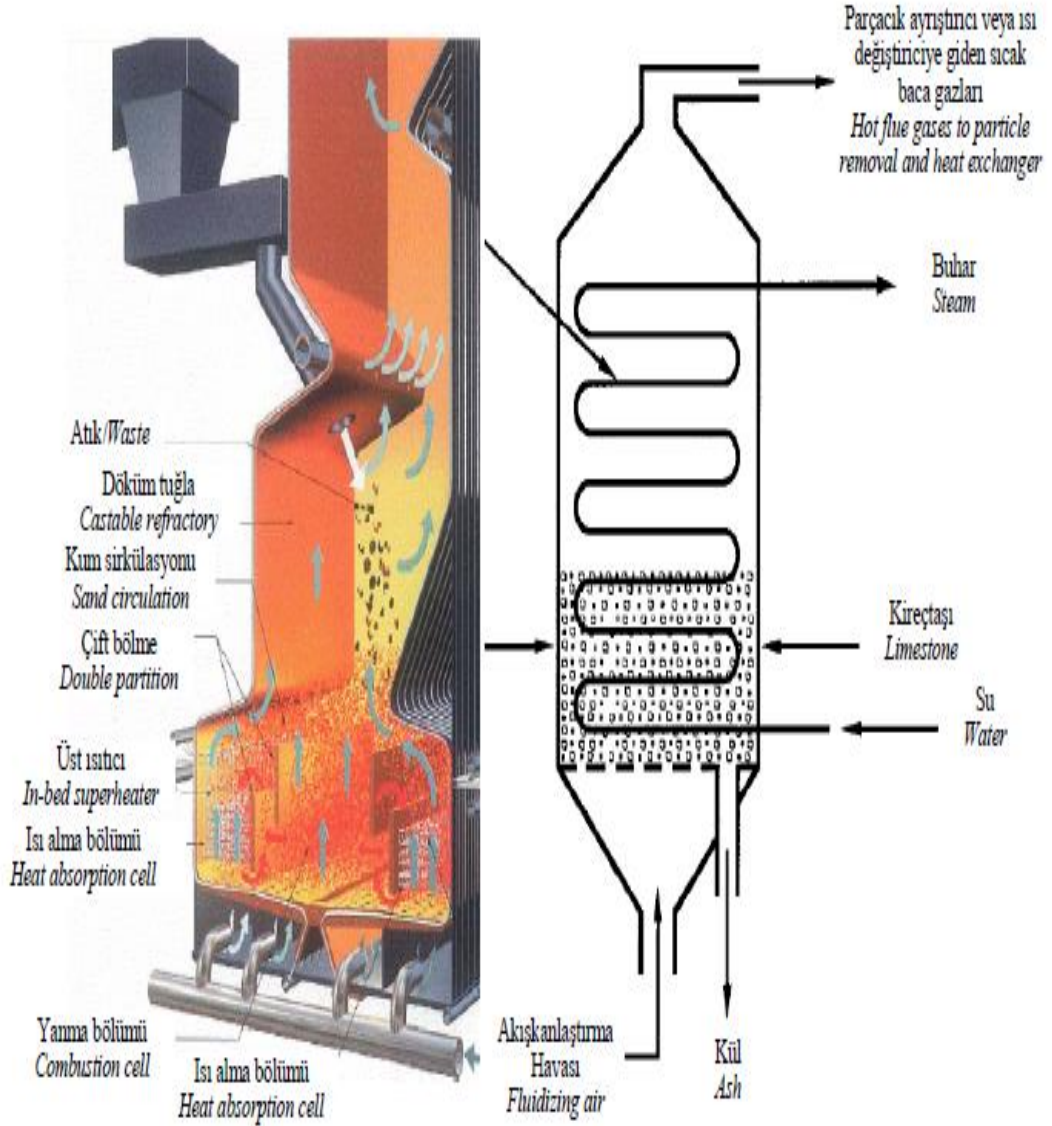


Şekil 4. Soğutma kuleleri [86]

2.2.1.2. Akışkanlar arasında direkt ilişkinin olmadığı ısı değiştiricileri

Geçirimsiz bir yüzey boyunca soğuk ve sıcak akışkanların simultane olarak aktığı ve bu akışkanların arasında bulunduğu geçirimsiz yüzey tabakası nedeniyle birbirlerine karışmadığı dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde ısı transferi sıcak ve soğuk akışkanlar arasında gerçekleşmektedir. Akışkanlar arasında direkt temasın olmadığı ısı değiştiricileri 3 grupta incelenebilmektedir. Ayırıcı duvar yardımıyla sıcak akışkandan soğuk akışkana sürekli ısı transferinin gerçekleştiği ve akışkanların değişik bölmelerde hareket edip karışmadığı ısı değiştiricisi tipi reküperatör de denilen doğrudan transfer tipi ısı değiştirici

sınıfına girmektedir. Isı transferinin sürekli olarak gerçekleşmediği iki akışkanın sırayla akış alanından geçtiği buna bağlı olarak da sıcak akışkanın ara yüzden geçip onu ısıtması ve ısınan arayüzden daha sonra soğuk akışkanın geçerek arada bir ısı transferinin gerçekleştiği mekanizma rejeneratör de denilen depolama tipi ısı değiştiricileri grubunda yer almaktadır. Sıcak olan katı partiküller soğuk akışkan partiküllerine yapışarak akış alanı etrafında homojen olarak dağılmanın meydana gelmesi akabinde ısı transferi olayı iyi bir düzeyde gerçekleşmesi sağlanabilmektedir [87].

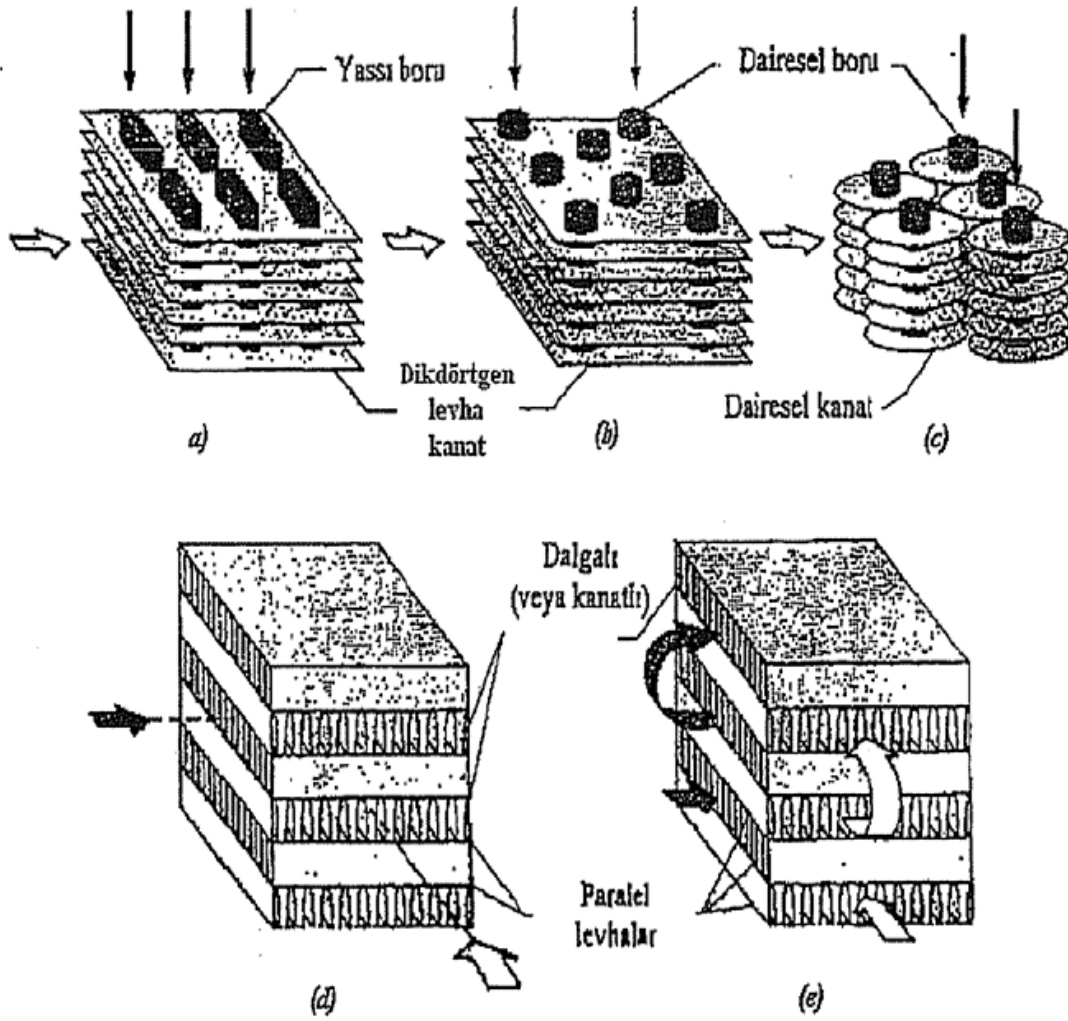


Şekil 5. Akışkan yataklı ısı değiştirici [87]

2.2.2. Kompaktlık durumuna göre sınıflama (ısı geçişi yüzeyi/ ısı geçişi hacmi)

Kompaktlık durumuna göre sınıflandırmada β (ısı geçişi yüzeyi (m^2/ m^3) ısı değiştirici hacmi denilen bir büyüklüktür.) denilen bir büyüklük kullanılmaktadır.

Kompaktlık durumuna göre tanımlama yapıldığında β değerinin sınır değerinin $700 m^2/ m^3$ olması durumuna göre tanımlama yapılabilir. $700 m^2/ m^3$ sınır değerin üstündeki ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiricileri, bu değere eşit ve ondan küçük olan ısı değiştiricileri de kompakt olmayan ısı değiştiricileri olarak tanımlanmaktadır. Pratikte kullanım oranları ısı değiştiricinin türüne göre değişkenlik gösterebilmektedir. Ağırlık ve hacim faktörleri olarak optimal değerlerde olan kompakt ısı değiştiricileri daha esnek bir planlamaya ve düzenlemeye zemin sağladığından uygulamalarda sıklıkla kullanılabilmektedirler. Yüzeyi kontamine eden, koroziyon olan akışkanların kullanılmaması, en az bir akışkanın gaz olarak kullanılması, aşırı yük kaybını nleme maksatlı ek vantilatör veya pompa kullanılması gerekliliği de kompakt ısı değiştiricilerinin eksi taraflarından olarak ifade edilebilmektedir. Gaz ve sıvının farklı taraflarda bulunduğu kompakt olarak tasarımılanan cihazlarda gazın geçtiği bölümdeki ısı taşınım katsayılarının sıvı tarafındakinden daha düşük olması kaynaklı gaz tarafında kompaktlık arttırma işlemi yapılarak yüzey alanı arttırılır. Bu yüzey alanının arttırılması için de ek kanat ilaveleri yapılarak gerçekleştirmek mümkün olabilmektedir. Düz veya dalgalı kanatlı olarakta seilebilmelerinin yanında laminar akışta bir veya birden fazla akışlı olarak kullanılabilmeleri mümkün olmakta ve kullanılan borular dairesel kesitli veya yassı olabilmektedirler [88].



Şekil 6. Kompakt ısı değiştirici gövdeleri [89]

2.2.3. Akışkan sayısına göre sınıflandırma

Isı değiştiriciler akışkan çeşitliliğine göre iki, üç ve çok akışkanlı olmak üzere üç grupta sınıflandırılabilirler [90].

2.2.4. Isı geçişi mekanizma tipine göre sınıflandırılma

Isı transfer mekanizmalarına göre ısı değiştiriciler dört farklı grupta sınıflandırılabilirler. Bunlar;

2.2.4.1. İki tarafta tek fazlı akış

Pompa veya vantilatör tahriki ile meydana getirilmiş zorlanmış ısı taşınımı olduğu gibi yoğunluk farkından dolayı gerçekleşen ısı transfer mekanizmalarından oluşan ısı değiştiricilerinin çift tarafındaki tek fazda gerçekleşen akışlardaki doğal ısı taşınımı da

olabilmektedir. Bunların pratikte ve günlük hayattaki uygulamalarına odayı ısıtmada kullanılan pratik ısıtıcılar, buhar kazanları ekonomizörleri, taşıt radyatörleri ve soğutma sıvısının hava kullanılarak soğutma işleminin yapıldığı ısı değiştiricileri olarak da sıklıkla karşılaşılabilmektedir [91].

2.2.4.2. Tek fazlı ve çift fazlı akışın kombinesi

Bu türden bir akış tipindeki ısı değiştiricilerinin bir taraflarında tek fazlı akış işlerken, öteki taraflarında çift fazlı akışın varlığı durumu endüstride termik santrallerin, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırucuları ile buhar kazanları olarak sıklıkla karşılaşılmaktadır.

2.2.4.3. Çift fazlı akışın iki tarafta olması durumu

İki tarafta iki fazlı akışın meydana geldiği ısı değiştiricilerinin buharlaşma ve yoğunlaşma işlemlerinin her birinin ayrı taraflarda gerçekleştiği hidrokarbonların distilasyon işleminde ve alçak basınçlı buharın elde edilmesinde kullanılabilmektedirler. Otomotiv radyatörleri, yolcu kabini ısıtıcıları, ekonomizörler tek faz konveksiyonlu ısı değiştiricilerine örnek olarak gösterilebilirken, çift faz konveksiyona ise klimaların buharlaştırıcıları misal olarak verilebilmektedir. Bunların yanında hidrokarbonların damıtılması sırasında karışık buharların yoğunlaşması olayında çok bileşenli iki faz konveksiyon olayı gerçekleşmektedir [92].

2.2.4.4. Isı geçişinin taşınım ve ışınlı olması durumu

Taşınım ve ışınlı ısı geçişinin birlikte görüldüğü ısı değiştiricilerinin yüksek sıcaklıkta gaz bulundurması sonucunda ısı geçişi mekanizması sağlanmaktadır. Taşınım ve ışınlı beraber ısı geçişi tipindeki ısı değiştiricilerine fosil yakıtların kullanıldığı ısıtma cihazları, buhar kazanları ve rejeneratörler misal olarak verilebilir.

2.2.5. Konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflama

İmalat özelliklerine göre ısı değiştiriciler borulu, levhalı, kanatlı yüzeyli, rejeneratif ısı değiştiricileri ve karıştırmalı kaplar şeklinde beş grupta sınıflandırılabilirler. Konstrüksiyon özelliklerine göre borulu, levhalı, kanatlı yüzeyli, rejeneratif ısı değiştiricileri ve karıştırmalı kaplar şeklinde beş grupta sınıflandırılan ısı değiştiricilerine sırasıyla aşağıda değinilmektedir.

2.2.5.1. Borulu ısı değiştiricileri

şekil olarak eliptik şekilde veyahut dikdörtgen yuvarlak prizmatik kesitli ve burulmuş borularla imal edilebilen yüksek basınçlarda çalışmak için uygun koşulları taşıyan, aralık ve boruların diziliş şekilleri değişebilen tipte imal edilerek piyasada kendine yer bulan ısı değiştiricileri borulu ısı değiştiricileri olarak tanımlanabilmektedir [93].

Borulu tipteki ısı değiştiricileri aşıdaki gibi üç tipte üretilmektedirler.

2.2.5.1.1 Düz borulu ısı değiştiriciler

Aynı merkezli çift borudan meydana gelen ve çift borulu ısı değiştiricileri olarak tanımlanan ısı değiştirici tipinde farklı tasarımlar yapılabilmekte seri veyahut paralel tarzda dizaynların yapılabildiği ve basınç değerlerinin daha aşağılara çekilmesi ve de ortalama sıcaklık farkı tedariği için, akışkanlardan birisi içerdeki borudan akışını gerçekleştirirken diğeri borular arasından karşıt istikamette akışını gerçekleştirebilmektedir. 50 m²'ye kadar olan düşük ısı transferi alanlarının gerektiği yerlerde ve proses akışkanlarının ısıtılması ve soğutulması için sıklıkla başvuru olan, temizlenme safhalarının basit bir şekilde sonuğlandırılan ve yüksek basınçta akışkanın bulunduğu haller için de uygun olduğu ısı değiştiricisi tipidir. Ek olarak maliyetinin yüksek ve fazla hacim kaplamasından bahsedilebilmektedir [94].



şekil 7. Çift Borulu ısı Değiştiricisi [95]

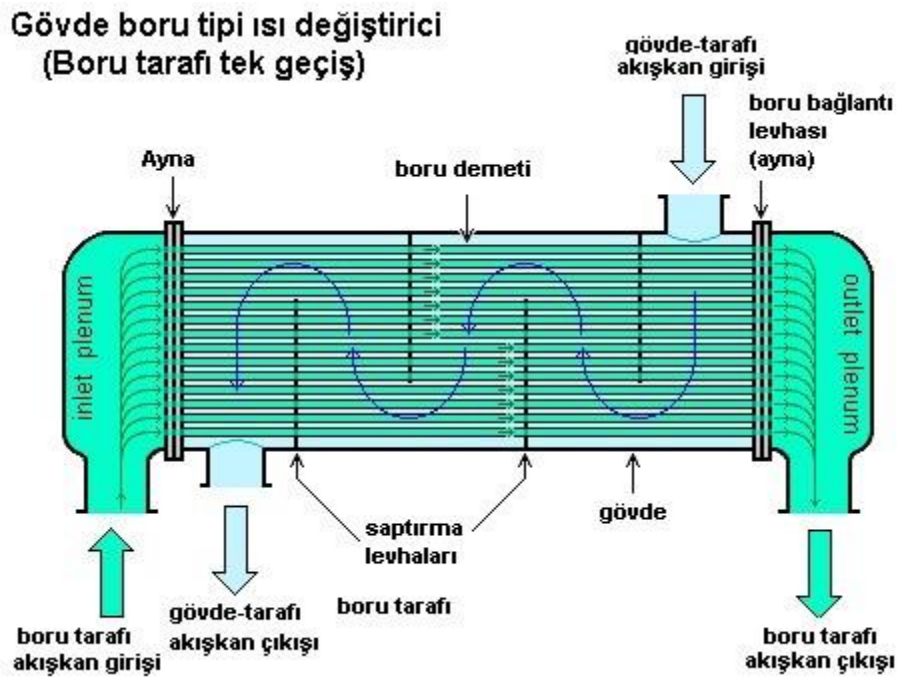
2.2.5.1.2 Spiral borulu ısı değiştiriciler

Yapımı daha pratik ve maliyeti daha düşük olan, birden fazla borunun spiral olarak sarılıp

gövde içine yerleştirildiği ısı transfer katsayılarının düz borulara göre daha yüksek limitlerde seyrettiği ve ısıl genleşme kaynaklı gerilme sorunlarından bahsedilmediği tipteki ısı değiştiricileri spiral borulu ısı değiştiricileri olarak tanımlanmaktadır. Optimal düzeydeki konstrüksiyon boyutlarına depo çapının otuzda biri boru çapı ve helis adımı boru çapının iki misli kabul edilerek ulaşılabilmektedir. Isıl kapasiteyi düşüren etmenler arasında depo bölümünün debisi ve akışkan hızlarının düşük olması ve bakımının zor olması gösterilebilmektedir [96].

2.2.5.1.3 Gövde borulu ısı değiştiriciler

Akışkanlardan birinin boruların içinden akmasına karşın, diğer akışkanınsa gövdeden akmasıyla endüstri ve sanayide kendine çok geniş bir yelpazede yer bulan gövde borulu ısı değiştiricilerin termal gerilmeleri düşük ve temizlikleri gayet basittir.

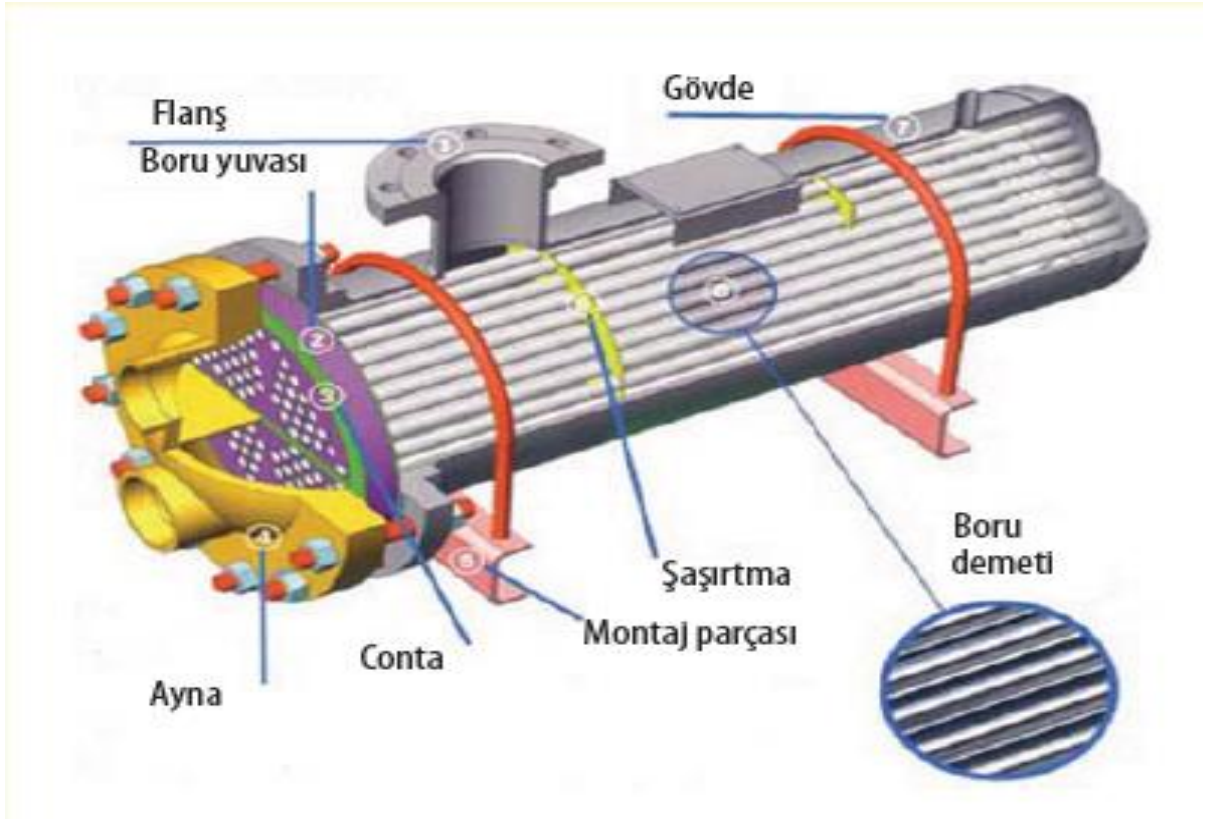


Şekil 8. Gövde borulu ısı değiştiricisi [97]

Birbirine paralel yuvarlak borulardan meydana gelen ve boru eksenini ile gövde ekseninin birbirine paralel olduğu boruların silindirik gövdede yer aldığı, boruların içinden bir akışkanın, diğer akışkanınsa gövde tarafında aktığı, boruların uçlarının iki kapak sacındaki deliklere bağlanarak kaynaklanmış olarak imal edilen ısı değiştiricisi olmakla birlikte en sık kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi tipi olarak proses endüstrisinde

tanımlanabilmektedir. Ara perdeler vasıtasıyla dış taraflarından boruların sabitlendiği, sacın çevresinin çift uçtan gövdeye kaynatıldığı, ön ve arka olmak üzere gövdeye çift flanşla uç kapakların fixlendiği ve her boyutta imalatlarının yapılabilirdiği ısı eşanjörleri olarak ifade de edilebilmektedir. Her boyutta imalatlarının yapılabilmesi pratikte çokça faydalar sağlamakla birlikte endüstride ve sanayideki kullanım oranları üzerinde de bazı değışiklikler yaratabilmektedir. Bakımları için; gövde flanşlarının açılıp kafa flanşları çıkarıldıktan sonra boru demeti dışarıya alınabilmektedir [98].

Temel elemanlarının; boru demeti, kafalar, ön ve arka ayna şaşırtma levhaları ve destek çubukları olan, ulaşılabilir en yüksek basıncın 350 bar gövdede, 1400 barlarda boru tarafında ulaşılabilirdiği; sıcaklığında -200 °C ile 600 °C aralığında değıştiği durumların malzeme kalitesinin ya da yapısının değışikliğe gitmesiyle daha da sıcaklık aralığının açılabilirdiği ısı eşanjör tipidir. Sıvılardaki sıcaklık artışının teorikte olabilecek maks. sıcaklık artışına bölünmesi etkinlik sayısını oluşturmakta ve bu etkinlik değeri maksimum seviyelerde $e = 9/10$ değeriye ulaşabilmektedir. Malzeme olarak karbon çeliğinden de imalatları yapılabilir. Endüstrinin tüm aplikasyonlarda kullanılabilmesi mümkün olabilmektedir. Esnek ve sağlam tasarıma sahip olmakla birlikte temizleme ve bakım işlemleri için pratik ve kullanışlı olmaktadır. Arıza olması durumunda örneğin borulardan bir veya birkaçının çalışmaz olduğı durumlarda kör tapa ile iptal edilebilir veyahut yenisi ile de değış-tokuşu yapılabilir. Boru demeti dışarıya alınabilen boru kısmı elle temizlenebilen gövde borulu ısı değıştiricileri aynı zamanda gövde tarafından da temizlenebilmektedirler. Bakım işlemleri gerçekteşirken tesisin durması birtakım maliyetlere yol açabilmekte ve borulardan birinin tamamen tıkalı olması durumları gibi süreçlerde bu bakım sürelerinin uzaması maliyet ve bakım giderlerinin artmasına sebebiyet vermektedir. Gövde borulu ısı değıştiriciler, piyasada yaygın olarak kullanılmasından dolayı kullanıcılar tarafından kolay bir şekilde tedarik edilmektedir. Akışkan sınırlaması çok az olduğı ve çoklu ünitelerin yapılmasının kolay olduğı, planlama alanının ise yüksek olmasını gerektiren ısı değıştirici yapısındadırlar [99].



Şekil 9. Gövde Borulu Isı Değiştiricisi [100]

Akışkanın gövdeye bir yandan giriş yaptığı ve diğer yandan da çıkışın sağlandığı, basit ve ucuz konstrüksiyonlara sahip olan, boruların da birkaç yönlendirme plakası ile desteklenebildiği, tek fazlı akışkanlarda sıklıkla tercih konusunu olan gövde borulu ısı değiştiricisi tipi E gövde tipi ısı değiştiricileri olarak tanımlanabilmektedir. Burada ısı değiştiricinin etkenliğini daha da yükseltebilmek için boyuna doğru konumlandırılan yönlendirme plakalarıyla desteklenmesi F tipi gövde borulu ısı değiştiricilerini meydana getirmektedir. Bunların haricinde yönlendirme plakalarının akışı bölmek için gövdede farklı farklı konumlandırılmasıyla G, H ve J tiplerinde gövde borulu ısı eşanjörleri oluşturulabilmektedir. Yatay bir yönlendirme plakasıyla gövde içindeki akışın ikiye ayrıldığı G tipinde, giriş ve çıkış ağzları birbirlerine göre 180° olarak gövde ortasına yerleştirilmekte ve E tipinin gövde içindeki basınç kayıpları ile G tipinin gövde içindeki basınç kayıpları aynı düzeylerde gerçekleşerek; E sınıfını geçen daha yüksek bir logaritmik sıcaklık farkının ortalama değerini G tipi gövdenin sağlamasıyla ısı değiştirici etkenliği de buna göre daha iyi konuma gelmektedir. Ayrıca G sınıfı gövdeler akış olarak tek fazlı kullanılabilmesinin yanında yatay buharlaştırıcı uygulamasını ile de pratikte kendine yer bulabilmektedir. H tipi gövdelerde gövdeye giriş ağzları ile akışı ayıran

yönlendirme plakaları ikişer adet olmakta ve diğer özellikleriyle de G tipi gövdelere çok benzemektedirler. J sınıfı gövdelerde ise gövde tarafında meydana gelen basınç kaybının mahiyeti, E sınıfı gövdelerinininkinden sekizde birine tekabül etmektedir. Bu itibarla düşük basınç kayıplarının olması istenen mahallerde örneğin vakumlu yoğunlaştırucu işletmelerinde J tipi gövde borulu ısı değiştiricili aplikasyonlara başvurulabilmektedir [101].

Buharlaştırıcı olarak kullanılabilen çoğunlukla havuz tipi kaynatıcılarda boruların bulunmadığı üst kısımda buharın toplandığı sıvının ise boruları tamamen kapladığı şeklinde aplikasyonlandırılan K tipi gövdelerde boru demeti gövdenin hacimce yaklaşık %60 kadarını kaplayarak gövdenin alt kısmında konumlandırılmıştır. Savak rolünü oynayan düşey levhadan fazla akışkan uzaklaştırılarak drenaj yapılır. Ayrıca çapraz akımlı düzenlemeleri sağlayan, düşük basınçlı gövdelerde bilhassa kanatlı borular ile gazların soğutulma işlemlerinde aplikasyon sahası bulan X tipi gövdeler de mevcut bulunmaktadır. X tipi gövdelerde yönlendirme plakaları bulunmadığından dolayısıyla titreşimlerin meydana gelmesi kaçınılmaz olarak söylenebilmektedir. Bu sebepten ötürü titreşimleri absorbe edebilmek için boruların arasına destek elemanları yerleştirilmektedir [102].

2.2.5.1.4 Gövde borulu ısı değiştirici elemanları

Gövde borulu ısı değiştiricisinde kullanılan levhalar, silindir şeklinde kıvrılıp gövdeye kovan şeklinde kaynakla birleştirilmiştir. Boruların çap ve sayılarının tespitinde akan akışkan hızının önemlidir. Boru içinde akan akışkanın hızının büyük olması ısı geçiş katsayısını yükselterek basınç kayıplarının, pompa veya vantilatör gücünün büyümesine ve daha kompakt tasarımlı ısı değiştiricilerinin keşfine sebebiyet vermektedirler. Boru içinde akan akışkanın hızının büyük olması tortulaşma ve birikintiyi önlemekte ancak titreşim veya kavitasyona sebep olmaktadır. Isı değiştiricisi gövdelerinde malzeme olarak dökme demir kullanılmaktadır. Bu malzeme yapısal özellikleri itibarıyla çalışma sıcaklık ve basınç optimum değerleri 10 bar basınçta ve 200 °C sıcaklıkta kullanılmaktadır. Bitim noktaları boru aynasına takılan içerisinden sıcak veya soğuk akışkanın geçtiği mekanizmalar boru demeti olarak ifade edilmektedir. Küçük boru çaplarının tercih edilerek boyutsal anlamda minimize edilmiş ısı eşanjörlerinin kullanılması, ısı değiştirici maliyetlerini düşürmektedir. Akışkanın kireçlenme durumu gözönünde bulundurulması

nedeniyle büyük çaplı boruların kullanılması daha uygun olanıdır. Boru çaplarının yanı sıra boru et kalınlıkları da önemli bir etkidir. Akışkanın basıncı ve korozyon payı dikkate alınarak boru et kalınlıkları seçilebilmektedir. Bu tip ısı değıştircilerinde, borular kıvrılmadan uçları iki aynaya takılmışsa I tipini, bir aynaya takılmışsa da U Tipi Boru Demeti'ni oluşturmaktadır.

Boruların uçlara sabitlenmesi için makine ya da kaynak işlemi kullanılarak birleştirilir. Gövde boruların kireçlenme ihtimali az ise eşkenar üçgen ya da kare şeklinde dizilişleri olmaktadır. Sızdırmazlığın ön planda olduğu tasarımlarda aynaya tespit işlemi kaynak yöntemiyle yapılmalıdır.

Gövde borulu ısı değıştircilerinde levhalı ve çubuklu olan yönlendirme plakaları, akışkanın yönlendirilmesi, gövdedeki ölü alanların azaltılması, akışın türbülanslı bir hale getirilmesi, titreşimin azaltılmasında kullanılan çok önemli ısı değıştircisi elemanlarıdır. Enine plakalar gövde içindeki akışın yönünü farklılaştıracak biçimde dizayn edilmekte ve plakalar ısı değıştircisinin tam olarak boşaltılabilesine fırsat verecek şekilde akış yönü yukarıdan aşağıya değıştirilmelidir.

Şaşırtma plaka kalınlıklarının 3 ila 10 mm arasında değışmektedir. Şaşırtma plakaları arasındaki mesafenin gövde anma çapı en düşük yüzde yirmisi kadar, en fazla da gövde çapı kadardır. Şaşırtma plakaları arasındaki mesafe ise gövde çapının 0,3-0,5 arasında seçilmesiyle optimal düzeyde bir ısı geçişi ve basınç kayıpları gözlemlenebileceği öngörülebilmektedir.

Salmastra genişliğinin 8 ila 10 mm arasında değıştiği, cidardaki sızdırmazlık tedariki için yönlendirme plakalarının kullanıldığı görülebilmektedir. Dış çapları, gövde dış çapına eşit olarak alınan, tek veya bağlantıların civata ile yapıldığı çok parçalı olabilen, kalınlıklarının basınca göre hesaplanmış kalınlıklardan daha fazla olarak tercih edilen tasarımlar olarak tanımlanmaktadır.

Bağlantı ağızları; ısı yükünü göğüsleyebilecek, ani zorlanmalar, taşınma ve montaj işlemlerinde sızdırmazlık sağlayacak düzeyde sağlam olabilmeli ve herhangi bir burkulma veya deformasyona mahal vermeyecek biçimde rijit olması önem arz etmektedir. Ayrıca, bazı parçalar kaynaklı olabilmekte, dövme vasıtasıyla veya çelik saçları kaynak ederek bağlantılar sağlandığı, minimum 20 mm nominal çapa sahip boruların kullanıldığı elemanlar bağlantı ağızlarıdır.

Salmastra gibi contalar da sızdırmazlığı sağlayarak, metal kılıflı veya yumuşak metalden 160 N/cm²'den büyük basınçlarda, sentetik kauçuk vb. malzemeleri de daha düşük basınç seviyelerindeki durumlarda kullanılmak maksatlı imal edilen contalar, ısı eşanjörünü meydana getiren önemli elemanlardan birisidir.

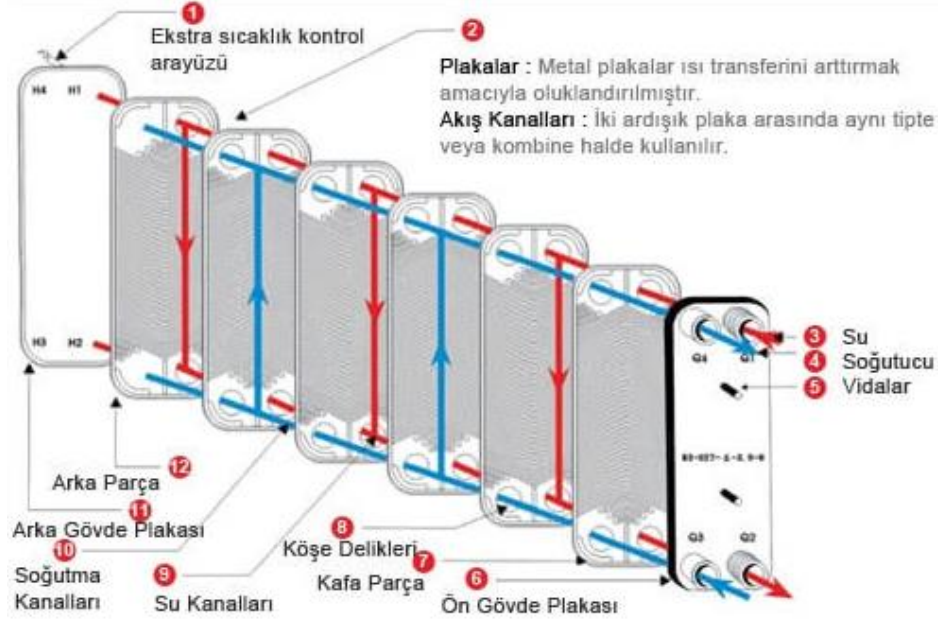
Flanşlar, tesisattaki elemanların birbirine sızdırmazlarını sağlamaktadır. Örnek olarak; bağlantı flanşları TS 816'ya uygun olarak tasarımlanamaktadır. Gövde malzemesinden imal edilen ayaklar ise gerilmeleri ve sehimleri ısı eşanjörünün gövdesinde bulunarak önlemektedir.

2.2.5.2. Levhalı ısı değıştircileri

Akışın oluklu kanatlar arasına sıkıştırılarak ayrılması, düz veya dalgalı olarak imal edilen ince levhaların kullanılmasıyla üretilen levhalı ısı değıştircileri sayesinde gerçekleşmektedir. Yüksek basınç ve sıcaklıkta kullanılamayan ısı değıştircilerinden olan ve ince levhalardan paket oluşturularak imal edilen contalı levhalı ısı değıştircileri, gövde borulu ısı değıştircilerle kıyaslandığında ısı performans manasında daha iyi bir seviyede olan spiral levhalı ısı değıştircileri ve Lamelli olarak ayrılmaktadır.

2.2.5.2.1 Contalı levhalı ısı değıştircileri

Metal levhaların arasında contaların olduğu, akışkanları birbirinden tecrit eden dalgalı tipte ince levhalardan imal edilen ısı değıştircileri contalı levhalı ısı değıştircileri olarak bilinmektedir. Contalı levhalı ısı değıştircileri Şekil 10'da gösterildiği gibidir.

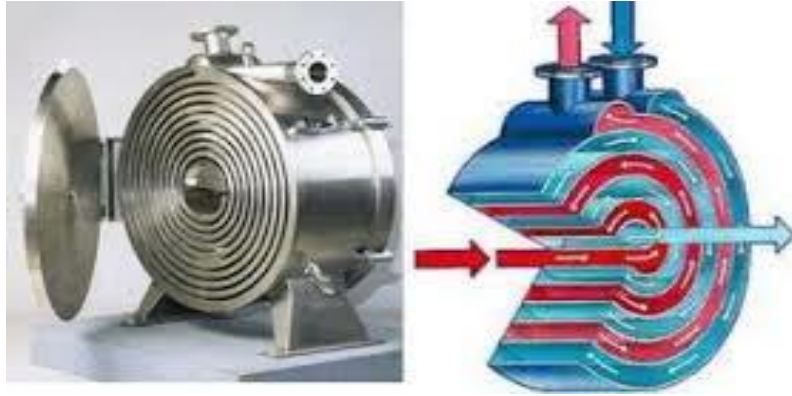


Şekil 10. Contalı levhalı ısı değişirici [103]

Contalı levhalı ısı değişiriciler, ince metal plakaları sıkıştırılarak paket haline getirilmesiyle, metal plakaların akışkan geçişi için deliklerin bulunduğu, akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı vaziyetinin önlenmesi için en uygun contaların kullanıldığı ısı değişiricisidir. Bu tip ısı değişiricisinde sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan plakalar arasındaki boşluklardan akar ve plaka boşluklarını doldurmak ve ısı geçişini iyileştirmek için plakalar dalgalı bir biçimde imal edilir. Çalışma basıncının -25°C ile $+175^{\circ}\text{C}$ olmaktadır. Ancak özel tasarımlarda 40 bara kadar sıcaklık ise -40°C ile $+200^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa kadar çıkmaktadır. Plaka malzemesi olarak paslanmaz çelik veya titanyum kullanılırken, conta malzemesi olarak nitril kauçuk, hypalon veya viton malzemesi kullanılmaktadır. Plakaların her bir ünitesi için yüzey alanları 1200 m^2 'ye kadar arttırılabilir. Contalı levhalı ısı değişiricileri gövde borulu ısı değişiricilerine göre daha az yer kaplamakta ve daha kompakt hacimlerde bulunur. Plakaları maliyetleri düşük ve piyasada çok bulunmaktadır. Bakım ve temizliği kolaydır ve ekstra plaka ilavesi yapılabilir. Akışkanlar arası karışma olasılığının düşük olmasından dolayı ısı değişirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmamaktadır. Ayrıca, yüksek basınçlarda olmaması nedeniyle titreşim yapmamakta ve gürültü çıkarmamaktadır [104].

2.2.5.2.2 Spiral levhalı ısı değıştircileri

Spiral Levhalı ısı değıştircileri, levhaların paralel ve spiral şekilde sarılmasıyla imal edilir. Bu tip ısı değıştircileri paralel veya zıt akışlı olmaktadır. Gövde borulu ısı değıştircilerle kıyaslandığında ısı performansları daha iyidir. Bu tip ısı değıştircilerin detayları şekil 11’de gösterilmiştir [105].



Şekil 11. Spiral levhalı ısı değıştirci [106]

2.2.5.2.3 Lamelli ısı değıştircileri

Lamelli tipindeki eşanjörler, gövde içine yerleştirilen lamel olarak isimlendirilen elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulan demet şeklinde tasarlanır ve imalatı yapılır. Tasarımı ve imalatı yapılan Lamelli ısı değıştircileri şekil 12’de gösterilmiştir. Lamelli ısı değıştircileri, paralel veya zıt akışlı olurlar. Gövde içerisinde yönlendirme plakaları bulunmamaktadır. Basınç 35 bar ve sıcaklık 500 dereceye erişebilmektedir. Yüzey alanları 1000 m²’ye kadar arttırılmakta ve bu da ısı geçiş katsayısına etki etmektedir. Isı geçiş katsayısı olarak gövde borulu tipte imal edilen ısı değıştircilerin ısı transfer katsayısından büyük olmasına karşın, plakalı tipte imal edilen ısı değıştircilerinden daha küçük bir ısı transfer katsayısına sahiplerdir. Zıt yönde akış tedarik edildiğinde ısı verim olarak yüksek ve gaz-gaz kullanımı için idealdir. Bakımı kolay olup kirlenme eğilimleri düşüktür. Gövde borulu ısı değıştircilere göre daha kompakt bir konstrüksiyona sahiptirler [107].



Şekil 12. Lamelli Isı Değiştiricisi [108]

2.2.5.2.4 İnce film ısı değiştiricileri

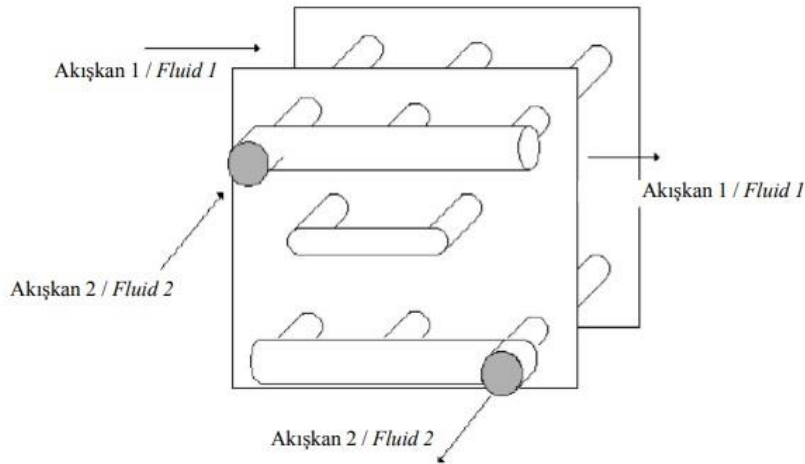
İnce film ısı değiştiricileri, ısı taşınım katsayısı yüksek olmasından dolayı viskozitesi bakımından yüksek ve sıcaklık bakımından da hassas olan maddelerin hem ısıtılmasında hem de soğutulmasında kullanılır. Aynı zamanda buharlaştırıcı olarak ta kullanımları vardır.



Şekil 13. İnce Film Isı Değiştirici-Evaporatör Uygulaması [109]

2.2.5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri

Kompakt ısı değıştirciler olması ve ilave kanatların eklenmesiyle meydana getirilen kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri yüksek verim gereksinimlerinde sıklıkla başvurulabilmektedir. Isı geçişi yüzeyini arttırmak amacıyla boru veya levha gibi kanatların veya diğeri ilave çıkıntılarının eklenmesiyle oluşturulur. Levhalı yüzeylerde, yüzey alanı artırılarak kompakt yüzeyler oluşturulur ve levhalar oluk, zikzak, tırtık vb. farklı geometrik şekillerde bulunur. Bu şekilde olan ısı değıştirciler Şekil 13'te gösterilmektedir. Bu tip ısı değıştirciler daha çok iki ayrı gaz akışkan ısı geçişlerinde tercih edilir [110].



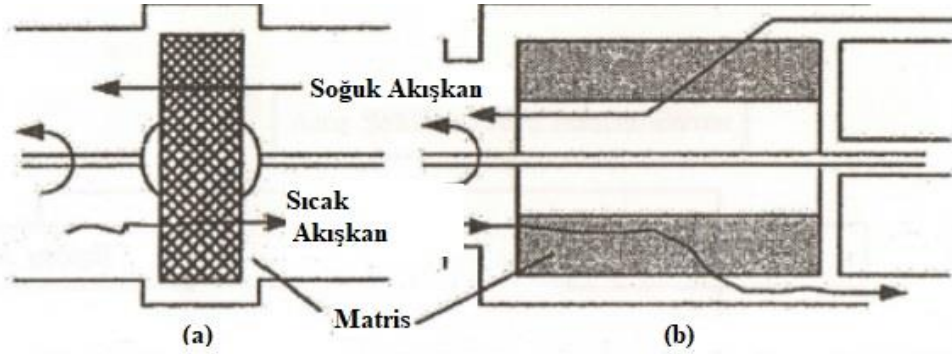
Şekil 14. Kanatlı Borulu Isı Değıştircisinin Sembolik Gösterimi [111]

Paralel plakaların arasına pres ve kaynakla sabitlenirler. Kanatlarda en yüksek basınç 80 bar ve en yüksek sıcaklık ta 600 °C'ye kadar çıkabilir ve düşük hacimli olan yerlerde kullanımı tercih edilir. Kompakt olan endüstriyel elemanların soğutulmasında kullanılır [112].

2.2.5.4. Rejeneratif ısı değıştircileri

Rejeneratif ısı değıştircilei, kompakt bir hacme sahip olup ekonomiktir. Dönen ve sabit matris rejeneratörler diye Şekil 14'teki gibi iki tipte bulunmaktadırlar. Yüksek fırınlarda ve cam fabrikaları gibi yerlerde kullanılan sabit matris rejeneratörlerde aynı tipten en az iki rejeneratörün olması gerektiğii ve 3-4 rejeneratörün de simultane olarak kullanılabilmesi gerekir. Disk ve kasnak tipi olarak iki sınıflandırma yapılabilen dönen tip rejeneratörlerde eksenel tipteki akışa sahip ısı transfer yüzeyi disk şeklinde olmakta

iken, kasknak tipindekinde ise gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabilmekte ve radyal akışta olan içi boş silindir şeklinde dir [113].



Şekil 15. Döner Jeneratör Tipleri: (a) Disk Tipi (b) Silindir Tipi [114]

Isı geçişleri dolaylı olup, ısı önce sıcak akışkana oradan da soğuk akışkana verilmektedir. Isının depo edildiğ i gözenekli elemanlara dolgu maddesi denilmektedir. İlk yatırım maliyeti daha az olup, az da olsa kaçak durumu oluşabilir. Ayrıca akışkanların birbirlerine etkileşimleri varsa bu tip ısı değ iştiricileri kullanılması uygun değ ildir [115].

2.2.7. Serpantin tipi ısı değ iştiricileri

Serpantinler, soğuk veya sıcak yüzeyle temas alanını artırmak maksatlı ısıtılan veya soğutulan akışkanlar için kullanılırlar. Tekstil sektöründe hava ısıtılması maksatlı kullanılan serpantinler, tekli veya gruplandırılmış bir şekilde ısının farklılaştırılmasının ihtiyaç olduğ u alanlarda istenilen derecede soğutulabilmesi veya istenilen düzeyde ısıyı sağ layabilmesi noktasında endüstrinin kullandığ ı en önemli enstrmanlardandır.



Şekil 16. Serpantin Tipi Isı Değ iştiriciler [116]

III. BÖLÜM

3. MATERİYAL VE YÖNTEM

3.1. Isı Geçiş Problemlerinin Çözümlemesi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), akışkanlar dinamiği ve ısı transferi problemlerinin çözümlemesi ve analiz işlemlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla sayısal yöntem ve algoritmaların yer aldığı mühendislik uygulamalarında sıklıkla kullanılan nümerik denklemlerle çözümleyen bir metottur. Katı yüzeyler ile etkileşime giren ve bir etkileşim ortamı oluşturan sıvı, gaz ve katı cisimlerin etrafındaki ve/veya içindeki akış alanlarını bilgisayar yardımı ile çözüme ulaştırır. HAD simülasyonlarının doğruluğu, kullanılan matematiksel model ve sayısal yöntemlere bağlıdır. Çoğunlukla, paralel işlemciler veya küme sistemleri kullanılarak HAD simülasyonları yapılır ve HAD (Computational Fluid Dynamics) olarak ta bilinir [117].

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği HAD simülasyon adımları;

- Ön-işlem Adımları (Pre-processing Steps)
 - Geometri Tanımı ve Katı Modelleme (Solid Modelling)
 - Çözüm Ağı Oluşturma (Grid Generation)
 - Çözüm Ağı Bölünme (Domain Decomposition)
- Akış Çözücü ile Hesaplamalar (Computations with Flow Solver)
 - HAD Simülasyonları (HAD Computations)
- Art-işlem Adımları (Post-processing Steps)
 - Hesaplama sonuçlarının değerlendirilmesi (Evaluation of Computational Results)
 - Görüntüleme (Visualization)

3.2. Ansys Programı

Sonlu elemanlar yazılımı olan ve tasarımcıların ya da araştırmacıların titreşim, mukavemet, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği sahalarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbirleriyle olan etkileşimini görselleştirmekte kullanılabilen sıklıkla başvuru bir programdır. Genel amaçlı Ansys yazılımı, testlerin ya da çalışma şartlarının herhangi bir maliyete mahal vermeden, daha öncesinde simülasyonların gerçekleştirilmesine ve optimizasyonların yapılmasına imkân sağlamaktadır. Ansys programı sayesinde dijital ortamdaki üç boyutlu simülasyonlar sonucu cihaz ve malzemenin ömür analizlerinin yapılması, fiziksel sorunların tahmin edilmesi, önceden zayıf noktaların tespiti ve

giderilmesini mümkün kılmaktadır. Tasarım aşamasında, CAD (Computer-aided design) verileri için hem dışarıdan verilerin aktarılması hem de kendi bünyesinde barındırdığı tasarım arayüzleri (Pre-processing Steps) kullanılır. Bu yönüyle tasarımcılara çok alternatifli bir tasarım sunulur. Tasarımı yapılan modele mesh atılarak sonlu elemanlar modeli uygulanarak analiz hesaplamaları için hazır hale getirilir. Elde edilen bu çıktılar matematiksel ifadelerle veya grafik halinde gösterilir. Ansys programı ile sonlu elemanlar analizleri üç aşamalı olarak tanımlanır [118].

3.2.1. Problemin tanımlanması

Analizlere başlamadan önce gerçek problemin ne olduğu ve hangi kısımlarda analizlerin gerçekleştirileceği bunun sonucunda da elde edilen verilerin, hangi yöntemle optimizasyonlarının gerçekleştirileceği süreçler adım adım belirlenerek işlemler tamamlanır. Tasarım aşamasına geçildiğinde ise kilit alan veya hacimlerin belirlenmesi, eleman tipini ortaya çıkaracak ve de malzeme-geometri özelliklerinin girilerek mesh elemanlarının oluşturulması safhalarından geçerek hesaplama aşamalarına başlanır.

3.2.2. Yüklerin tayini, sınır şartlarının tanımlanması ve çözümleme

Sınır şartlarının tanımlanması, noktasal veya basınç yüklerinin belirlenmesi işlemleriyle analiz kısmına hazırlık kısımlarından en önemli kısımların girişleri tamamlanır. Ayrıca yük ve sınır şartlarının girişleri preprocessing aşamasında yapılır.

3.2.3. Sonuçların değerlendirilmesi

Gerekli düzenlemelerin ve önhazırlık işlemlerinin gerçekleştirilmesiyle birlikte elde edilen çıktılarla yer değiştirme çizimleri, gerilme diyagramları, düğüm noktasına ait yer değiştirmelerinin çıkarılması, eleman kuvvet ve momentlerinin davranışları elde edilir. Analizin planlanması aşaması, tüm aşamalardan önce gelmekte, yapılan simülasyonun performansına ve analizin doğruluk derecesine direkt etkisi bulunmaktadır. Bilinen yükler altında sistem davranışının modellenmesi, sonlu elemanlar analizinin amacını meydana getirmektedir. Analiz sonucunda da elde edilen sistem davranışlarının emsalini oluşturarak sonraki çalışmalarda ve problemlerde kılavuzluk etmesini sağlar.

Aynı temel model üzerinde değişik yükleme alternatifli çözümlerin yapılmasıyla her bir basmağa bir isim verilerek problemin sonraki aşamalarında kolayca erişilebilir olmasını

sağlar ve böylece faydalı iş ortaya çıkarılmış olur.

Model iki boyutlu ya da üç boyutlu olarak mm, inç. vb birimler kullanılarak tasarılır. Çizim aşamasında CAD verileri dışardan aktarma yoluyla da programa dahil edilerek onun üzerinden devam edilir. Ayrıca, kendi iç bünyesinde çizimle gerçekleştirilerek de tasarım aşamasına devam edilebilir. Burada dikkat edilecek hususlardan birisi tüm birimlerin birbirleri arasında uyumlu olması misal olarak modelin boyutları milimetre cinsinden verildiyse, yine aynı şekilde malzeme özellikleri de SI birim sistemiyle uyumlu olması gerekmektedir.

Analizin tipine ya da modelin geometrisine bağlı olarak eleman seçimi bir-iki-üç boyutlu olabilir. Elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk vb. malzeme fiziksel özelliklerini gösteren tanımlamaların da analiz programına girilerek yapılması gerekir. Modelde mesh işleminin yapılması iki türden olabilir. Tasarımcı tarafından manuel olarak ya da program özellikleri kullanılarak otomatik bir biçimde çözüm ağı üretme işlemi yapılabilir. Bu basamak, analizin performansını doğrudan etkileyen işlemlerden birisi olmakla beraber çok sayıda elemana bölünmesi daha iyi sonuçların eldesini sağlamakta, diğer bir taraftan da analiz zamanını daha da uzatmaktadır. Tasarımcı tarafından tek tek manuel olarak yapılması, işlem süresini uzatmakta ve zorlaştırmakta iken, tasarımılanan modelin kenarları süresince eleman yoğunluğunun belirlenmesi sonucu Ansys tarafından otomatik olarak işlem süresi kısaltmakta ve kolaylaşmaktadır. Elemanın tipine göre eleman özelliklerinin de yani gerçek sabitlerin de tanımlanması gerekir.

Çözümleme kısmına geçildiği zaman statik, modal, transient gibi hangi analiz tipi kullanılacaksa tanımlaması yapılır. Daha sonrasında ise sıcaklık ve basınç sınır şartları tanımlaması yapılır. Sınır şartlarının verilmesi modele uygulanan yükün sanal dünyada sonsuza kadar ivmelenmesini engelleyerek sınır şartlarına göre davranmasını sağlamakta ve yalnızca belirli bir yönde olabileceği gibi x,y,z yönlerinde de bu sınır şartı uygulanabilir. Sınır şartları düğüm veya anahtar noktalarında tanımlanmakta antisimetri veya simetri düzeninde olabilirler.

Nokta-Kenar-Yüzey-Cisim yüklemesi yapılabileceği gibi noktasal bir basıncın olduğu gerilme analizleri, sıcaklığın olduğu termal analizler, hız formunda gerçekleşen akışkan analizlerinde yüklemeler olabilir. Ayrıca yük birimi olarak; model geometrisi ve malzeme özelliklerinde kullanılan birim cinsi ile eş birimde olmalıdır.

Çözüm kısmında genellikle modelin okunması, modelin sayısal görünüm şeklinde formülasyonunun gerçekleştirilmesi, hazırlık basamağındaki sınır şartları işlemlerinin yapılması ve bunun neticesinde sonucun negatif olmasında matematik motorunun devreye girmesini engelleyen ön-çözücü kısmı birinci basamağı oluşturur. Buna karşın pozitif çıkması durumunda ise, yer değiştirme, basınç gibi dataları meydana getiren matematik motorunun faaliyete geçirilmesi sağlanarak ikinci basamak meydana getirilir. Matematik motoru tarafından üretilen sonuçlar kullanılarak son çözücü vasıtasıyla deformasyon, gerilme, hız gibi değerler üçüncü basamağı oluşturur.

Sonuçların okunduğu ve yorumlandığı bölüm olan post-processing bölümünde; sonuçlar görselleştirilerek tablo veya simülasyon biçiminde datalar sunulabilir. Ayrıca, programın özellikleri kullanılarak modelin yük altındaki davranışlarının animasyonları oluşturulur. Grafikler, genellikle yapısal tipteki problemlerin çözülmesinde kullanılır. Grafikler, x, y, z koordinatlarında gerilme ve birim şekil değiştirmelerin hesaplanmasında kullanılmakta olup, akma gerilmesi ve şekil değiştirme çıktıları da etkin gerilme ve birim şekil değiştirme vasıtasıyla simüle edilir. Ayrıca, plastik şekil değiştirme miktarı ve birim şekil değiştirme enerjisi de görselleştirilir [119].

IV. BÖLÜM

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Modelleme Çalışmaları-1

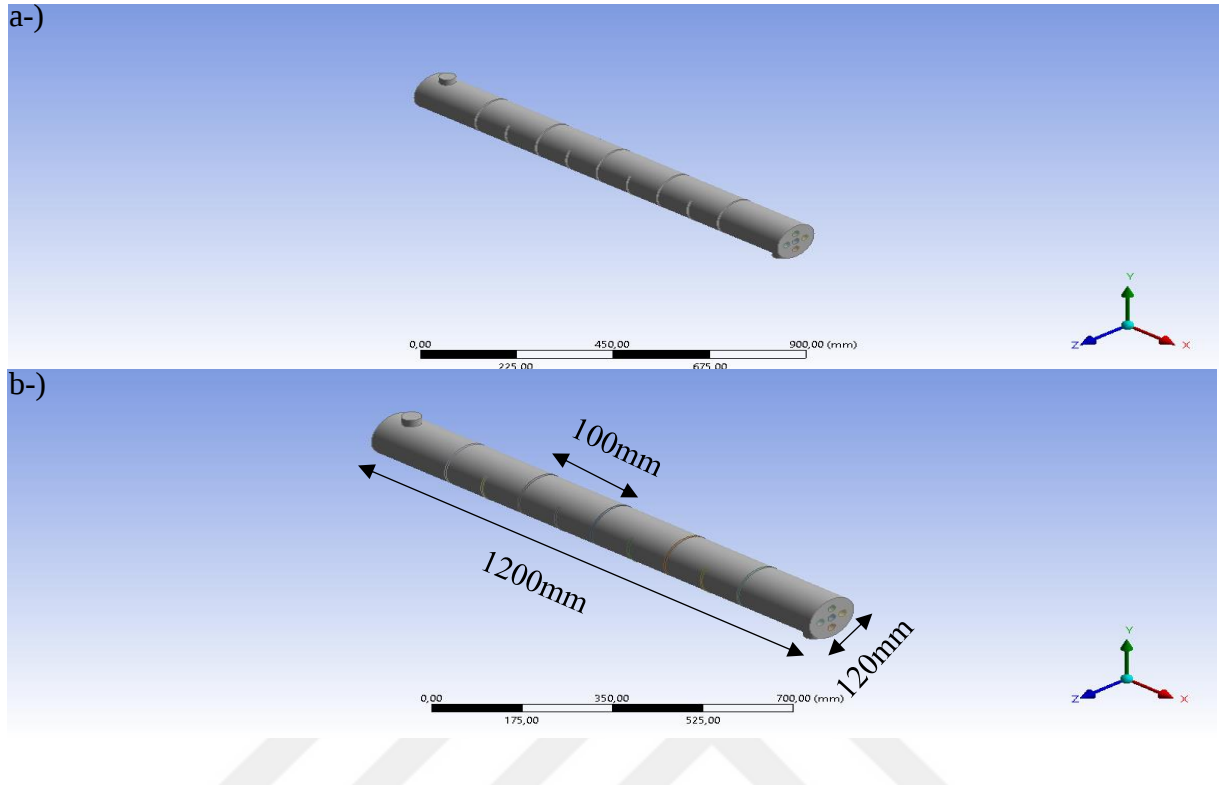
Modelleme çalışmaları-3'te model doğrulaması yapılmıştır. Yaklaşık %2'lik hata payı bulunan çalışmayla ilgili sonuçlar Modelleme Çalışmaları-3'te verilmiştir. Modelleme Çalışmaları-1 çalışmasında, gövde borulu bir ısı eşanjörünün HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) vasıtasıyla 3D akış analizi yapılarak farklı tiplerde tasarlanmış şaşırtma levhalarının kullanılmasıyla birlikte basınç düşüşü, sıcaklık ve basınç dağılımlarına ait görüntüler elde edilmiştir. Çalışmanın amacı, saptırıcı plakaları farklı tiplerde tasarlanmış olan gövde borulu ısı değiştiricisinde, iki farklı tipte saptırıcı plakanın gövde tarafında meydana getireceği basınç düşüşü ve ısı transferinde meydana getireceği etkiler elde edilmiştir. Geleneksel tek parçalı ve delikli tip saptırıcı plakaya sahip gövde borulu ısı eşanjöründe dört farklı debinin gövde tarafında meydana gelen basınç düşüşüne ve ısı transferinde meydana getireceği etkileri gözlemlenmiştir. Çıkan neticeler, grafikler ve şekiller aracılığıyla görselleştirilerek yorumlanmıştır.

Geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakanın tasarlandığı gövde borulu ısı eşanjörü ile delikli tip saptırıcı plakanın tasarlandığı gövde borulu ısı eşanjörleri 3D ve sürekli rejimde akış analizleri HAD yazılımı olan ANSYS Fluent programı vasıtasıyla bu çalışmada yapılmıştır.

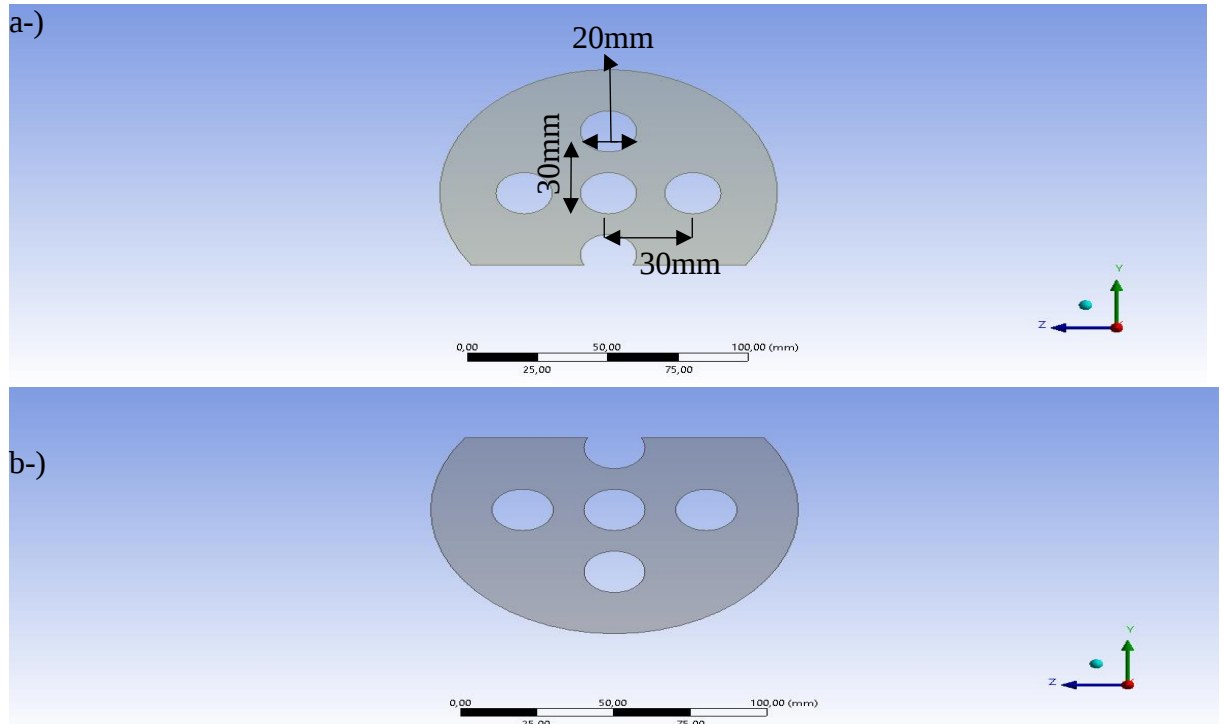
4.1.1. Fiziksel model

Tek gövde ve tek boru geçişine sahip 1200 mm uzunluğunda ve 120 mm çapında analizlerde kullanılmak üzere gövde borulu bir ısı eşanjörü katı model olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan gövde borulu ısı eşanjörünün fiziksel modeli Şekil 17'de verilmiştir. Geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plaka ile delikli tip saptırıcı plakanın tasarlanıp bu gövde borulu ısı eşanjöründe test edilmesiyle birlikte, tasarlanan saptırıcı plakaların gövde tarafında meydana gelen ısı taşınım katsayısının yanında oluşabilecek basınç düşüşüne etkileri incelenmiştir. Şekil 18 ve Şekil 19'te verilen saptırıcı plakalara ait görseller olup çalışma akışkanı olarktan analizlerde su kullanılmakta olup termofiziksel özellikleri de Tablo2'de verilmektedir. Tasarlanmış olan gövde borulu ısı

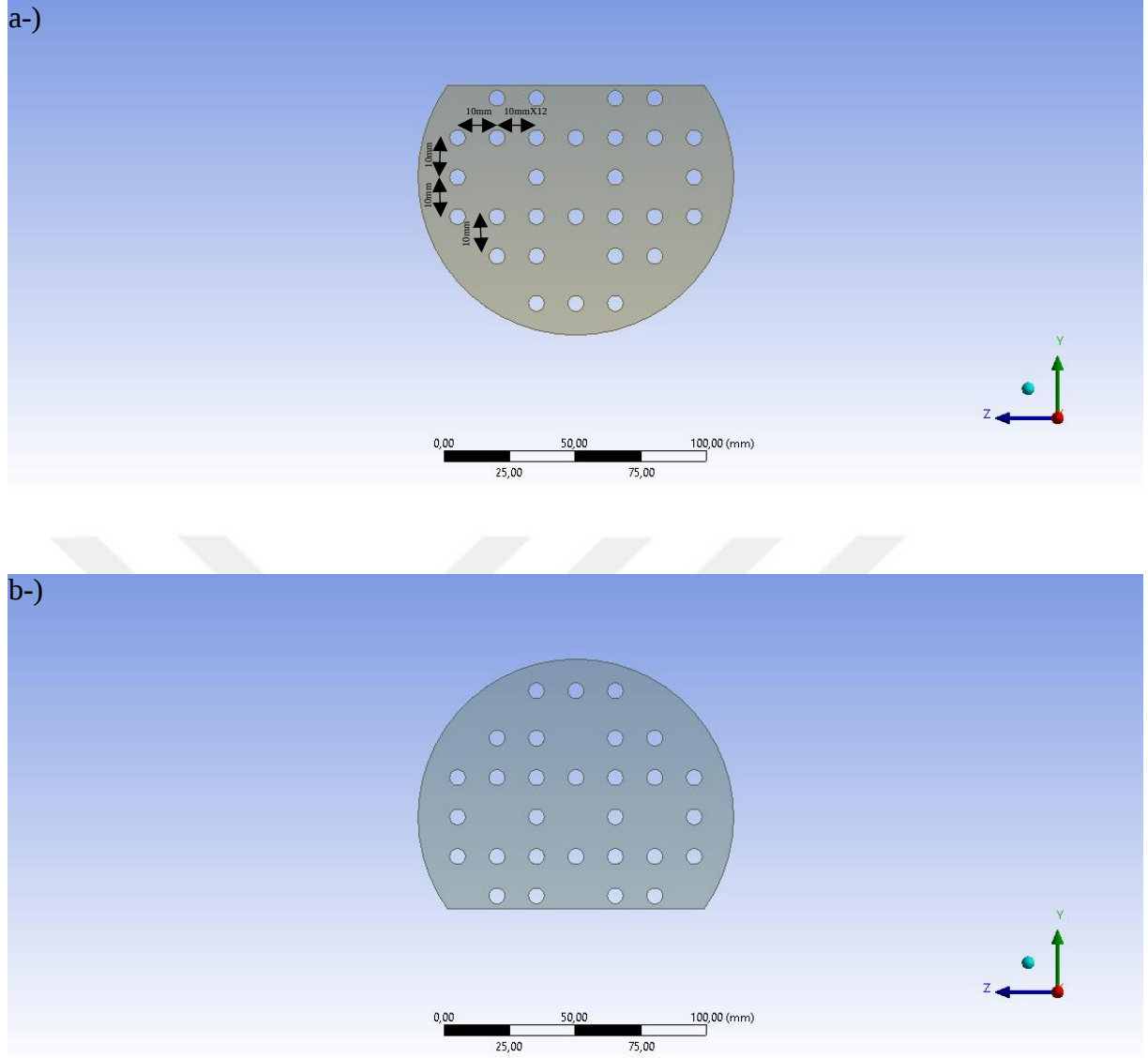
eşanjörüne ait detaylı geometrik özelliklerin yer aldığı kısım Tablo 1’de verilmiştir.



Şekil 17. Gövde borulu ısı değiştirici a) Geleneksel tek parçalı saptırıcı plakalı, b)
Delikli tip saptırıcı plakalı



Şekil 18. Geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakası



Şekil 19. Delikli tip saptırıcı plakası

Tablo 1. Gövde borulu ısı değıştiricinin detaylı geometrik boyutlandırılması

Açıklama	Boyut	Açıklama	Boyut
Gövde		Boru	
Çap (mm)	120	Çap (mm)	20
Uzunluk (mm)	1200	Adedi	5
Geçiş sayısı	1	Geçiş sayısı	1
Nozul giriş ve çıkış		Ara mesafe (mm)	30

Çap (mm)	40	Düzen	Kare
Boy (mm)	20		
Saptırıcı Plaka			
Sayısı	9		
Tipi	Geleneksel tek parçalı, Delikli		
Kalınlık (mm)	5		
Boşluk (mm)	100		

Tablo 2. Çalışma akışkanının termofiziksel özellikleri

Su (345 °K)	
ρ : 976,1 (kg/m ³)	c_p : 4191,5 (J/kg °C)
μ : 0,000391 (kg/m s)	K : 0,665 (W/m °C)

4.1.2. Uygulanan denklemler

Sonlu hacimler metodunun kullanılmasıyla çözümlenen gövde borulu ısı eşanjörü için analiz kısımlarında realizeable $k - \epsilon$ türbülans modeli uygulanmıştır. Ayrıca, momentum, $k - \epsilon$, enerji ve süreklilik denklemlerinin açılımı aşağıda verilmiştir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_t) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Türbülans kinetik enerji (k) denklemi:

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \Gamma - \epsilon \quad (4)$$

Türbülans enerji yayılım (ε) denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(u + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + c_1 \Gamma \varepsilon - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{u \varepsilon}} \quad (5)$$

Türbülans kinetik enerjisi k 'nın üretimi; " Γ " ile eşitlik 4 ve eşitlik 5'te gösterilmiştir.

$$\Gamma = - \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = u_t \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

$$u_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Kullanılan $k - \varepsilon$ türbülans modeli için ampirik sabitlerin detayı aşağıda verilmiştir:

$$\sigma_\varepsilon = 1.2, \sigma_k = 1.0$$

$$c_1 = \max[43 \cdot 10^{-2}, \mu (\mu_t + 5.0)^{-1}], c_2 = 1.9$$

olarak tanımlanmakta ve c_μ ortalama gerinim ve dönme hızının bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır [58].

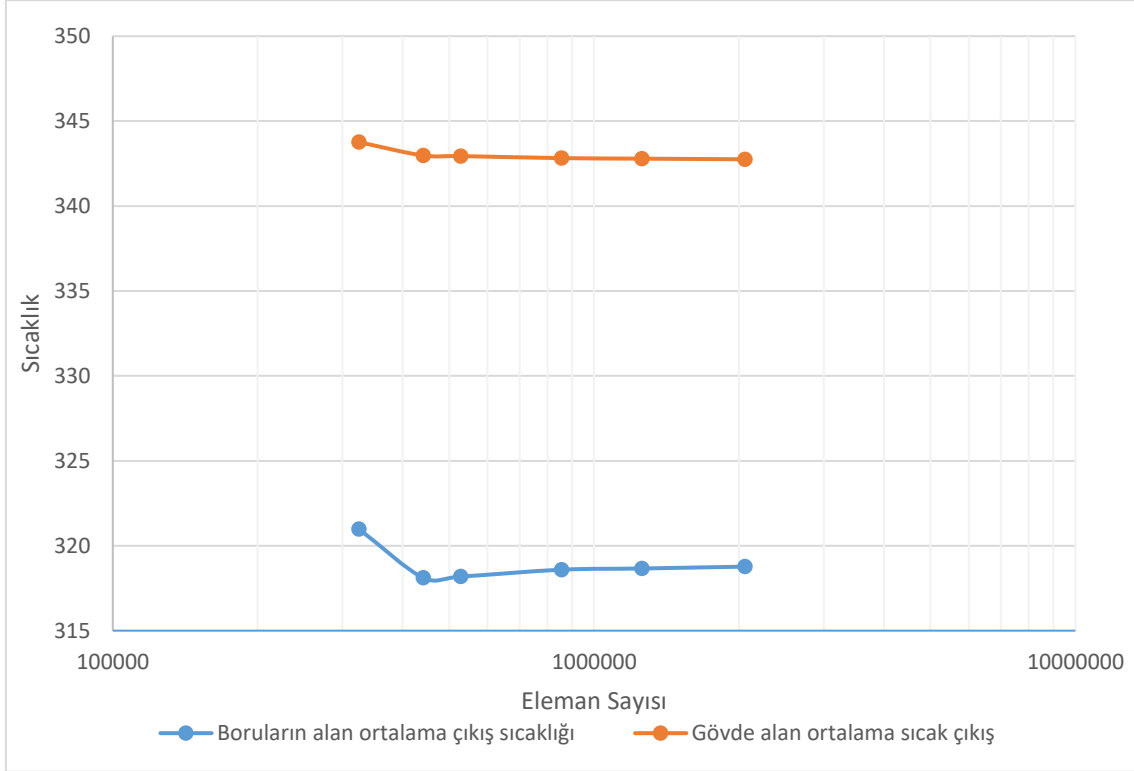
4.1.3. Analizlerdeki sınır şartlarının belirlenmesi

Standart duvar fonksiyonları metodunun gerçekleştirilen analizlerde yüzeye yakın bölgelerde kullanılmasının yanında yüzeylerin tamamına kaymazlık sınır şartı da uygulanmıştır. Bunun yanında yerçekiminin ihmal edilerek sürekli rejimde ve basınca dayalı olarak analizlerin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Gövdenin iç yüzeyi ile saptırıcı plakalar arasındaki var olabilecek sızıntılar akış analizini basitleştirmek noktasında ihmal edilmiştir. Çevre ortam ile eşanjörün dış yüzeyi arasındaki ilişki bağlamında; aralarında ısı transferi olmadığı kabuller arasındadır. Analiz işlemlerinde kullanılan akışkan olan su; dört farklı kütleli debilerde; 1.2, 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olarak incelemeye tabi tutulmuştur. Son olarak sisteme giren suyun 345 K sıcaklığında olduğu ve boru yüzeyi sıcaklığının ise 300 K olduğu varsayılmaktadır. Modellemelerin Vaka 3 Modeline göre analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.1.4. Ağdan bağımsızlık analizi

Ağdan bağımsızlık analizinin gerçekleştirilmesinin sebebi; HAD analizlerinden elde edilen neticelerin doğruluğundan emin olmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Delikli tipteki saptırıcı plakayla tasarlanmış olan gövde borulu ısı eşanjörü için 324 863, 441 604, 528 660, 855 551, 1 256 868 ve 2 059 763 elemanlı (Elements) altı farklı ağ sistemi

yaratılmıştır. Sıcaklık farkları açısından maksimum kütleli debideyken son iki ağ sistemi arasındaki farkın karşılaştırılması sonucunda aradaki farkın %1 civarında olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla 1 256 868 elemente sahip olmakta olan ağ yapısının, akış analizi işlemi noktasında yeterli olduğu kabul edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan işlemlerin görselleştirildiği ağdan bağımsızlık analizinden yaratılan sonuçların yer aldığı Şekil 20 aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 20. Ağdan bağımsızlık analizi sonuçları

4.1.5. Verilerin hazırlanması

Aşağıdaki temel eşitlikler analizlerden elde edilen verilerin hazırlanmasında kullanılmıştır [120]:

Gövde tarafı ısı transfer oranı (Q_s) :

$$Q_s = \dot{m}_s \cdot c_{p,s} \cdot (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (8)$$

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı (h_s) :

$$h_s = \frac{Q_s}{A_s \cdot \Delta T_m} \quad (9)$$

Isı transfer alanı (A_s) :

$$A_s = N \cdot \pi \cdot d_0 \cdot L \quad (10)$$

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (11)$$

En yüksek sıcaklık farkı (ΔT_{max}) :

$$\Delta T_{max} = T_{s,in} - T_w \quad (12)$$

En düşük sıcaklık farkı (ΔT_{min}) :

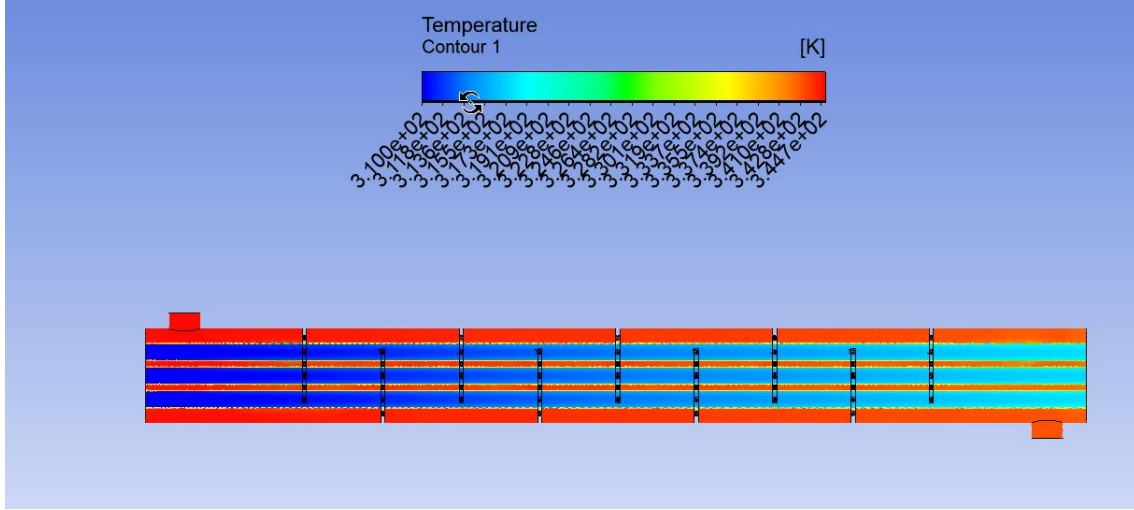
$$\Delta T_{min} = T_{s,out} - T_w \quad (13)$$

4.1.6. Modelleme çalışmaları-1- Bulgular

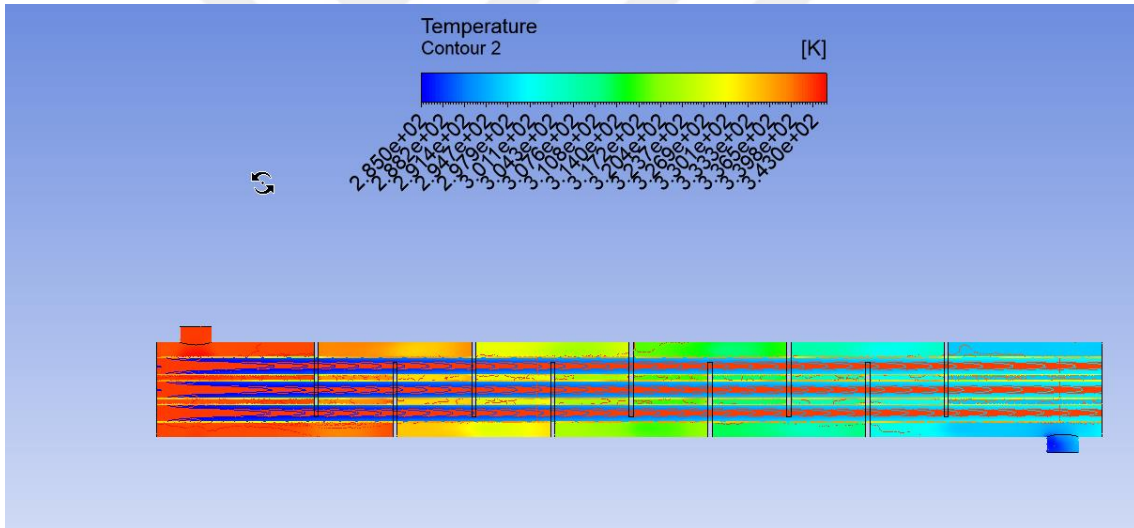
Şekil ve grafiklerin kullanıldığı akış analizi sonuçlarında, gövde borulu ısı eşanjörünün merkezi boyunca çizdirilen bir düzlem üzerinde sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmiştir. İlk analiz olarak geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakanın olduğu eşanjör ile delikli tip saptırıcı plakayla tasarlanmış olan eşanjöre ait sıcaklık dağılımları, maksimum kütleli debide incelenmiştir. Şekil 21 ve Şekil 22’te bu sıcaklık dağılımlarının değişimi görülmektedir.

Bir sonraki analizde çıkış sıcaklığı üzerine incelemede bulunulmuştur. Delikli tip saptırıcı plakayla tasarlanmış olan eşanjöre ait çıkış sıcaklığının geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakanın olduğu eşanjörde elde edilen çıkış sıcaklığına nazaran daha yüksek bir noktada olduğu gözlemlenmiştir.

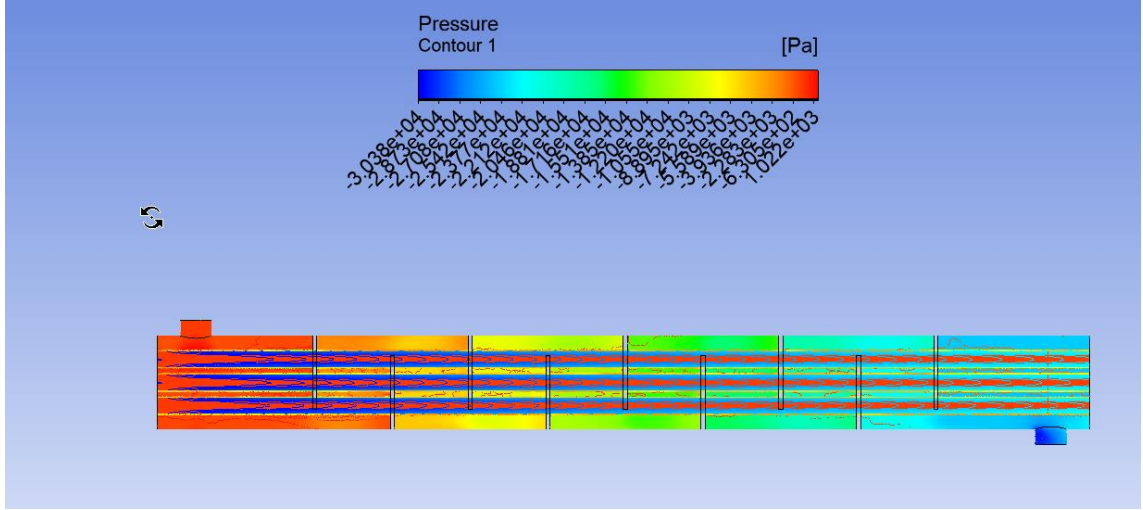
Yapılan analizde, iki farklı tipteki eşanjörlerin maksimum kütleli debide basınç dağılımları üzerine incelemede bulunulmuştur. Delikli tip saptırıcı plakayla tasarlanmış olan eşanjöre ait basınç düşüşünün geleneksel tek parçalı tip saptırıcı plakayla donatılmış eşanjöre nazaran daha düşük olduğu maksimum debide elde edilmiştir. Bu analize ait sonuçlar Şekil 23’da ve Şekil 24’de gösterilmektedir.



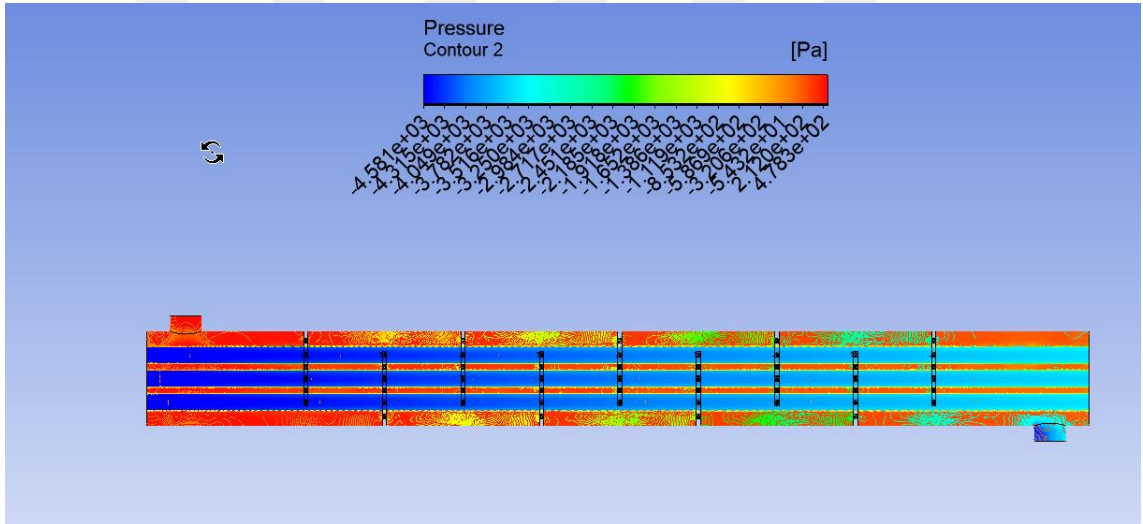
Şekil 21. Delikli tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki sıcaklık dağılımı- Vaka 3 Modeli uygulaması



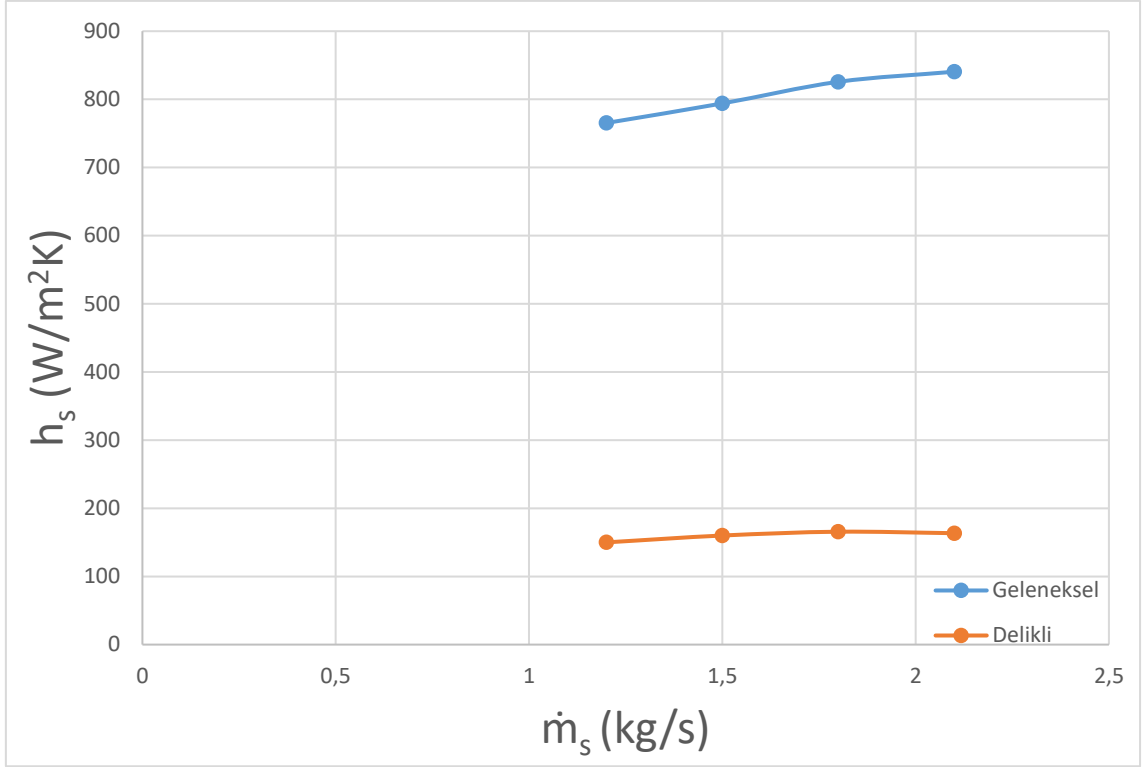
Şekil 22. Geleneksel tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki sıcaklık dağılımı- Vaka 3 Modeli uygulaması



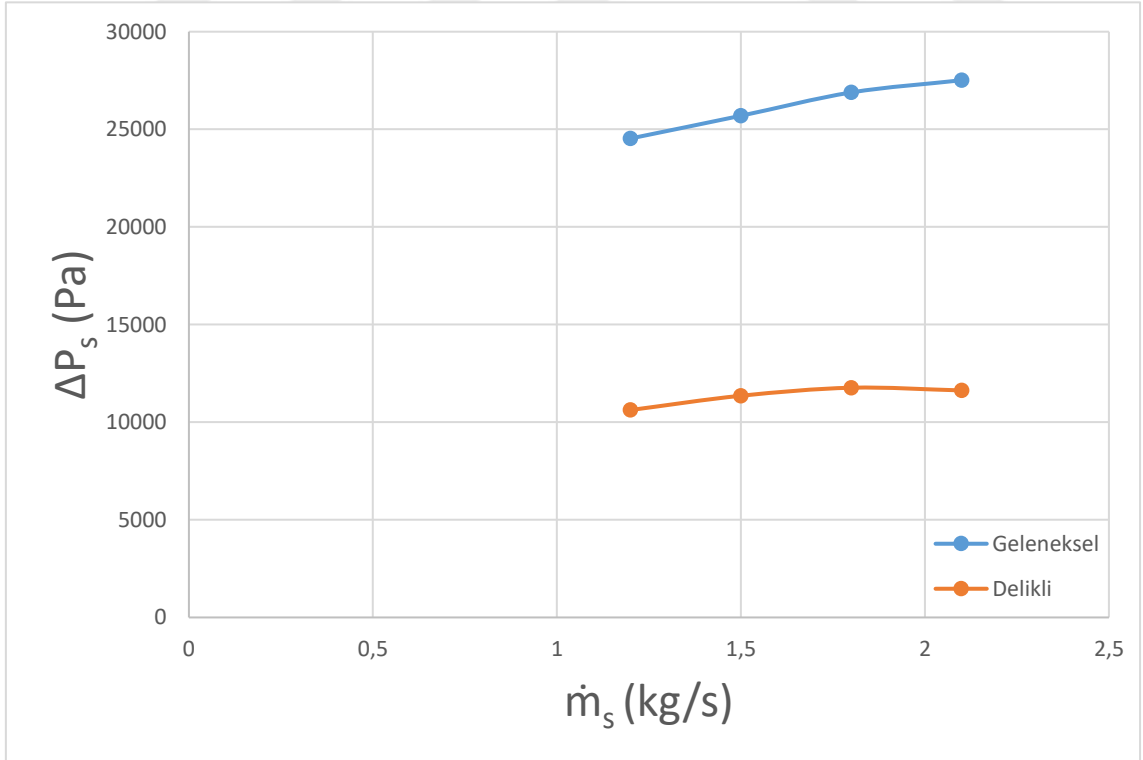
Şekil 23. Geleneksel tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki basınç dağılımı- Vaka 3 Modeli uygulaması



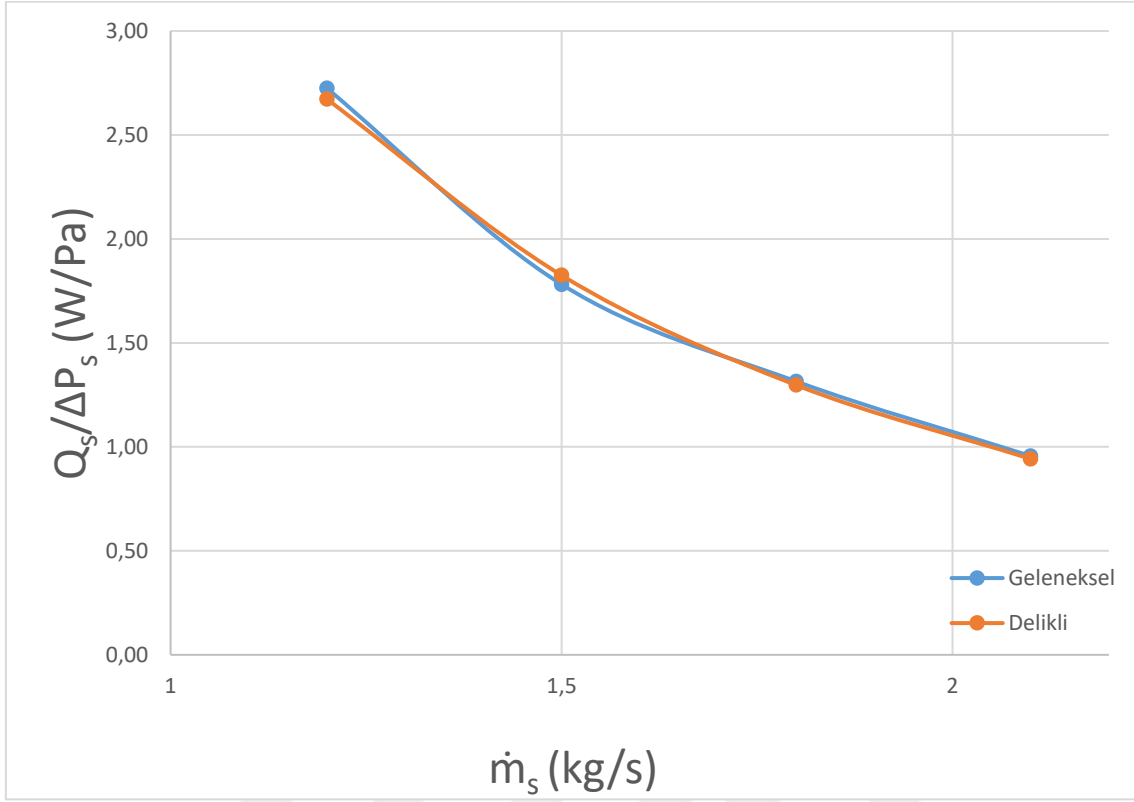
Şekil 24. Delikli tip saptırıcı plakalı eşanjörün maksimum kütleli debideki basınç dağılımı- Vaka 3 Modeli uygulaması



Şekil 25. Isı taşınım katsayısının kütlelel debi ile değişim sonuçları- Vaka 3 Modeli uygulaması



Şekil 26. Basınç düşüşünün kütlelel debi ile değişim sonuçları- Vaka 3 Modeli uygulaması



Şekil 27. Kütlesel debiyle değişkenlik gösteren basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının sonuçları- Vaka 3 Modeli uygulaması

Gövde tarafındaki akışkanın kütlesel debisi ile ısı taşınım katsayısının değişim eğrileri Şekil 25’te saptırıcı levhanın türüne göre ayrı ayrı gösterilmiştir. Analiz ile bütün hallerde ısı taşınım katsayısının değişkenlik gösterdiği ve tüm durumlarda kütlesel debinin arttırılmasıyla ısı taşınım katsayısının da yükseldiği gözlenmiştir. Isı taşınım katsayısı ile ilgili analiz sonucunda, tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörün, delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörle yapılan analizdeki sonuca nazaran ısı taşınım katsayısının daha yüksek noktalarda görüldüğü gözlemlenebilmiştir. Bu durum, akışın boru demetleri arasında tek parçalı saptırıcı plakalar sayesinde doğrultusunu değiştiren yapıda hareketini meydana getirerekten ısı transferini rehabilite etmesiyle açıklanabilmektedir.

Endüstride yaygın olarak kullanılan gövde borulu ısı eşanjörlerinin tasarımında basınç düşüşü kriteri önemli bir yere sahip olup pompalama maliyetiyle de direkt temas ettiği için göz önünde bulundurulması gereken önemli bir kriterdir. Saptırıcı plaka tiplerine göre yapılan analizde gövde tarafındaki akışkanın kütlesel debisi ile basınç düşüşünün

değişimi Şekil 26’da detaylandırılmıştır. Hem geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörde hem de delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörle yapılan analizde her iki tip eşanjörde artışların kütsel debi manasında gerçekleşmesiyle bağlantılı olarak basınca bağlı düşüşünün gerçekleşmesine ek olarak, her iki eşanjör için de şartları aynı hale getirdiğimizde; delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjöre nazaran basınç düşüşünün daha az olduğu gözlenmiştir.

Akışkanların termohidrolik performanslarının belirlenmesinde önemli bir diğer ölçütte basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranıdır. Saptırıcı plaka tipine göre yatay eksendeki kütsel debiye bağlı olarak değişen basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının sonuçları Şekil 27’de gösterilmiştir. Buna göre yapılan analizde, delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün, geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörle yapılan analiz sonuçlarındaki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranına nazaran bazı noktalarda daha yüksek olduğu sonucu gözlemlenmiştir.

4.1.7. Modelleme çalışmaları-1’in sonuçları

Burada, geleneksel tek parçalı saptırıcı plakanın ve delikli tip saptırıcı plakanın gövde borulu ısı eşanjörünün gövde tarafındaki basınç düşüşüne ve ısı transferine etkileri nümerik olarak incelemeye tabii tutularak, şekil ve grafiklerle analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Isı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün etkilerini araştırmak üzere analizler yapılmıştır. Neticede, gövde tarafındaki akışkanın kütsel debisinin yükselmesiyle basınç düşüşü ve ısı taşınım katsayısının arttığı tespit edilmiştir.

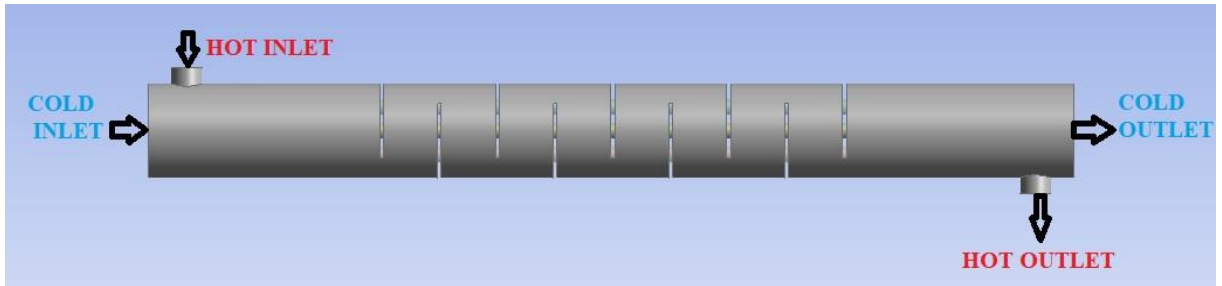
Delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörle yapılan analiz sonuçlarına nazaran hem basınç düşüşünün hem de ısı taşınım katsayısının daha düşük olduğu gözlemlenmesinin yanında, geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörde; basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının değişimini gözlemlemek için yapılan analiz sonuçlarına nazaran bazı noktalarda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Yapılan bir diğer analizde, geleneksel tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün, test edilen kütsel debinin 1.2 kg/s olması halinde diğer debilere nazaran en yüksek oransal

değerin basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı olarak tespiti gerçekleştirilmiştir.

4.2. Modelleme Çalışmaları-2

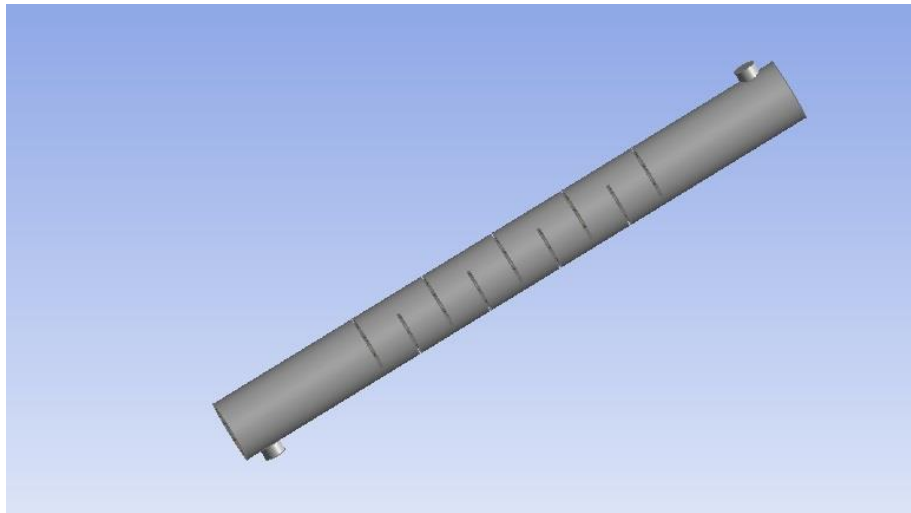
Konvansiyonel tek parçalı tip şaşırtma levhasının tasarlanarak oluşturulduğu gövde borulu ısı değiştiricisi üç boyutlu ve sürekli rejimde incelenmiştir. Analizlerin gerçekleştirilmesinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programlarından yararlanılmış; ANSYS Fluent programı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 28. Çalışma Akışkanının Giriş ve Çıkışta İzlediği Yol

4.2.1. Fiziksel model

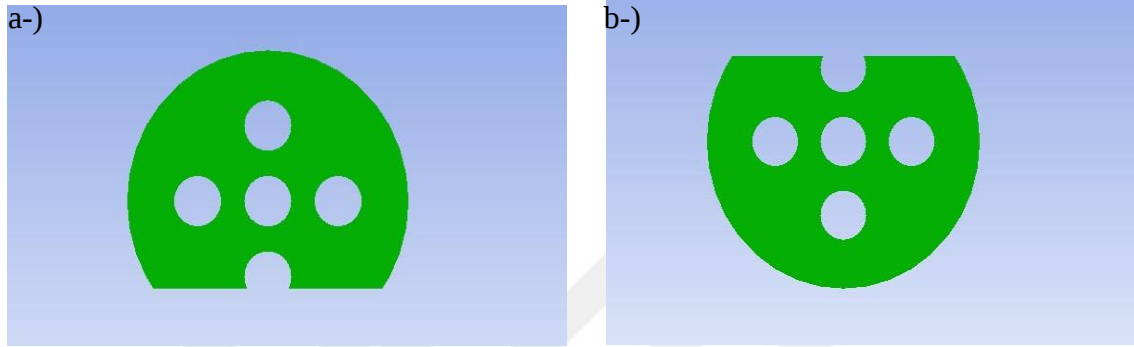
Analizlerde kullanılacak olan eşanjörün tasarlanmasında 1200mm boyunda ve 60mm yarıçapında olan tek gövdeye sahip ve tek boru geçişli olarak bir gövde borulu ısı eşanjörü fiziksel model olarak dizayn edilmiştir.



Şekil 29. Konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhalı gövde borulu ısı değiştirici

Tasarlanan konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhaları arasındaki boşlukların değişimi ile meydana gelebilecek basınç düşüşleri, ısı transferi oranı ve akışkan davranışındaki

farklılaşmalar analiz boyunca izlenecektir. Aşağıda verilmiş olan Şekil 30'daki görsellerde şaşırtma levhalarının görünümlerine yer verilmiştir. Analiz boyunca kullanılan akışkan olarak su tercih edilmiştir. Suyun termofiziksel özellikleri; ρ : 976,1 (kg/m³), c_p : 4191,5 (J/kg °C), μ : 0,000391 (kg/m s), K : 0,665 (W/m °C) şeklinde verilmektedir. Diğer bir taraftan da tasarımında bulunulmuş olan eşanjöre ait teknik detaylar Tablo 3'te gösterilmiştir.



Şekil 30. Geleneksel tek parçalı tip şaşırtma levhaları

Tablo 3. Tasarımın geometrik boyutlandırılması

Açıklama	Boyut	Açıklama	Boyut	Açıklama	Boyut
Gövde		Boru		Şaşırtma levhası	
Yarıçap (mm)	60	Çap (mm)	20	Sayısı	9
Uzunluk (mm)	1200	Adedi	5	Kalınlık (mm)	5
Geçiş sayısı	1	Ara mesafe (mm)	30	Boşluk (mm)	50, 75

4.2.2. Uygulanan denklemler

Analiz kısımlarında realizeable k- ϵ türbülans modelinin uygulandığı ve çözüm metodu olarak da sonlu hacimler metodundan yararlanılmasıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Faydalanılan enerji ve süreklilik denklemleri bölüm 4.1.2'de belirtilmiştir.

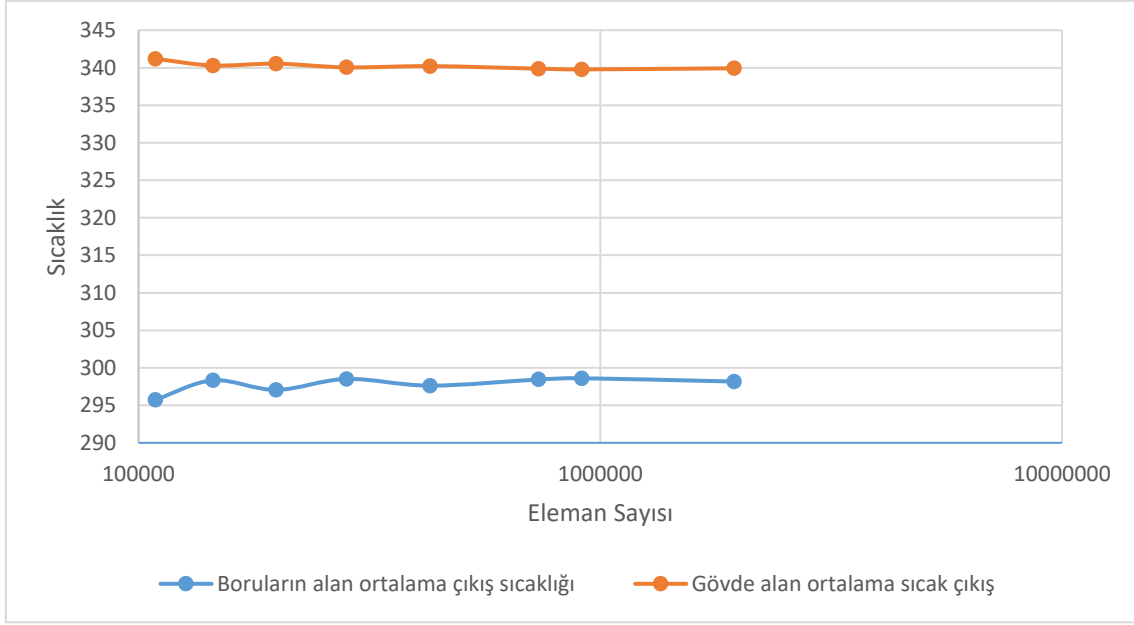
4.2.3. Analizlerdeki sınır şartlarının belirlenmesi

Analizlerin gerçekleştirilmesinde basınca dayalı olarak ve sürekli rejimde yerçekiminin

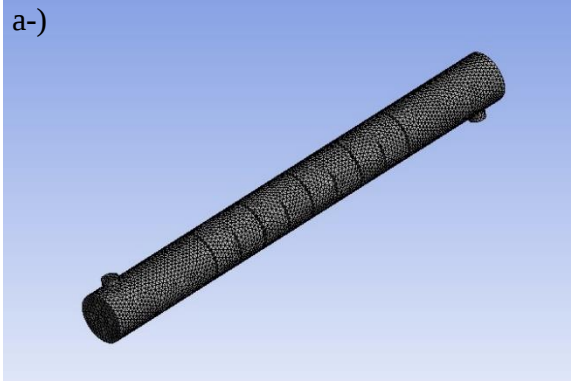
etkileri yok sayılarak işlemler sürdürülmüştür. İhmal edilecek öğeler arasında kesişim noktaları olan gövde iç yüzeyi ve şaşırtma levhaları arasındaki olması muhtemel sızıntıların ihmal edilmesi bir yana; diğer yandan da çevresel ortam ile eşanjörün dış yüzeyi arasında ısı geçişi olmadığı varsayılmıştır. Analizlerde kullanılan metot olarak standart duvar fonksiyonlarından yüzeye yakın bölgelerde yararlanılmış ve yüzeylerin bütününde sınır şart olarak kaymazlık sınır şartı uygulanmıştır. Ek olarak, boru yüzey sıcaklığının 300 K ve sisteme giren suyun 345 K değerinde bir sıcaklıkta sisteme giriş yaptığı varsayılmıştır. Bu çalışmada, her bir debi değerinin sabit tutulduğu durumda tasarımı yapılmış şaşırtma levhalarının arasındaki mesafelerin 50mm ve 75mm olarak değişimiyle ortaya çıkabilecek farklılıkların, basınç düşüşü ve ısı transferindeki değişimlerin ve akışkan davranışının ne yönde değişeceği incelenmiştir. Modellemelerin Vaka 3 Modeline göre analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.2.4. Ağdan bağımsızlık analizi

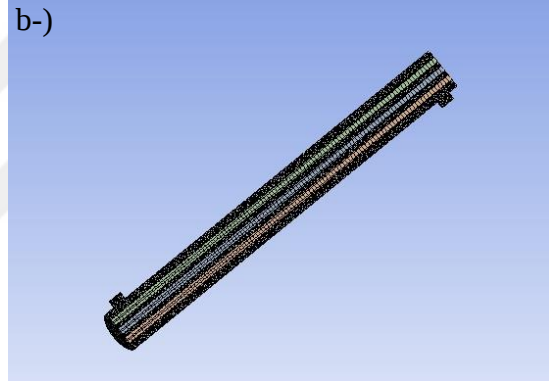
Ağdan bağımsızlık analizinin yapılmasındaki asıl amaç hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı vasıtasıyla yapılan analizlerin doğruluğundan emin olmak niyetli yapılmıştır. Konvansiyonel tek parçalı şaşırtma levhasıyla oluşturulan eşanjör için 108 752, 144 913, 198 686, 282 152, 427 911, 735 073, 911 378 ve 1 949 637 elemanlı (Elements) beş farklı ağ sistemi oluşturulmuştur. Sıcaklık farkları yönünden maksimum kütleli debiye sahipken son iki ağ sistemi arasındaki farklılığın %1 civarında olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla 911 378 elementin sahibi konumundaki ağ yapısının, akış analizi işlemi bağlamında kâfi derecede olduğu kabul edilerek ve analizler gerçekleştirilerek aşağıda Şekil 31’te analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 31. Ağdan bağımsızlık testi



Şekil 32. Mesh görünümü- Gövde



Şekil 33. Mesh görünümü-Gövde Kesit (%50)

4.2.5. Verilerin hazırlanması

Analizlerden elde edilen verilerin hazırlanmasında bazı temel eşitlikler kullanılmıştır. Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı (h_s)'nın ve gövde tarafı ısı transfer oranının hesaplanmasında kullanılan temel eşitlikler bölüm 4.1.5'te verilmiştir.

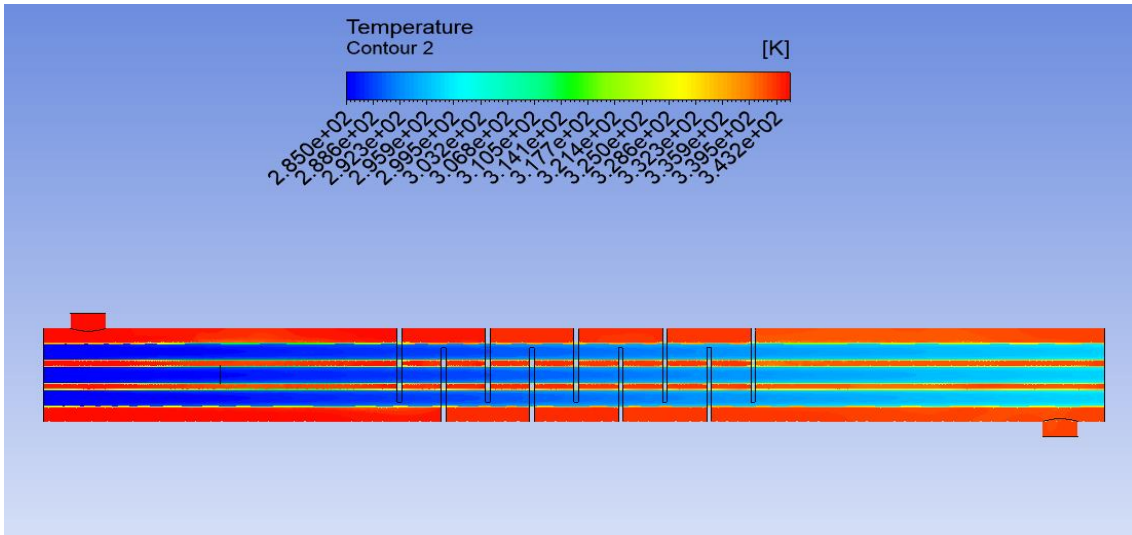
4.2.6. Modelleme çalışmaları-2'nin sonuçları

Tasarımı yapılan eşanjörün merkez çizgisi üzerinden çizdirilen düzlem üzerinde sıcaklık ve basınca ait dağılımlar, akış analizleri neticesinde şekil ve grafikler kullanılarak gösterilmiştir. En başta gelen analizlerden konvansiyonel tek parçalı tip şaşırtma

levhasıyla donatılmış olan eşanjörde maksimum kütleli debide ve şaşırtma levhaları arasındaki uzaklığın 50mm olduğu durumdaki sıcaklık ve basınç dağılımları gözlemlenmiş ve sonuçları Şekil 34 ve Şekil 35’de gösterilmiştir. Daha sonraki analizde de yine şaşırtma levhaları arasındaki uzaklığın 75 mm olduğu durumdaki sıcaklık ve basınç dağılımları üzerine analizler gerçekleştirilerek neticeleri Şekil 36 ve Şekil 37’de gösterilmiştir. Devam eden analizlerde de farklı debi değerlerinde debinin sabit tutulup şaşırtma levhaları arasındaki aralığın değişimi sonucunda akışkan davranışındaki ortaya çıkabilecek durumlar gözlemlenerek şekillerle aşağıda verilmektedir.

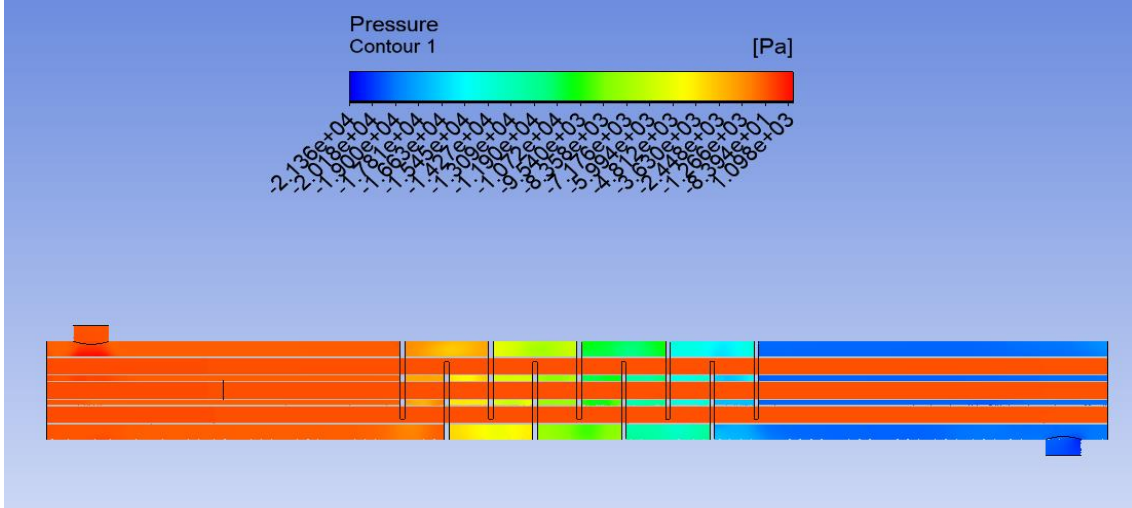
Çıkış sıcaklığı üzerine gerçekleştirilen analizlerde; konvansiyonel tek parçalı tip saptırıcı plakasıyla donatılmış olan eşanjörde plaka aralığının 50 mm ve kütleli debinin 1.2, 1.5, ve 1.8 kg/s olduğu durumlarda elde edilen çıkış sıcaklığının, kütleli debinin 1.2, 1.5 ve 1.8 kg/s ve saptırıcı plaka aralığının 75 mm olduğu durumlardaki oluşan çıkış sıcaklıklarına nazaran daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Konvansiyonel tek parçalı saptırıcı plakayla donatılmış olan gövde borulu tip ısı eşanjöründe kütleli debinin 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s ve saptırıcı plaka aralığının 75 mm olduğu durumlardaki meydana gelen basınç düşümünün saptırıcı plaka aralığının 50 mm olduğu ve kütleli debilerin 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s olduğu durumlardan daha yüksek olduğu gözlemlenmiş ve aşağıdaki şekillerde Vaka 3 modeliyle çözümlenerek gösterilmiştir.



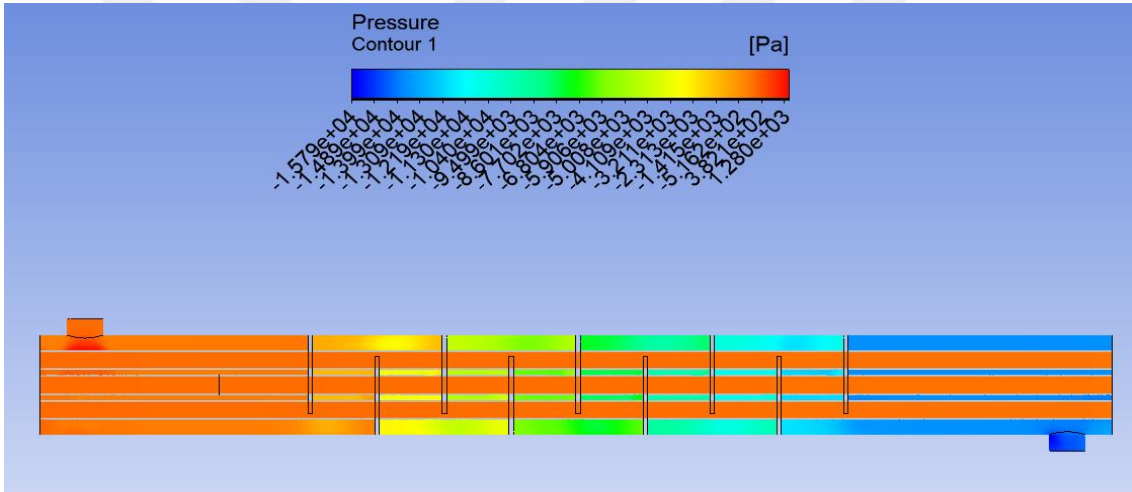
Şekil 34. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:

Aralık= 50 mm, Debi=1,2 kg/s



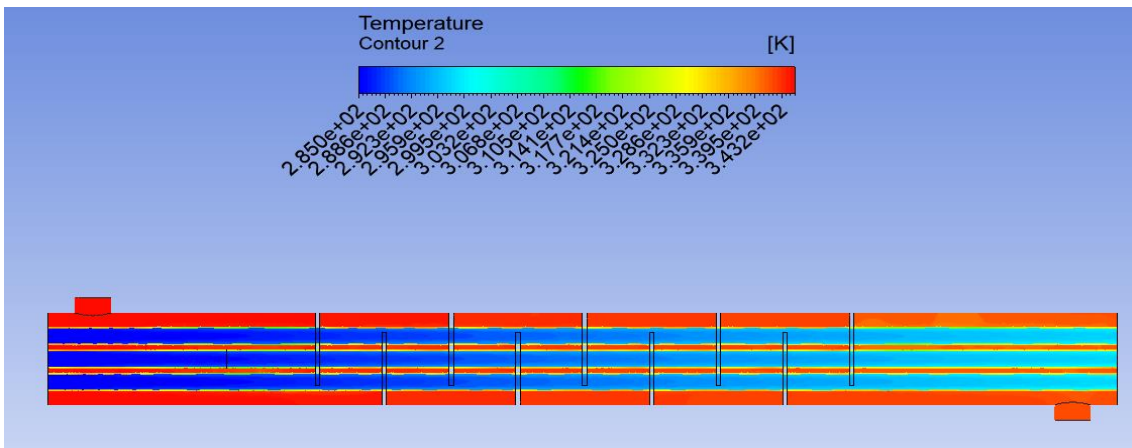
Şekil 35. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:

Aralık= 50 mm, Debi=1,2 kg/s



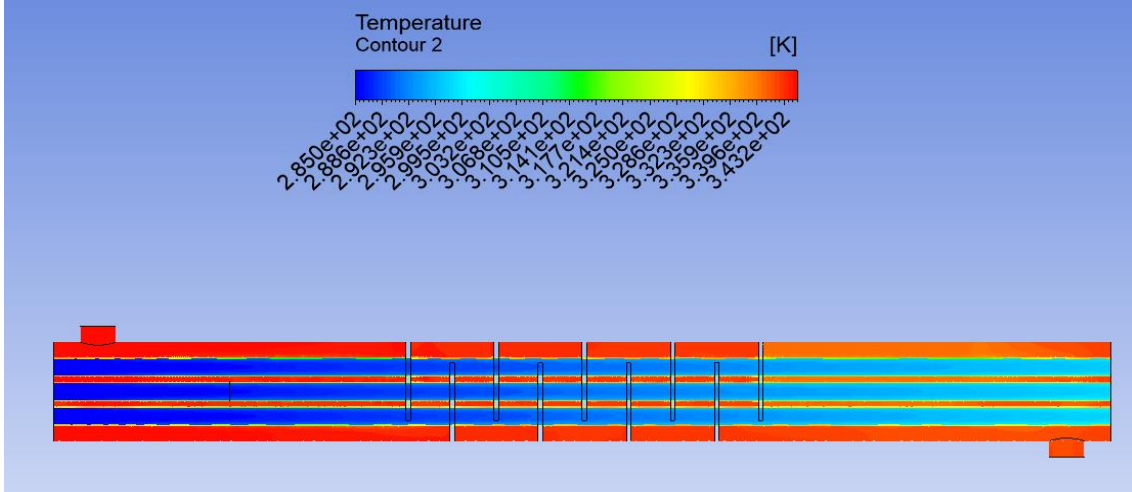
Şekil 36. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:

Aralık= 75 mm, Debi=1,2 kg/s

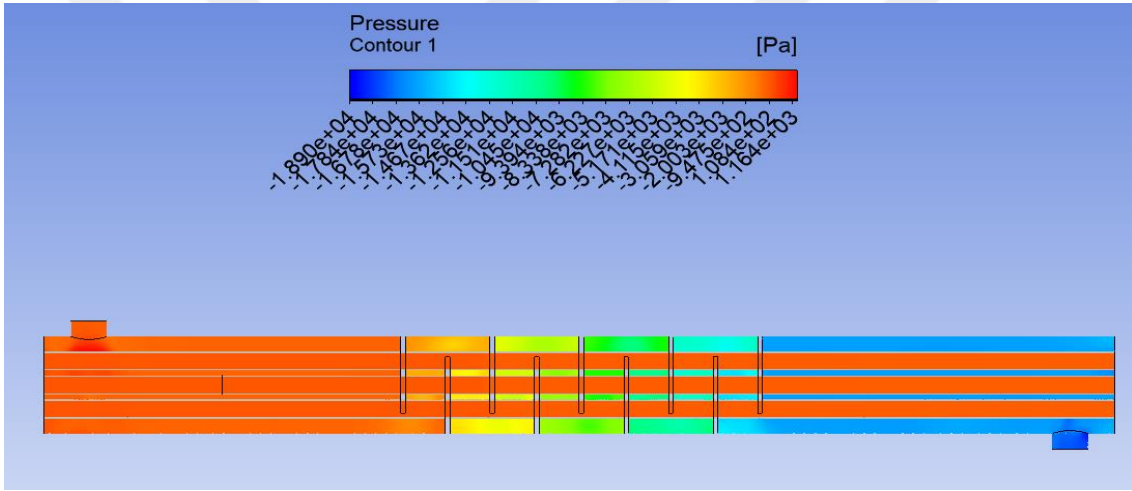


Şekil 37. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:

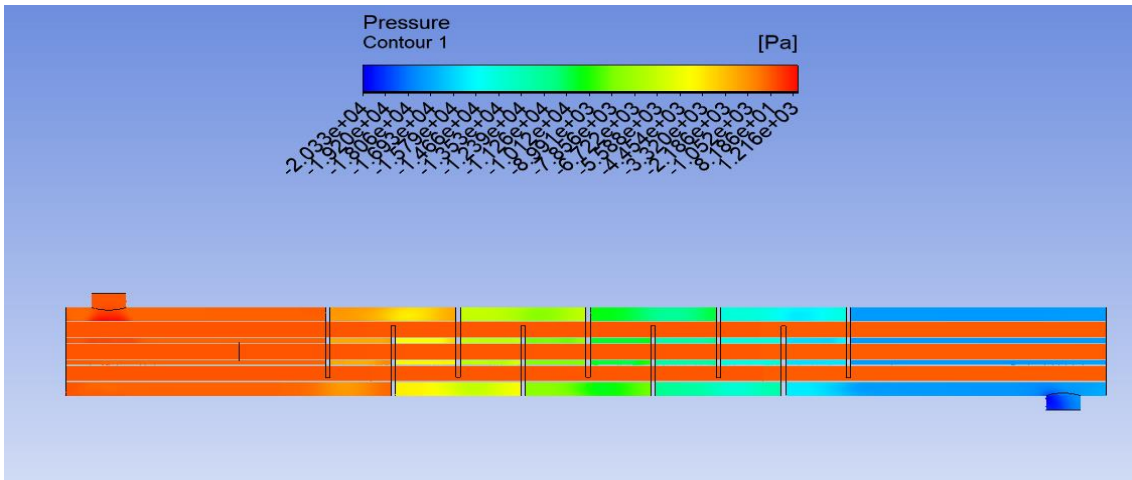
Aralık= 75 mm, Debi=1,2 kg/s



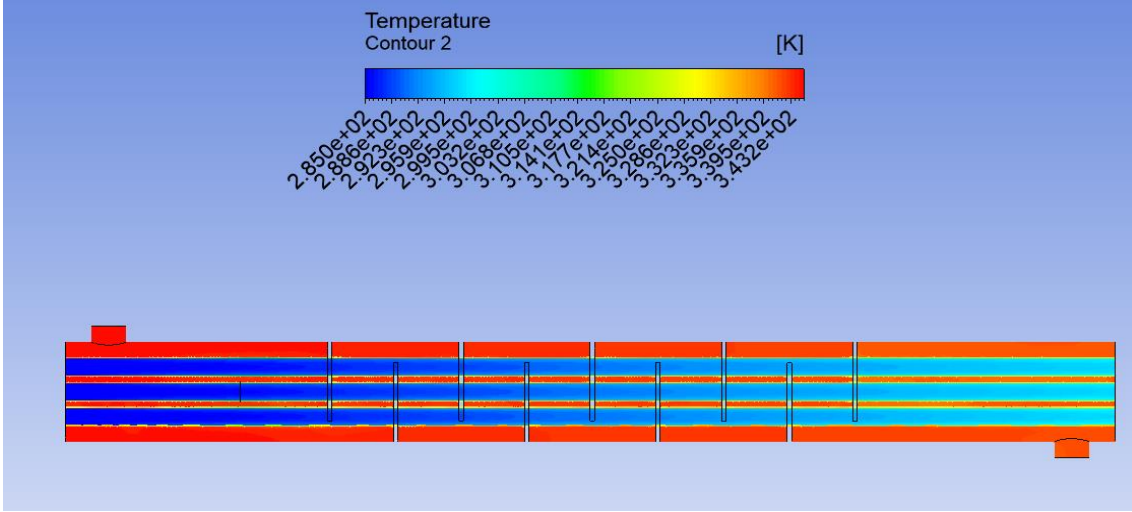
Şekil 38. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:
Aralık= 50 mm, Debi=1,5 kg/s



Şekil 39. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:
Aralık= 50 mm, Debi=1,5 kg/s

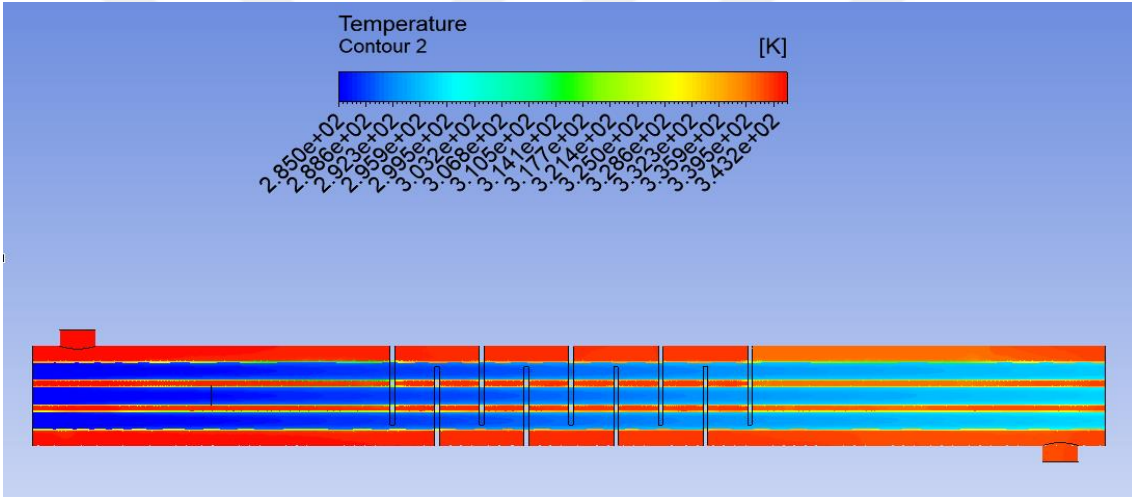


Şekil 40. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:
Aralık= 75 mm, Debi=1,5 kg/s



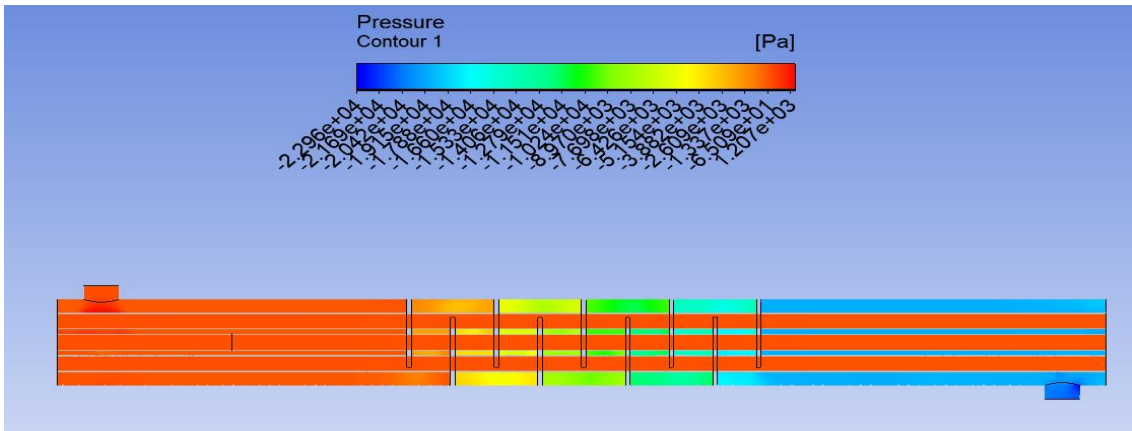
Şekil 41. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:

Aralık= 75 mm, Debi=1,5 kg/s



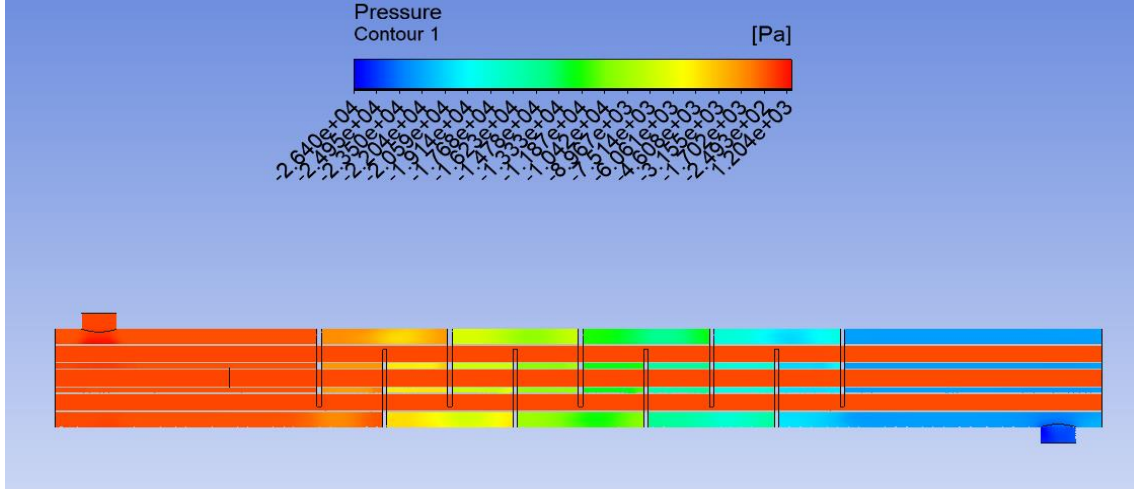
Şekil 42. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:

Aralık= 50 mm, Debi=1,8 kg/s

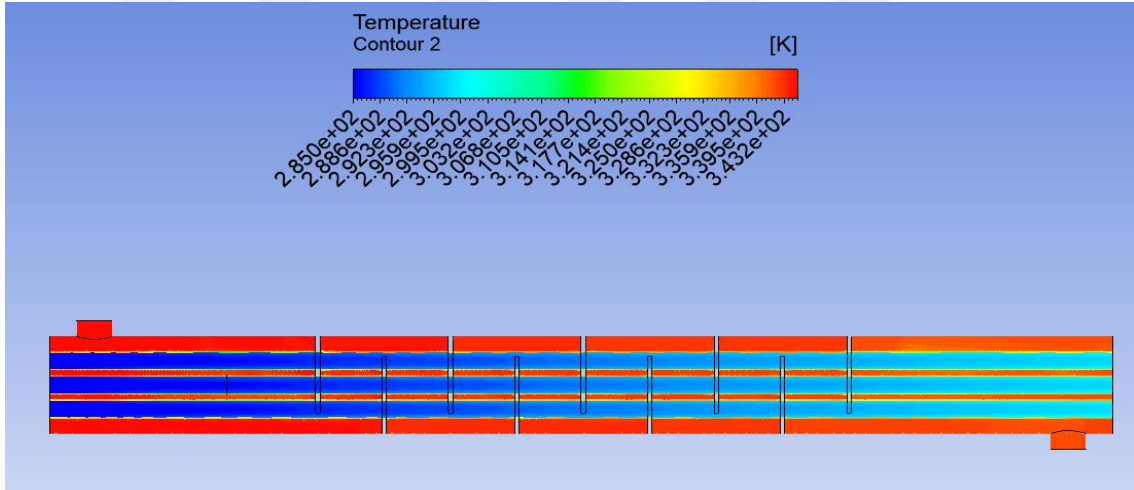


Şekil 43. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:

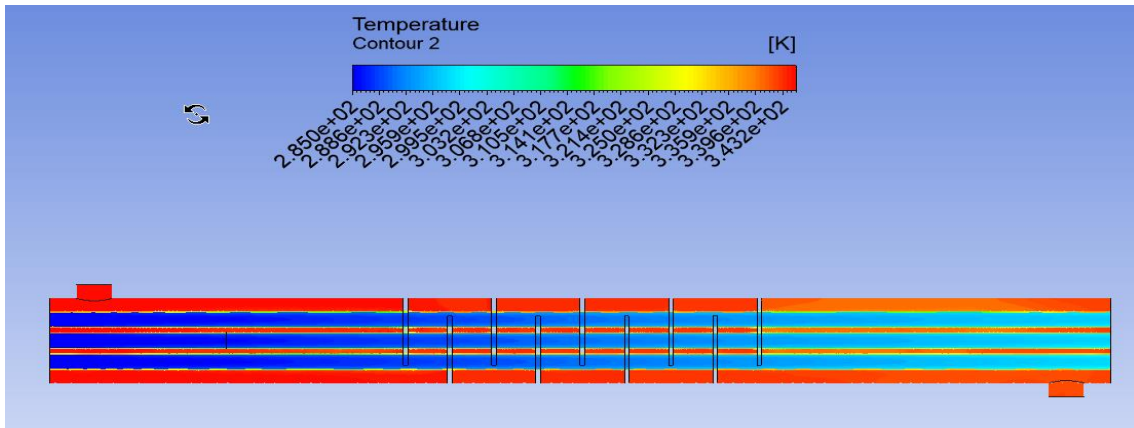
Aralık= 50 mm, Debi=1,8 kg/s



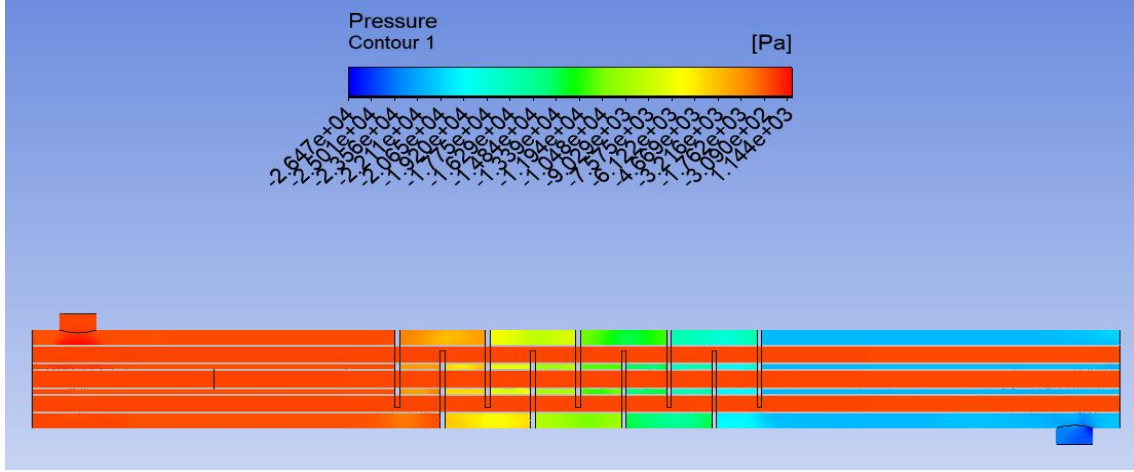
Şekil 44. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:
Aralık= 75 mm, Debi=1,8 kg/s



Şekil 45. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:
Aralık= 75 mm, Debi=1,8 kg/s

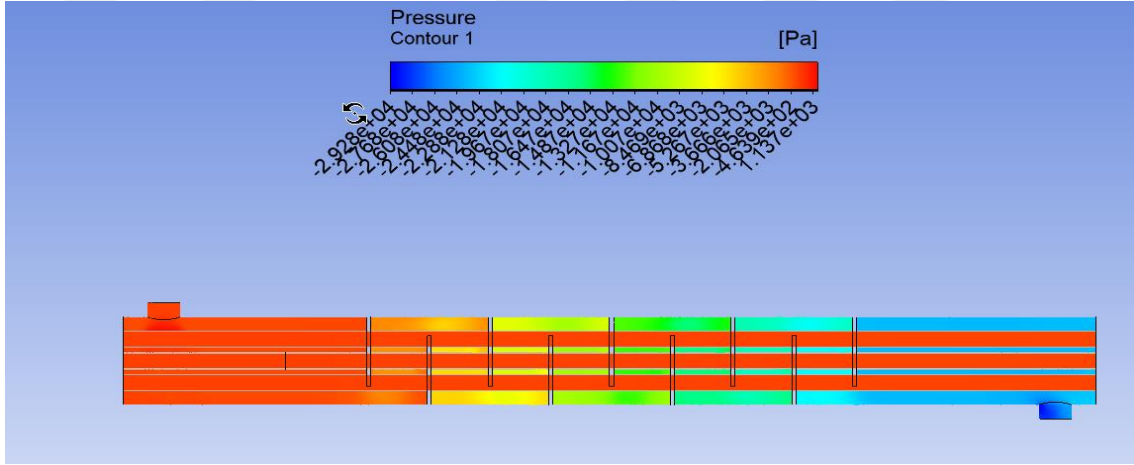


Şekil 46. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:
Aralık= 50 mm, debi=2,1 kg/s



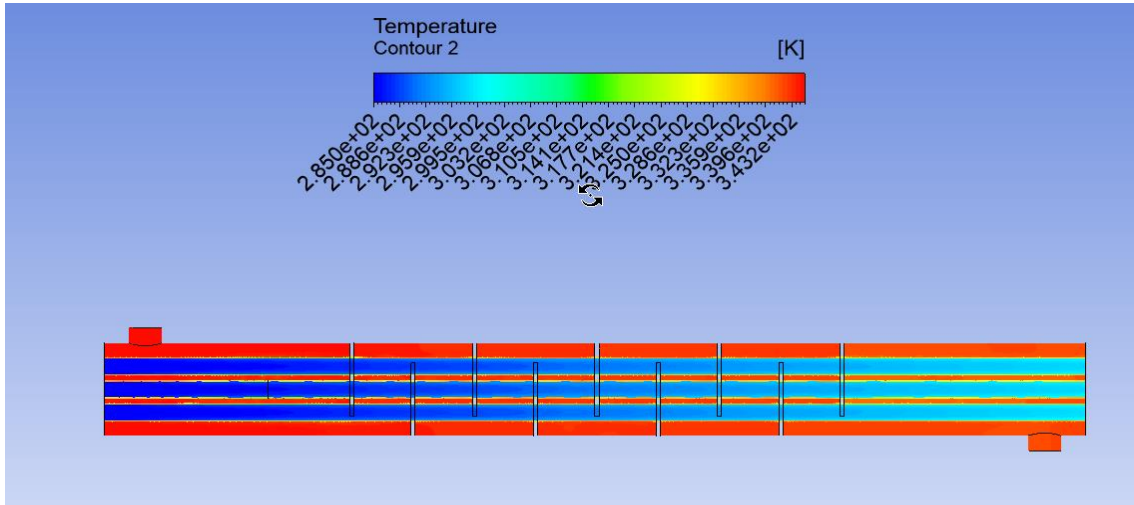
Şekil 47. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:

Aralık= 50 mm, debi=2,1 kg/s



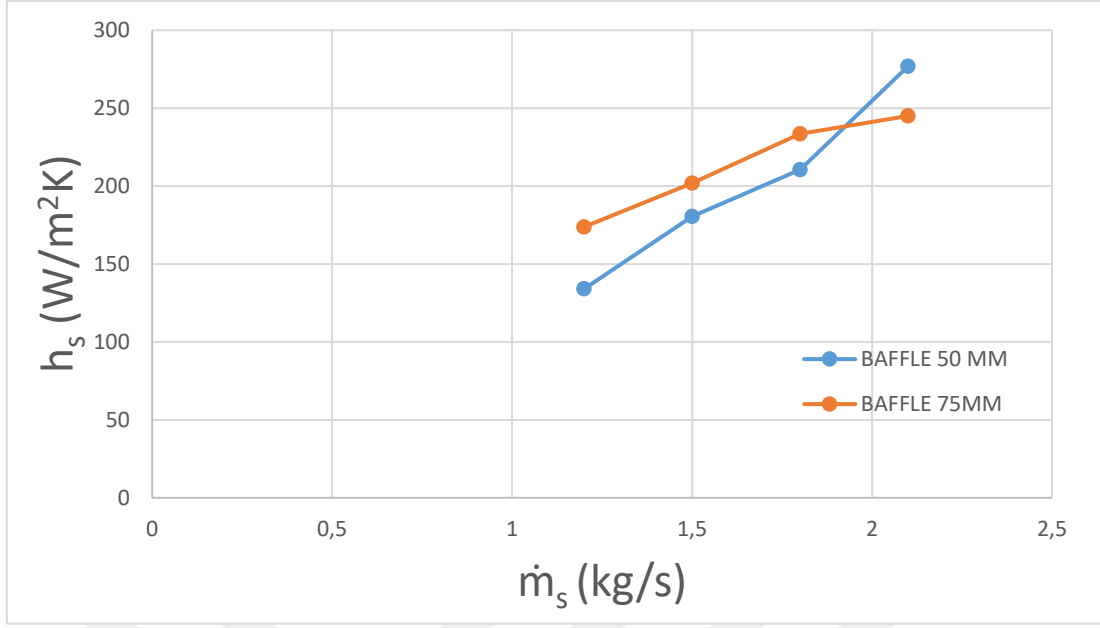
Şekil 48. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün basınç dağılımı:

Aralık= 75 mm, debi=2,1 kg/s

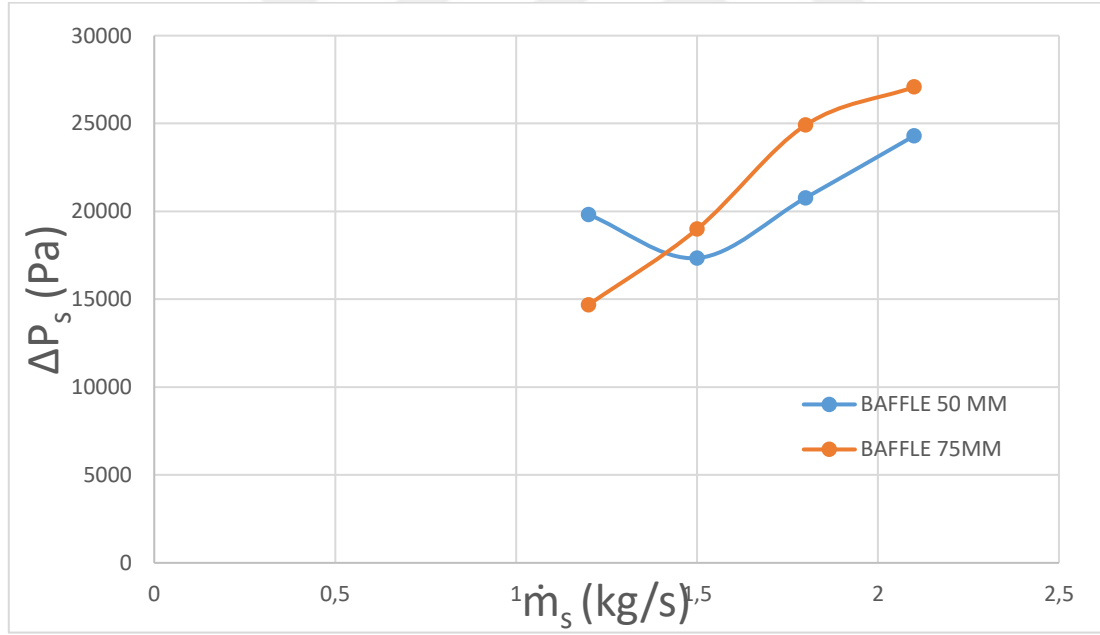


Şekil 49. Konvansiyonel tip tek parçalı şaşırtma levhalı eşanjörün sıcaklık dağılımı:

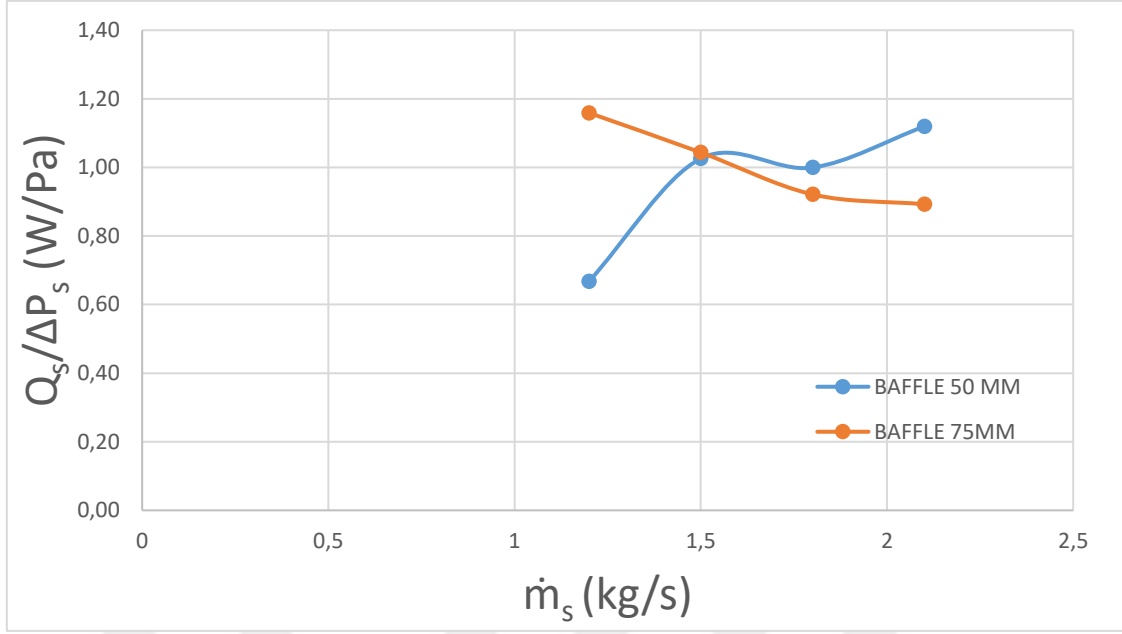
Aralık= 75 mm, debi=2,1 kg/s



Şekil 50. Isı taşınım katsayısı ve kütlelel debi arasındaki ilişki



Şekil 51. Basınç düşüşü ve kütlelel debi arasındaki ilişki



Şekil 52. Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ve kütleli debi arasındaki ilişki

Saptırıcı plaka (Baffle) aralıklarının farklı değerlerde kıyaslandığı ve ısı taşınım katsayısının debiyle değişim gösterdiği analiz sonuçları Şekil 50’de verilmektedir. Analiz sonuçlarından anlaşılabileceği üzere dört farklı debi değerindeki değişimlerin artış göstererek devam etmesi sonucunda tüm hallerde ısı taşınım katsayısının da buna bağlı olarak değişim göstererek artış sağladığı belirlenmiştir. Bir diğer gözlemlenen neticede ise, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısının, 1,2, 1,5, ve 1,8 kg/s debilerinde tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısına oranla daha yüksek olduğu ve bunun da akışın saptırıcı plakalar sayesinde doğrultusunu değiştiren bir yapı kazanmış olmasıyla açıklanabildiği ifade edilebilmektedir.

Basınç düşüşü ve kütleli debi arasındaki ilişkiyi gösteren analiz sonuçları Şekil 51’de verilmektedir. Gözlemlenen neticede, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşünün, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşüne nispeten daha yüksek olduğu görülebilmektedir.

Kütleli debi ve akışkanların termohidrolik performansları hakkında bilgi sahibi olmayı sağlayan bir kriter olan basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı arasındaki ilişkiyi gösteren analiz sonuçları Şekil 52’de gösterilmiştir. Analiz sonucuna göre, tek parçalı

saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranına nispeten daha yüksek olduğu gözlemlenebilmektedir.

Bu çalışmada, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörün ve tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörün; gövde tarafındaki basınç düşüşüne ve ısı transferine etkileri şekil ve grafiklerle detaylandırılarak nümerik olarak incelenmiştir. Akışkan davranışlarındaki değişimlerin gözlemlendiği analizlerde, basınç düşüşünün etkileri ve ısı taşınım katsayısının debiyle değişim gösterdiği yapılan analizler neticesinde görülmektedir. Buna göre, hem tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründe ve hem de tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründe; gövde tarafındaki akışkanın kütsel debisinin arttırılmasıyla basınç düşüşü ve yine aynı şekilde ısı taşınım katsayısının da yükseldiği gözlemlenebilmektedir.

Tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünün; tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörüne göre nispeten daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının; tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörüne göre nispeten daha yüksek olduğu görülebilmektedir.

Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ile ilgili yapılan bir diğer analizde, kütsel debinin 1.2 kg/s olması durumunda, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının diğer debilerdeki durumlara kıyasla en yüksek değerde izlendiği gözlemlenmiştir.

4.3 Ekserji Analizi

Isı değıştiricileri farklı uygulamalarla sanayide ve endüstride sıkça kullanılmaktadır. Bu elemanların enerjiyle doğrudan bağlantılı olması onları daha verimli bir şekilde kullanılma ihtiyacını doğurmaktadır. Teknolojinin gelişmesi ve nüfusun artmasıyla dünyadaki kaynakların da sınırlı olması sebebiyle eldeki kaynakların daha verimli bir

şekilde kullanılması azami ölçüde önem kazanmaktadır. Bu noktada termodinamik bir sistemin sahip olduğu potansiyel enerjisinin, herhangi bir referans durumuna istinaden kullanılabilirliğinin ifadesi olan ekserji kavramı ortaya çıkmaktadır. Ekserji, tersinir bir periyod neticesinde sistem çevre ile balans durumuna geçtiği zaman, meydana gelen entropi neticesinde kullanılamaz durumdaki enerji miktarı yok sayıldıktan sonra, teorik manada temin edilebilecek maksimum mertebedeki faydalı iş olarak da tanımlanabilmektedir.

Kütle ve enerji korunumu ilkeleriyle birlikte termodinamiğin ikinci yasasından da yararlanıldığı enerji ve diğer sistemlerin dizayn ve optimizasyonları için faydalanılan yöntemlerden biri de ekserji analizidir [121-124]. Ayrıca, faydalanılan enerji kaynağının en verimli bir şekilde kullanılmasına ekserji analizi sayesinde öncülük edilebilmektedir. Sistem parametreleri analizin yapılma maksadına göre değişebilmektedir. Örneğin, entropi tabanlı analiz referans çevre şartlarının gereksinimi olmadığı şartlarda ekserji tabanlı analize göre nispeten daha fazla tercih edilebilmektedir [125].

İkinci yasa verimi üzerine ısı değiştiricilerindeki tersinmezlikler çeşitli çalışmalarda gözlemlenmiştir [126-128]. Bejan tarafından ilk defa ısı transferi ve basınç kayıplarından sebeple meydana gelen tersinmezlikler ifade edilerek entropi ve ekserji analizleri için temeller atılmıştır [129-133]. Bejan tarafından oluşturulan temeller geliştirilerek farklı ilerlemeler kaydedilmiştir. Entropi üretiminin, ısı değiştiricisindeki ısı geçişi ile çevre sıcaklığının oranına bölünmesiyle yapılan yöntem de London, Witte ve Shamsundar tarafından kullanılmıştır [134-137].

Bu çalışmada, birbirinden farklı tarzda dizayn edilmiş konvansiyonel gövde borulu ısı eşanjörü ile delikli tipte dizayn edilmiş ısı eşanjörlerinin ölü durum sıcaklıkları 0,01, 5, 10, 15, 20 °C olması halinde bu beş durum için 2.1 kg/h debi değerindeki ekserji analizleri yapılarak grafikler halinde sonuçlar yorumlanmıştır.

4.3.1 Uygulanan denklemler

Isı değiştiricinin ekserji balansı aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$(\dot{E}_{Xh,in} + \dot{E}_{Xc,in}) - (\dot{E}_{Xh,out} + \dot{E}_{Xc,out}) = \dot{E}_{Xdest} \quad (1)$$

Burada “ $\dot{E}_{x_{h,in}}$ ” sıcak akışkanın ekserji girişi akımı ve “ $\dot{E}_{x_{h,out}}$ ” ise ekserji çıkışı akımıdır. Dahası, “ $\dot{E}_{x_{c,in}}$ ” soğuk akışkanın ekserji girişi akımı ve “ $\dot{E}_{x_{c,out}}$ ” ekserji çıkışı akımıdır. Ek olarak “ $\dot{E}_{x_{dest}}$ ” ekserji yıkımı akımı olarak ifade edilmektedir.

Akışkanın ekserji akımı ($\dot{E}_f$):

$$\dot{E}_f = \dot{m}_f [(h_f - h_0) - T_0(s_f - s_0)] = \dot{m}_f c_{p,f} [(T_f - T_0) - T_0 \ln(T_f/T_0)] \quad (2)$$

Burada, akışkanın kütleli debisi “ $\dot{m}_f$ ”, akışkanın özgül ısı kapasitesi “ $c_{p,f}$ ” ve akışkan sıcaklığı “ T_f ” olarak ifade edilmektedir. ölü durum sıcaklığındaki akışkanın entalpisi “ h_f ”, ölü durum sıcaklığındaki akışkanın entropisi ise “ s_0 ” olarak tanımlanmaktadır. Ek olarak, akışkan sıcaklığındaki akışkanın entalpisi “ h_f ”, ölü durum sıcaklığı “ T_0 ” ve akışkan sıcaklığındaki akışkanın entropisi de “ s_f ” olarak sembolize edilmektedir. Dolayısıyla;

$$\dot{E}_{x_{h,in}} = \dot{m}_{h,in} c_{p,h} [(T_{h,in} - T_0) - T_0 \ln(T_{h,in}/T_0)] \quad (3)$$

$$\dot{E}_{x_{h,out}} = \dot{m}_{h,out} c_{p,h} [(T_{h,out} - T_0) - T_0 \ln(T_{h,out}/T_0)] \quad (4)$$

$$\dot{E}_{x_{c,in}} = \dot{m}_{c,in} c_{p,c} [(T_{c,in} - T_0) - T_0 \ln(T_{c,in}/T_0)] \quad (5)$$

$$\dot{E}_{x_{c,out}} = \dot{m}_{c,out} c_{p,c} [(T_{c,out} - T_0) - T_0 \ln(T_{c,out}/T_0)] \quad (6)$$

Burada “ $\dot{m}$ ” kütleli debi, “ c_p ” özgül ısı kapasite ve “ T ” sıcaklıktır. Ayrıca, alt indisler “in”, “out”, “c”, ve “h” sırasıyla giriş, çıkış, soğuk ve sıcak anlamındadır.

Isı değiştiricinin ekserji yıkım akımı ($\dot{E}_{x_{dest}}$):

$$\dot{E}_{x_{dest}} = \dot{S}_{gen} T_0 \quad (7)$$

Burada “ $\dot{S}_{gen}$ ” entropi üretim akımını belirtmektedir. Literatürdeki en yaygın kullanılan iki verimden birincisi evrensel ekserji verimi (ϕ_{univ}):

$$\phi_{univ} = [(\dot{E}_{x_{h,out}} + \dot{E}_{x_{c,out}})/(\dot{E}_{x_{h,in}} + \dot{E}_{x_{c,in}})] 100 \quad (8)$$

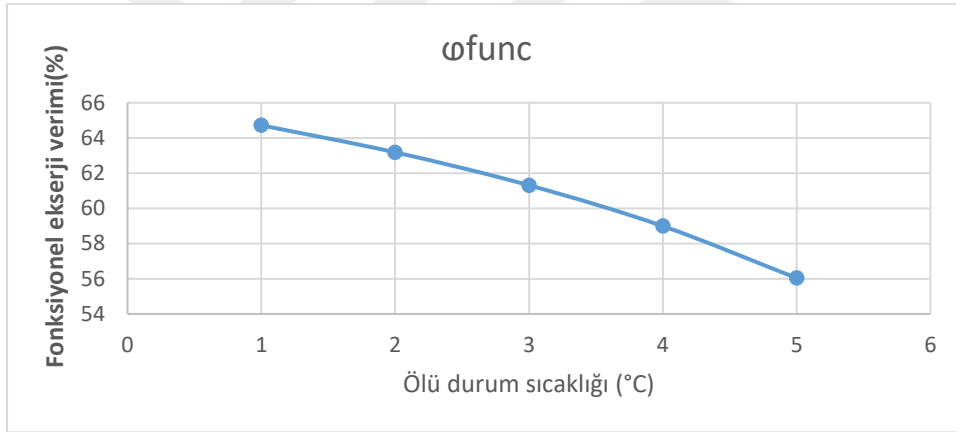
Isı değiştiricisinin fonksiyonel ekserji verimi (ϕ_{func}):

$$\phi_{func} = [(\dot{E}x_{c,out} - \dot{E}x_{c,in})/(\dot{E}x_{h,in} - \dot{E}x_{h,out})] 100 \quad (9)$$

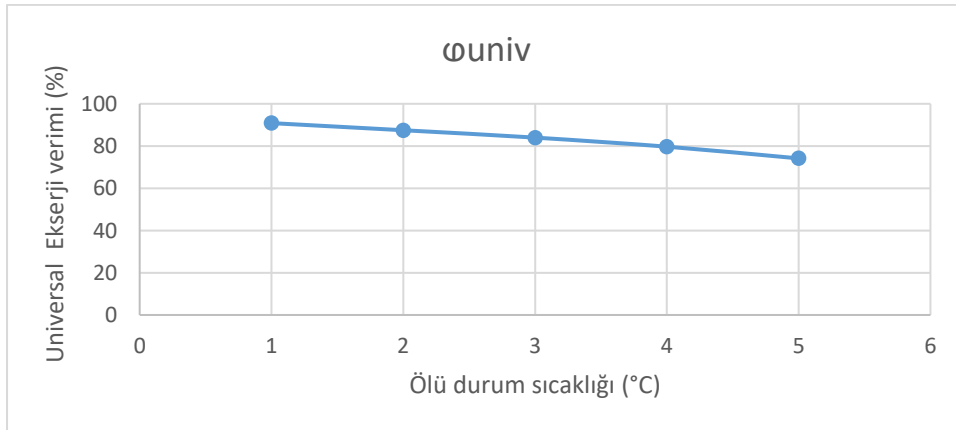
4.3.2 Analiz sonuçları

Gövde borulu geleneksel tek parçalı saptırıcı plakalı ve delikli tip saptırıcı plakalı ısı değiştiricilerinin incelendiği bu çalışmada, ölü durum sıcaklıkları; 0.01 °C, 5 °C, 10 °C, 15 °C ve 20 °C olarak kabul edilmiştir. Sistemlerden biri sıcak suyun 72°C'den 43,7 °C'ye soğutulduğu sırada, soğuk suyun 37 °C'de girdiği ve 55,2 °C'de çıktığı ve debisinin $\dot{m}=2.1$ kg/h olduğu gövde borulu geleneksel tek parçalı saptırıcı plakalı bir ısı değiştiricidir.

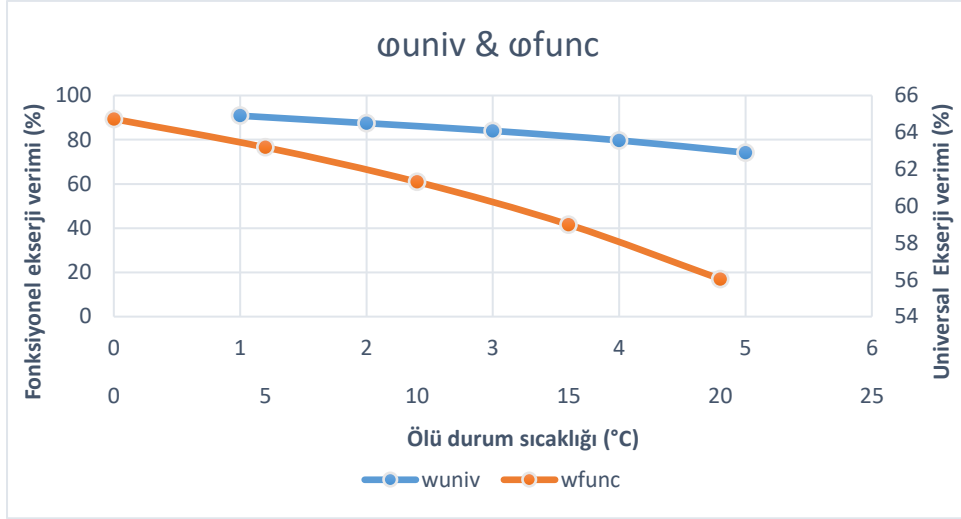
Diğer sistem ise, sıcak suyun 72 °C girdiği ve 55,81 °C' de çıktığı sırada, soğuk suyun 37 °C'den 43,1 °C'ye ısıtıldığı ve debisinin $\dot{m}=2.1$ kg/h olduğu delikli tip saptırıcı plakalı bir ısı değiştiricisidir.



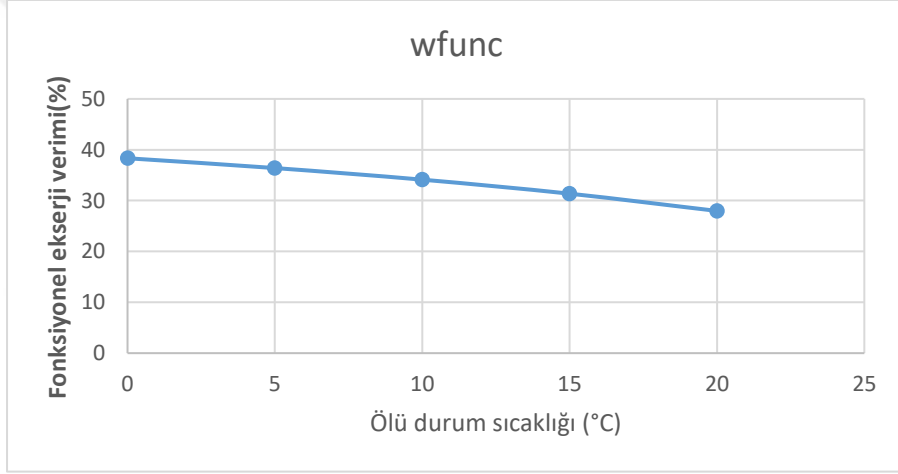
Şekil 53. Fonksiyonel Verim- Geleneksel tip eşanjör To=0,01 $\dot{m}=2,1$



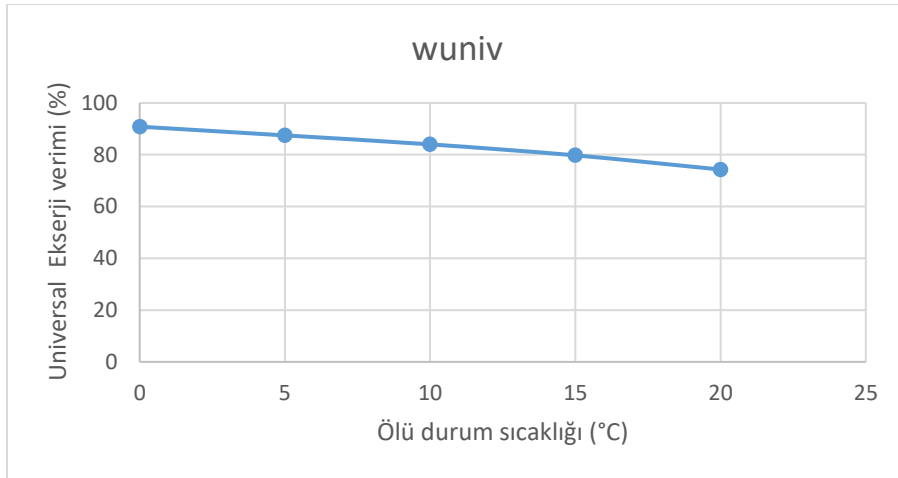
Şekil 54. Universal Verim- Geleneksel tip eşanjör To=0,01 $\dot{m}=2,1$



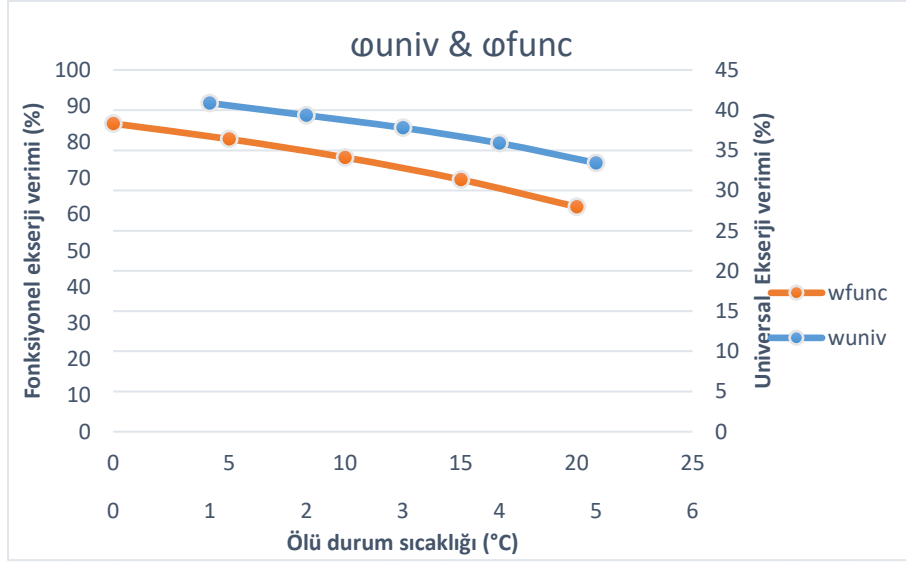
Şekil 55. Fonksiyonel ve Universal Verimin Karşılaştırılması, Geleneksel Tip



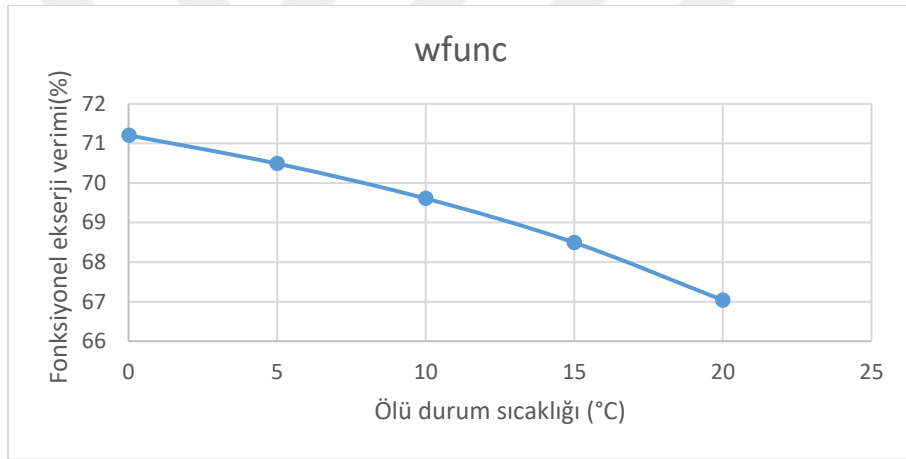
Şekil 56. Fonksiyonel Verim- Delikli tip eşanjör To=0,01 m=2,1



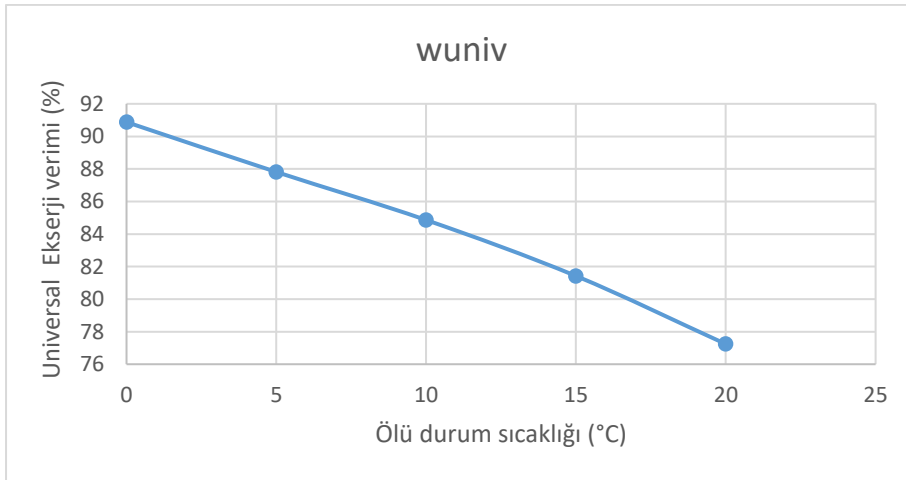
Şekil 57. Universal Verim- Delikli tip eşanjör To=0,01 m=2,1



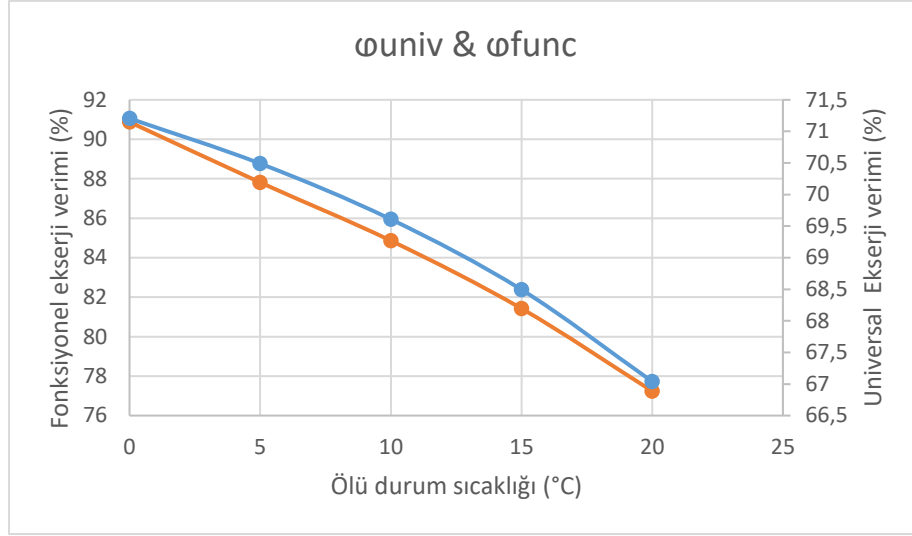
Şekil 58. Fonksiyonel ve Universal Verimin Karşılaştırılması, Delikli Tip



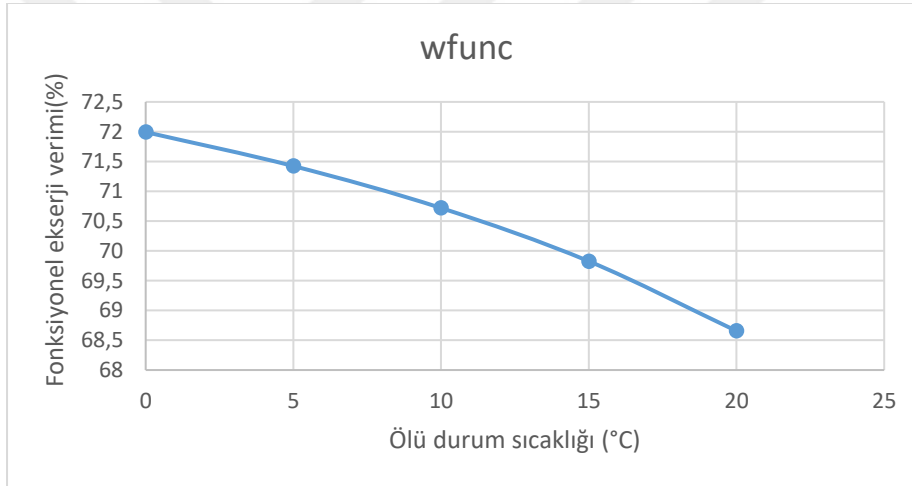
Şekil 59. Fonksiyonel Verim- Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı=50mm



Şekil 60. Universal Verim- Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı =50mm



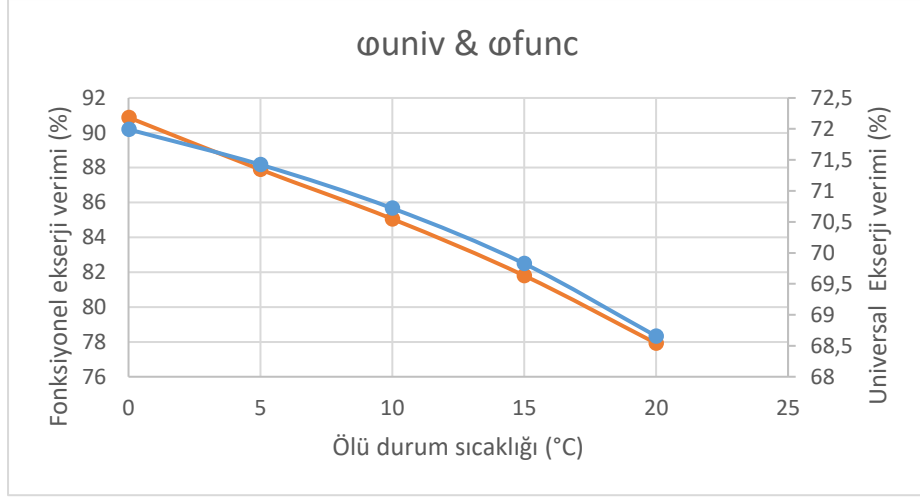
Şekil 61. w_{univ} & w_{func} - Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı =50mm



Şekil 62. Fonksiyonel Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı =75mm



Şekil 63. Universal Verim - Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı =75mm



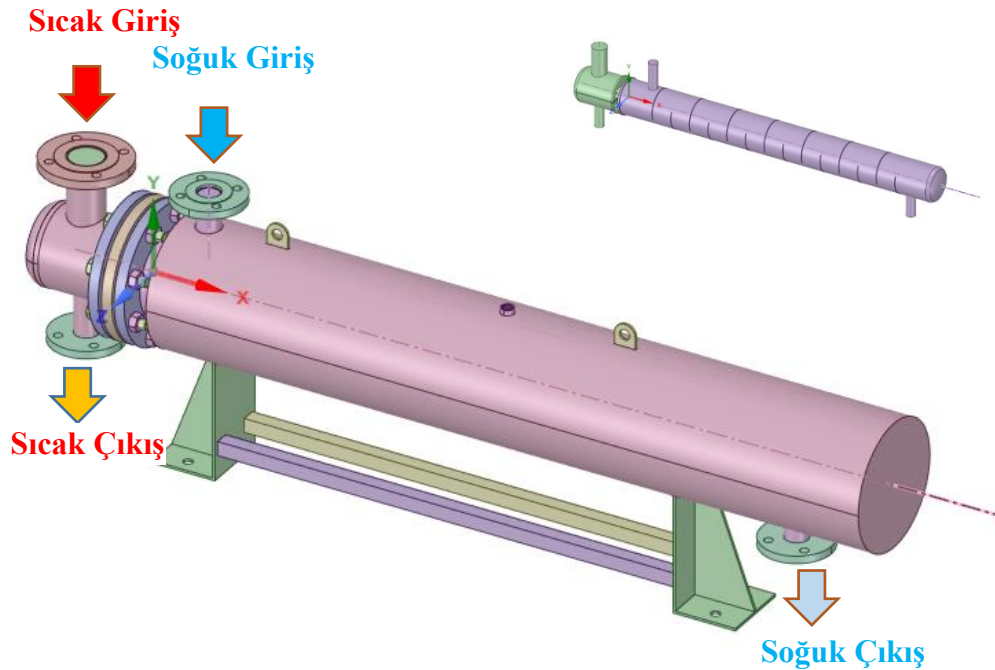
Şekil 64. ω_{univ} & ω_{func} - Geleneksel Tip Eşanjör, Plaka Aralığı =75mm

Çalışmada, birbirinden farklı tarzda dizayn edilmiş konvansiyonel gövde borulu ısı eşanjörü ile delikli tipte dizayn edilmiş ısı eşanjörlerinin ölü durum sıcaklıkları 0,01, 5, 10, 15, 20 °C olması halinde bu beş durum için 2.1 kg/h debi değerindeki ekserji analizleri yapılarak grafikler halinde sonuçlar yorumlanmıştır. Buna göre, ısı değiştiricilerinin en yüksek ekserji giriş akımı noktasında kıyaslama yapılacak olursa 0.01°C ölü durum sıcaklığı en yüksek ekserji giriş akım değeri olarak gözlenmiştir. Maksimum ekserji yıkımı akımı delikli tip eşanjöre kıyasla konvansiyonel tip eşanjörde 87.41 kW olarak ölü durum sıcaklığı 0.01°C için bulunmuştur. Geleneksel tip ısı değiştiricisi için minimum seviyedeki evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri sırasıyla % 74.16 ve % 56.04 değerlerinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verim değerleri % 90.86 ve % 64.72 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada saptanmıştır. Öbür taraftan, delikli tipte imal edilmiş olan ısı değiştiricisinin minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 74.29 ve % 27.97 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu durumda gözlemlenmişken, maksimum ekserji verimleri % 90.83 ve % 38.32 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenebilmiştir. Konvansiyonel tip eşanjörde yönlendirici plaka aralığının 50mm olduğu durumda, minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 77.24 ve % 67.04 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verimler % 90.87 ve % 71.20 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenmiştir. Diğer bir durum olan, Konvansiyonel tip eşanjörde yönlendirici plaka aralığının 75mm olduğu durumda,

minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 77.92 ve % 68.66 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verimleri % 90.88 ve % 71.99 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenmiştir.

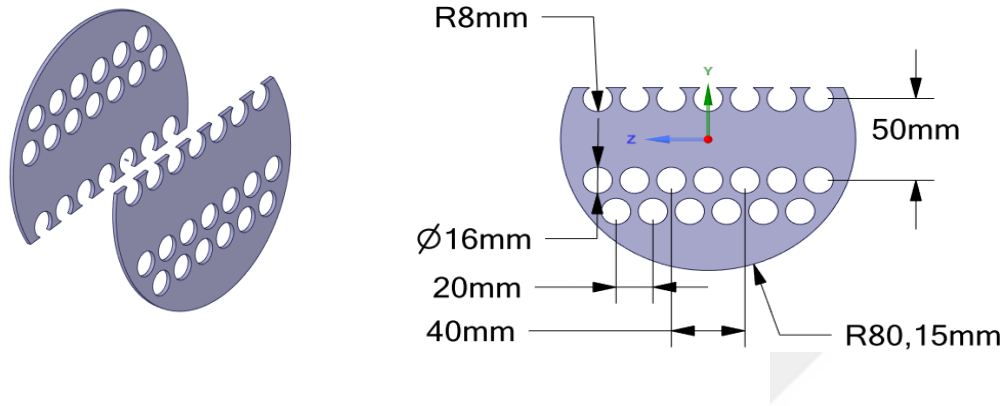
4.4. Modelleme Çalışmaları-3

Çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı vasıtasıyla parametrik değişkenlerin optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Parametrik optimizasyon ise, Thermal Effects, Pressure Gradient Effects, Viscous Heating, Curvature Correction, Full Buoyancy Effects, Thermal Conductivity ve mesh yoğunluk vb. üzerine yapılmıştır. Sayılan bu parametre etkilerinin akışkan davranışında meydana getireceği değişiklikler incelenmiş ve sonuçları yorumlanmıştır. Çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricilerinden U borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programlarından yararlanılarak analizler üç boyutlu ve sürekli rejim içerisinde incelenmiştir. Sistemin sayısal girdilerini belirlemek için öncelikle mühendislik termodinamik denklem çözme programlarından yararlanılmıştır. Sistem girdi ve çıktıları ilk olarak mühendislik termodinamik denklem çözme programında değerlendirilmiştir.



Şekil 65. Firma eşanjörü ve çalışma akışkanının giriş ve çıkışta izlediği yol

Doğrulaması gerçekleştirilen model üzerinde parametreler belirlendikten sonra çıkış şartları, meydana gelebilecek basınç düşüşleri ve akışkan davranışlarındaki farklılaşmalar analiz boyunca izlenmiştir. Analizlerde akışkan olarak su tercih edilmiştir. Şaşırtma levhası Şekil 67’de gösterilmektedir.



Şekil 67. Şaşırtma levhaları boyutlandırılması

4.4.2. EES’de yapılan çözümler neticesinde programda kullanılan formüller:

EES’de yapılan çözümlerde kullanılan kodların özetlenmiş genel hali aşağıda gösterilirken detaylı hali Ek-1’de gösterilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 3500 \text{ (kg/h)} \cdot 0,000277778 \frac{\text{kg/s}}{\text{kg/h}}$$

$$E_{hi} = \dot{m}_i h_i$$

$$\dot{m}_i = \rho_i A_i V_i$$

$$E_{ki} = \dot{m}_i \frac{V_i^2}{2} \cdot 0,001 \frac{\text{kW}}{\text{W}}$$

$$E_{\text{toplam},i} = E_{hi} + E_{ki}$$

$$E_{\text{toplam},6} = E_{\text{toplam},7} - E_{\text{toplam},5}$$

$$P_1 = 4,5 \text{ bar} \cdot 100 \frac{\text{kPa}}{\text{bar}}$$

$$P_2 = 6,5 \text{ bar} \cdot 100 \frac{\text{kPa}}{\text{bar}}$$

Yazılan kodlarla birlikte firmadan alınan dataların kullanılmasıyla aşağıdaki sonuçlar alınmıştır.

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	A_i [m ²]	D_i [m]	E_{hi} [kW]	E_{ki} [kW]	$E_{Total,i}$ [kW]	h_i [kJ/kg]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	P_i [kPa]	ρ_i [kg/m ³]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [C]	$T_{sat,i}$ [C]	V_i [m/s]
[1]	0,003882	0,0703	2931	9,389	2940	3014	0,9722	450	1,802	7,42	275	147,9	139
[2]					-182,9								
[3]	0,001459	0,0431	2715	41,69	2757	2793	0,9722	450	2,275	6,971	169,7	147,9	292,9
[4]													
[5]	0,001459	0,0431	61,84	0,0002161	61,84	63,6	0,9722	650	999,4	0,2244	15	162	0,6668
[6]					182,9								
[7]	0,001459	0,0431	244,7	0,0002232	244,7	251,7	0,9722	650	983,4	0,831	60	162	0,6776

Şekil 68. Program ekran çıktısı elde edilen veriler

Şekil 68'e göre, kullanılan akışkan 4,5 bar basınçta 147,9 °C'ye kadar su fazında sonrasında ise buhar fazına geçmektedir. Diğer bir taraftan, 6,5 barda 162 °C hal değiştirme sıcaklığı olmaktadır. Yani, 162 °C'ye kadarki olan sıcaklıklar su sonrakiler de buhar fazına geçmektedir.

Tablo 4. Su ve buharın kullanıldığı U borulu eşanjörün termodinamik çıktıları

Veri Dizisi	Sıcak _{Giriş}		Sıcak _{Çıkış}	Soğuk _{Giriş}		Soğuk _{Çıkış}
	1		3	5		7
$\dot{m}_i$ [kg/s]	0,9722		0,9722	0,9722		0,9722
T_i [C]	275		169,7	15		60
P_i [kPa]	450		450	650		650
h_i [kJ/kg]	3014		2793	63,6		251,7
s_i [kJ/kg-K]	7,42		6,971	0,2244		0,831
ρ_i [kg/m ³]	1,802		2,275	999,4		983,4
V_i [m/s]	139		292,9	0,6668		0,6776
E_{hi} [kW]	2931		2715	61,84		244,7
E_{ki} [kW]	9,389		41,69	0,000216		0,000223
$E_{toplam,i}$ [kW]	2940	-182,9	2757	61,84	182,9	244,7
A_i [m ²]	0,003882		0,001459	0,001459		0,001459
D_i [m]	0,0703		0,0431	0,0431		0,0431
$T_{sat,i}$ [C]	147,9		147,9	162		162

Yapılan analizlerde ve Tablo 4'te isimlendirmeler sıcaklık için; T_1 , T_3 , T_5 , T_7 şeklinde numaralandırılırken, hız için de V_1 , V_3 , V_5 , V_7 şeklinde numaralandırılma yapılmıştır. T_1 sıcak su giriş sıcaklığı olurken, T_3 sıcak su çıkış sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Diğer taraftan, T_5 sıcaklığı soğuk su giriş sıcaklığı olurken, T_7 sıcaklığı soğuk su çıkış sıcaklığı olarak atanmıştır.

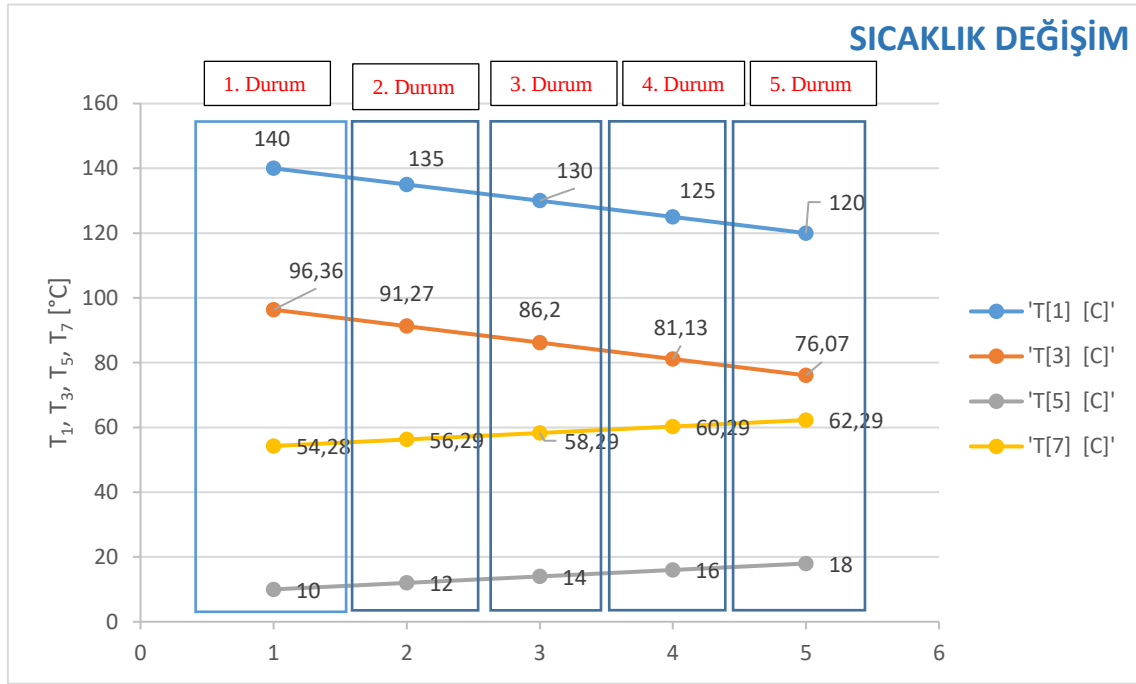
Termodinamik hesaplama yapan program kullanılarak gerçekleştirdiğimiz sonuçlara göre, su akışkanının kullanıldığı U borulu eşanjörde soğuk suyun 15 °C sıcaklıkta girerken 60 °C'ye kadar ısınarak çıktığı sonucu alınmıştır. Ayrıca, su buharının

kullanıldığı U borulu eşanjörde sıcak buharın 275 °C’de girdiği, 169,7 °C’ye kadar soğuyarak çıktığı sonucu alınmaktadır. Dolayısıyla, sıvı fazdaki suyun kullanıldığı U borulu eşanjörde firmadan alınan datalarla uyumluluk sağlanırken, su buharının kullanıldığı U borulu eşanjörde mach sayısının 0,86 katı olan bir durum gözlenmiş ve bu değerlerle pek de güvenilir olmayan bir buharlı U borulu eşanjör modeli ortaya çıkmaktadır (Mach sayısı (m/s) = akışkan hızı/ses hızı).

Tablo 5. Sabit kapasite değerinde sıcaklık değişim sonuçları

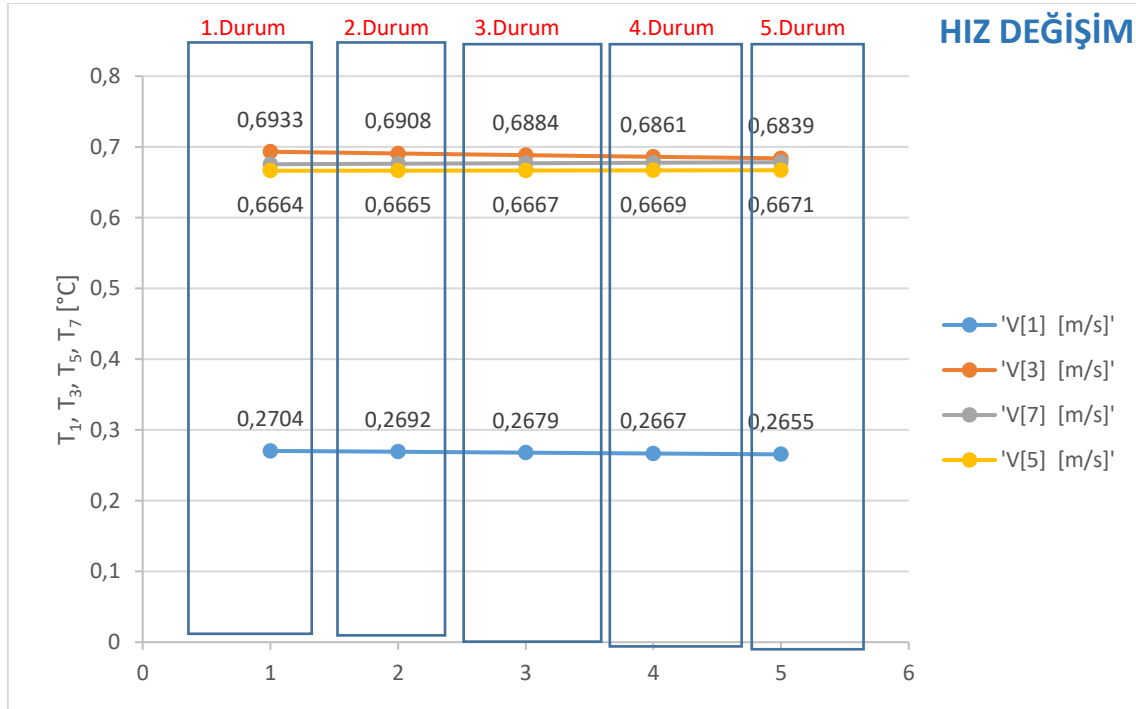
	$T_{[1]}$ [C] SıcakGiriş	$T_{[3]}$ [C] SıcakÇıkış	$T_{[5]}$ [C] SoğukGiriş	$T_{[7]}$ [C] SoğukÇıkış	$E_{\text{toplaml}[6]}$ [kW] Enerji (Kapasite)	$V_{[1]}$ [m/s] HızSıcakGiriş	$V_{[3]}$ [m/s] HızSıcakÇıkış	$V_{[7]}$ [m/s] HızSoğukÇıkış	$V_{[5]}$ [m/s] HızSoğukGiriş
1	140	96,36	10	54,28	180	0,2704	0,6933	0,6756	0,6664
2	135	91,27	12	56,29	180	0,2692	0,6908	0,6763	0,6665
3	130	86,2	14	58,29	180	0,2679	0,6884	0,677	0,6667
4	125	81,13	16	60,29	180	0,2667	0,6861	0,6777	0,6669
5	120	76,07	18	62,29	180	0,2655	0,6839	0,6784	0,6671

Tablo 5’te, T_1 sıcak su giriş sıcaklığının hal değiştirme sıcaklığı olan 147,9°C’nin altında olması gereklidir. Dolayısıyla, firmanın vermiş olduğu 4,5 barda hal değiştirme sıcaklığı 147,9 °C ve 6 bar basınçtaki hal değiştirme sıcaklığı 162°C’nin altındaki sıcaklıklar çözümlemelerde dikkate alınmıştır. Dolayısıyla, buradaki çalışmada, elde edilen tabloya göre; kapasite gücü 180 kW değerinde sabit tutulduğunda giriş sıcaklıklarının 140°C ile 120°C aralıklarında girildiğinde elde edilen sıcaklık değişimleri tabloda gösterilmiştir. Örneğin, 135°C’de sıcak su giriş sıcaklığı girildiğinde, sıcak su çıkış sıcaklığı 91,27°C olmaktadır, 12°C’de giriş yapan soğuk su sıcaklığı ise 56,29°C’de soğuk su sıcaklığı olarak ısınarak çıkar. Kapasite değeri ise, 180 kW değerinde olmaktadır.



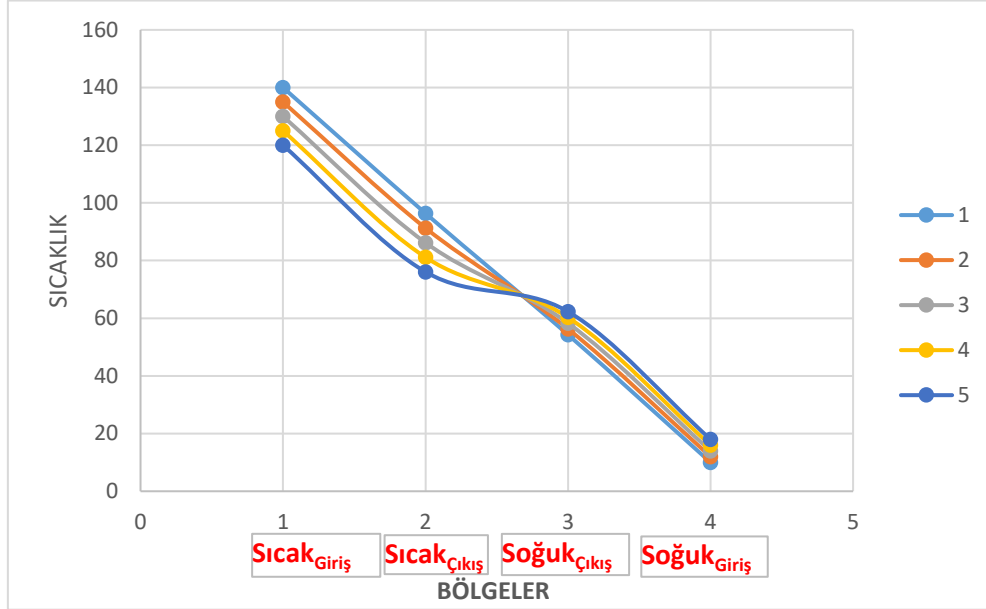
Şekil 69. Sıcaklık değişim sonuçları

Şekil 69'a göre, T_1 sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla çıkan T_3 sıcaklığının arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, T_5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun derecesinin artmasıyla T_7 çıkış tarafındaki suyun sıcaklığında arttığı gözlenmektedir.



Şekil 70. Hız değişim sonuçları

Şekil 70'e göre, V_1 sıcak su giriş hızının artmasıyla çıkan V_3 hızının arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, V_5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun hızının artmasıyla V_7 çıkış tarafındaki suyun hızının da arttığı gözlenmektedir.



Şekil 71. Sıcaklığın bölgeler ile değişimi, farklı perspektif

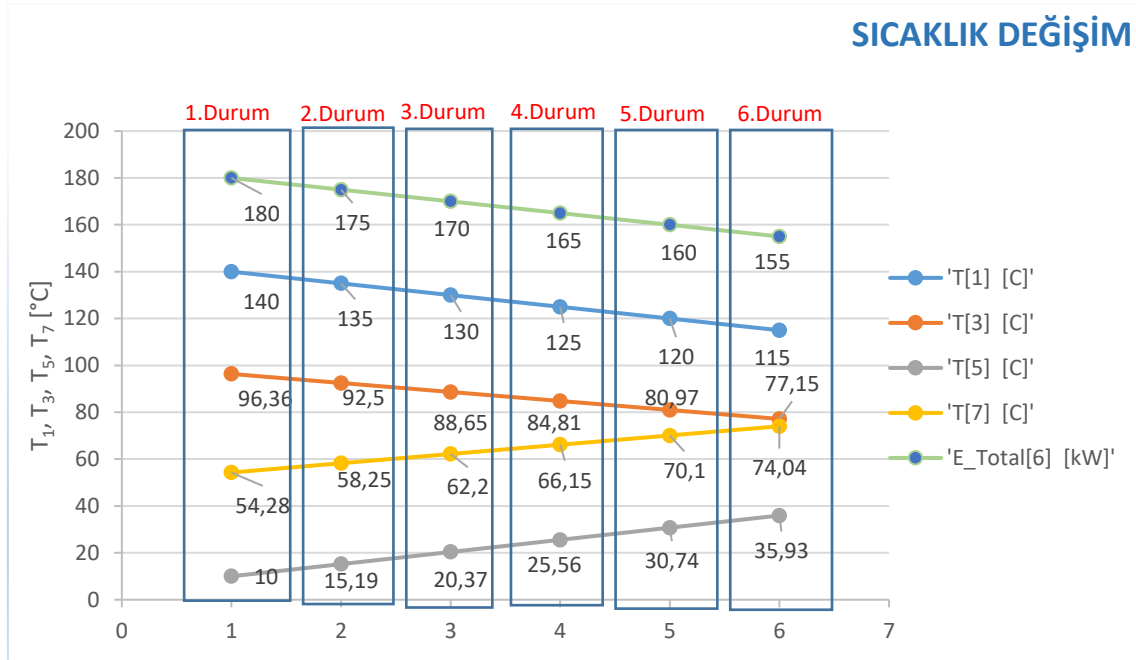
Şekil 71'e göre çıkan sonuçta, girişteki sıcak suyun düzenli bir şekilde soğuyarak, diğer taraftan giren soğuk suyun ısıtılmasıyla ısı geçişini sağladığı görülmektedir. Örneğin, 130°C 'de giren sıcak su $86,2^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar soğutulurken, diğer taraftan giren 14°C 'deki soğuk suyun ise $58,29^{\circ}\text{C}$ 'ye ısıtıldığı görülmektedir.

Tablo 6. Değişken kapasite değerlerindeki sıcaklık girdi değişimleri

	$T_{[1]}$ [C] SıcakGiriş	$T_{[3]}$ [C] SıcakÇıkış	$T_{[5]}$ [C] SoğukGiriş	$T_{[7]}$ [C] SoğukÇıkış	$E_{\text{toplaml[6]}}$ [kW] Enerji (Kapasite)	$V_{[1]}$ [m/s] HızSıcakGiriş	$V_{[3]}$ [m/s] HızSıcakÇıkış	$V_{[7]}$ [m/s] HızSoğukÇıkış	$V_{[5]}$ [m/s] HızSoğukGiriş
1	140	96,36	10	54,28	180	0,2704	0,6933	0,6756	0,6664
2	135	92,5	15,19	58,25	175	0,2692	0,6914	0,677	0,6668
3	130	88,65	20,37	62,2	170	0,2679	0,6896	0,6784	0,6675
4	125	84,81	25,56	66,15	165	0,2667	0,6878	0,6799	0,6683
5	120	80,97	30,74	70,1	160	0,2655	0,686	0,6814	0,6693
6	115	77,15	35,93	74,04	155	0,2644	0,6844	0,683	0,6704

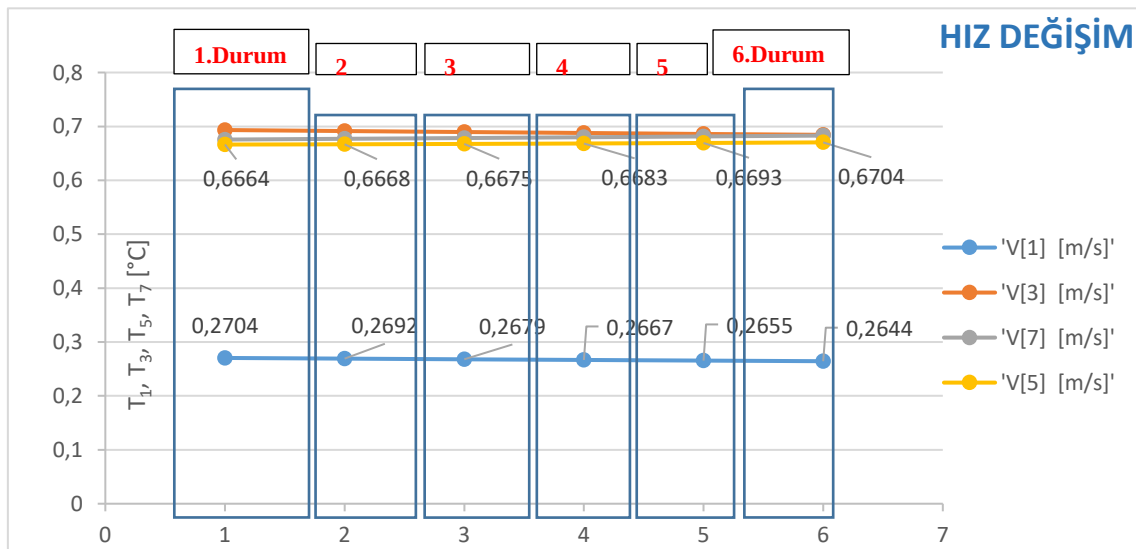
Tablo 6'ya göre, T_1 sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla çıkan T_3 sıcaklığının arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, T_5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun derecesinin artmasıyla T_7 çıkış tarafındaki suyun sıcaklığında arttığı gözlenmektedir. Örneğin, 130°C 'de giren sıcak suyun $88,65^{\circ}\text{C}$ 'de çıktığı gözlenirken, $20,37^{\circ}\text{C}$ 'de giren soğuk suyun sıcaklığının

ise 62,2 °C ‘de çıkarak ısındığı gözlenmiştir. Ayrıca, kapasite değeri de 170 kW olarak çıkmıştır.



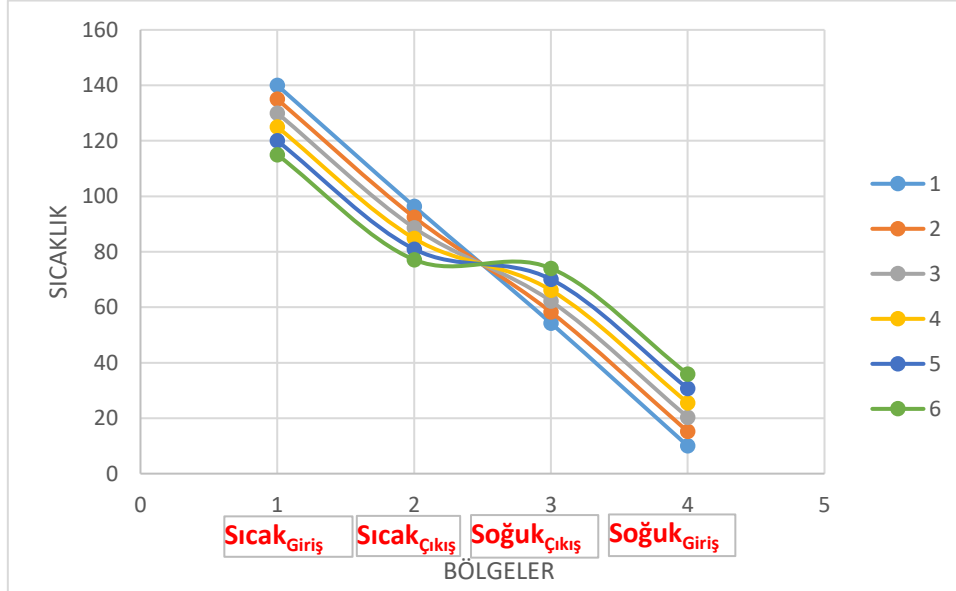
Şekil 72. Sıcaklığın durumlarla değişim sonuçları

Şekil 72’ye göre, kapasiteler ($E_{\text{toplam}}[6]$ kW) grafikte yeşil renk ile gösterilmiştir. V_1 giriş hızlarının artmasına bağlı olarak sıcaklıkların değişkenlik gösterdiği noktalarda kapasitenin de artış gösterdiği söylenebilmektedir. Örneğin, V_1 hızının 0,2655 m/s olduğu noktadan 0,2704 m/s olduğu noktaya çıkmasıyla kapasitenin de 160 kW değerinden 180 kW değerine çıktığı gözlenmiştir.



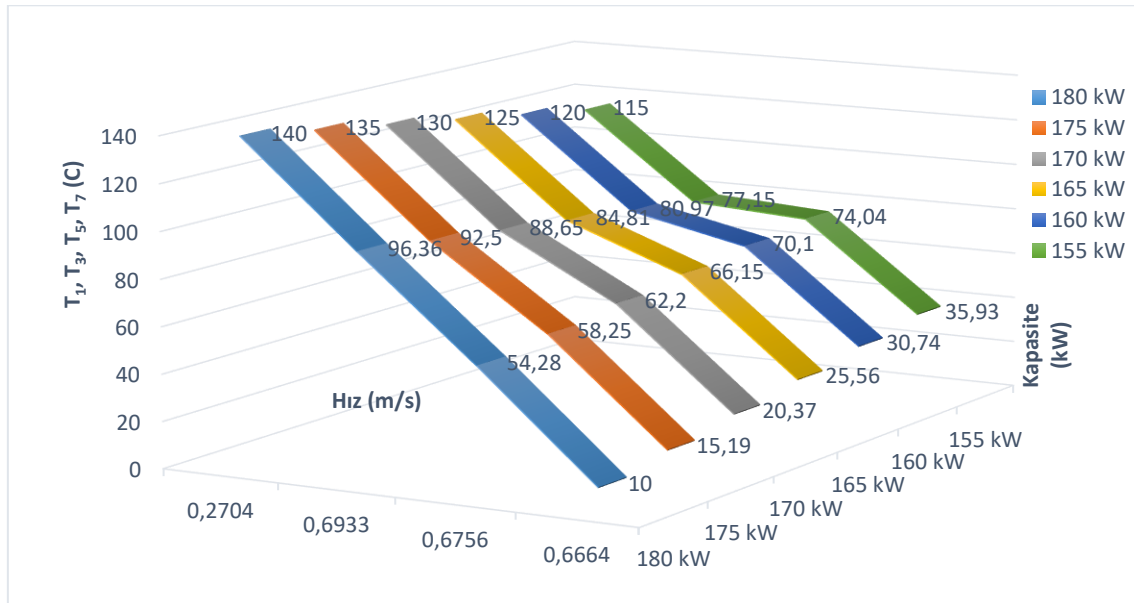
Şekil 73. Hız büyüklüğünün durumlarla değişim sonuçları

Şekil 73'e göre, V_1 sıcak su giriş hızının artmasıyla çıkan V_3 hızının arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, V_5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun hızının artmasıyla V_7 çıkış tarafındaki suyun hızının da arttığı gözlenmektedir.



Şekil 74. Sıcaklık-Durum ilişkisi farklı perspektif

Şekil 74'e göre çıkan sonuçta, girişteki sıcak suyun düzenli bir şekilde soğuyarak, diğer taraftan giren soğuk suyun ısıtılmasıyla ısı geçişini sağladığı görülmektedir. Örneğin, 125°C 'de giren sıcak su $84,81^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar soğutulurken, diğer taraftan giren $25,56^{\circ}\text{C}$ 'deki soğuk suyun ise $66,15^{\circ}\text{C}$ 'ye ısıtıldığı görülmektedir.



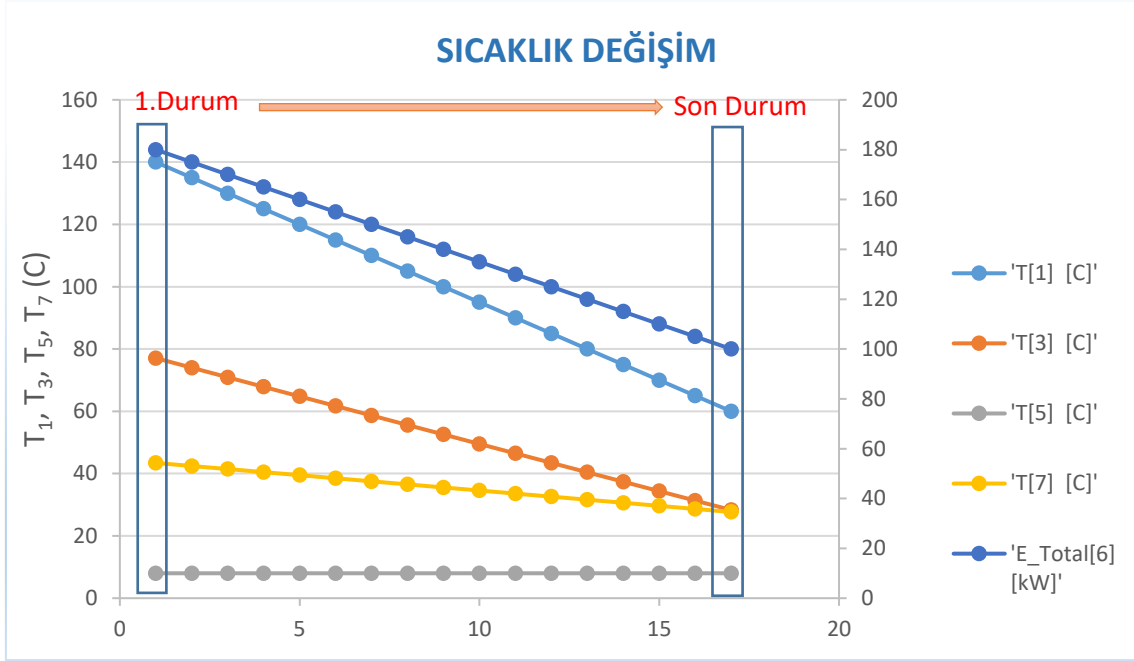
Şekil 75. Kapasite-sıcaklık-durum 3D ilişkisi

Şekil 75'e göre çıkan sonuçta, girişteki sıcak suyun düzenli bir şekilde soğuyarak, diğer taraftan giren soğuk suyun ısıtılmasıyla ısı geçişini sağladığı görülmektedir. Örneğin, 135°C'de giren sıcak su 92,5°C'ye kadar soğutulurken, diğer taraftan giren 15,19°C'deki soğuk suyun ise 58,25°C'ye ısıtıldığı görülmektedir. Ayrıca, kapasite değeri 175 kW değerinde olmaktadır.

Tablo 7. Sabit soğuk su sıcaklık girdisindeki kapasite-sıcaklık değişim sonuçları

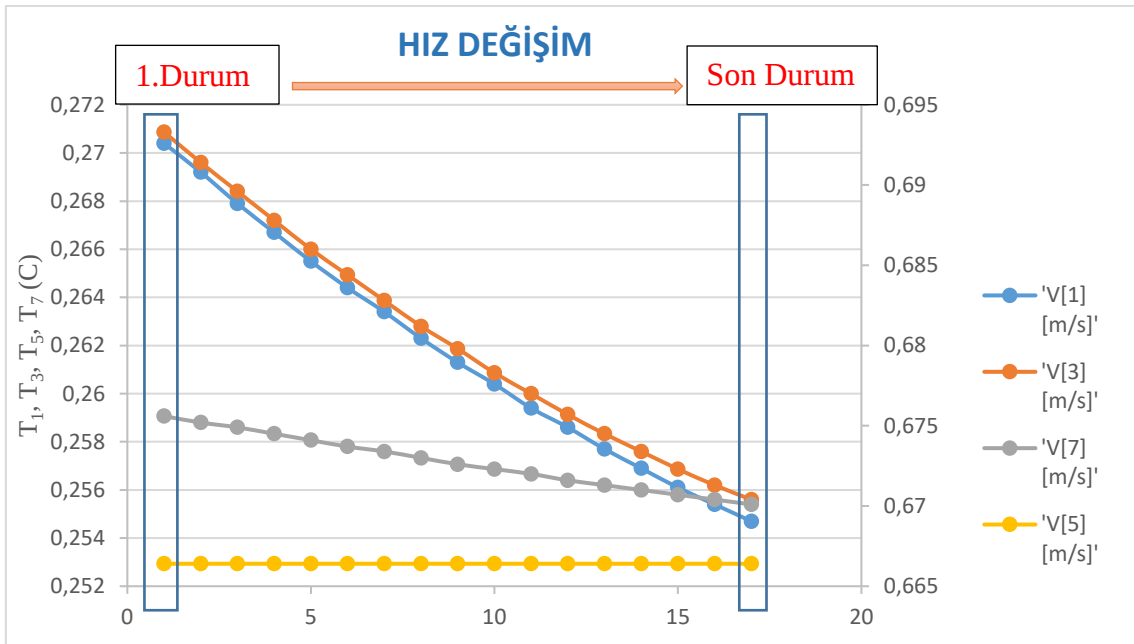
T _[1] [C]	T _[3] [C]	T _[5] [C]	T _[7] [C]	E _{toplam} [6] [kW]	V _[1] [m/s]	V _[3] [m/s]	V _[7] [m/s]	V _[5] [m/s]	E _{toplam} [1] [kW]	E _{toplam} [3] [kW]	E _{toplam} [5] [kW]	E _{toplam} [7] [kW]
140	96,36	10	54,28	180	0,2704	0,6933	0,6756	0,6664	572,9	392,9	41,47	221,5
135	92,5	10	53,05	175	0,2692	0,6914	0,6752	0,6664	552,1	377,1	41,47	216,5
130	88,65	10	51,82	170	0,2679	0,6896	0,6749	0,6664	531,3	361,3	41,47	211,5
125	84,81	10	50,59	165	0,2667	0,6878	0,6745	0,6664	510,6	345,6	41,47	206,5
120	80,97	10	49,36	160	0,2655	0,686	0,6741	0,6664	490	330	41,47	201,5
115	77,15	10	48,13	155	0,2644	0,6844	0,6737	0,6664	469,4	314,4	41,47	196,5
110	73,33	10	46,9	150	0,2634	0,6828	0,6734	0,6664	448,8	298,8	41,47	191,5
105	69,51	10	45,67	145	0,2623	0,6812	0,673	0,6664	428,3	283,3	41,47	186,5
100	65,71	10	44,44	140	0,2613	0,6798	0,6726	0,6664	407,8	267,8	41,47	181,5
95	61,9	10	43,21	135	0,2604	0,6783	0,6723	0,6664	387,3	252,3	41,47	176,5
90	58,11	10	41,98	130	0,2594	0,677	0,672	0,6664	366,9	236,9	41,47	171,5
85	54,31	10	40,75	125	0,2586	0,6757	0,6716	0,6664	346,4	221,4	41,47	166,5
80	50,52	10	39,52	120	0,2577	0,6745	0,6713	0,6664	326	206	41,47	161,5
75	46,74	10	38,29	115	0,2569	0,6734	0,671	0,6664	305,6	190,6	41,47	156,5
70	42,95	10	37,05	110	0,2561	0,6723	0,6707	0,6664	285,3	175,3	41,47	151,5
65	39,17	10	35,82	105	0,2554	0,6713	0,6704	0,6664	264,9	159,9	41,47	146,5
60	35,4	10	34,59	100	0,2547	0,6704	0,6701	0,6664	244,6	144,6	41,47	141,5

Tablo 7'ye göre, bold renginde boyanmış olan T₁, T₅, E_{toplam6} sütun değerleri bizim verdiğimiz değerler olup diğer değerler EES program vasıtasıyla çözümlenerek bulunmuştur. Örneğin, 105°C'de sıcak suyun ve 10°C'de soğuk suyun girmesini istediğimizde ve ayrıca kapasitenin de 145 kW olmasını istediğimiz durumda; sıcak su 69,51°C'ye soğuyarak çıkarken, soğuk su 45,67°C'ye ısınarak çıkmaktadır. Ek olarak, Tablo 4'te elde edilen verilerin grafik çözümlemesi aşağıda verilmiştir:



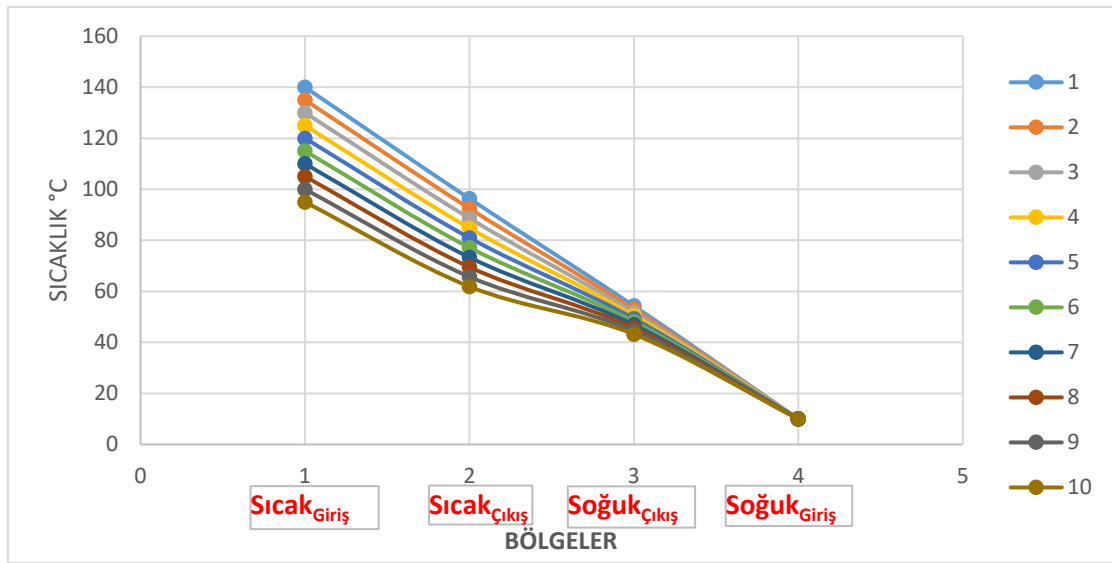
Şekil 76. Sıcaklığın durumlar ile değişimi

Şekil 76'ya göre, T1 sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla çıkan T3 sıcaklığının arttığı gözlemlenirken, T5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun derecesinin artmasıyla T7 çıkış tarafındaki suyun sıcaklığında arttığı gözlenmektedir. Örneğin, 90°C 'de giren sıcak suyun 58,11 °C 'de çıktığı gözlenirken, 10°C 'de giren soğuk suyun sıcaklığının ise 41,98 °C 'de çıkarak ısındığı gözlenmiştir. Ayrıca, kapasite değeri de 130 kW olarak çıkmıştır.



Şekil 77. Birinci durumdan son duruma sıcaklık değişim sonuçları

Şekil 77'ye göre, V_1 sıcak su giriş hızının artmasıyla çıkan V_3 hızının arttığı gözlenirken, V_5 giriş sıcaklığındaki soğuk suyun hızının artmasıyla V_7 çıkış tarafındaki suyun hızının da arttığı gözlenmektedir. Örneğin, sıcak su giriş V_1 hızının 0,2594 m/s olduğu noktadan çıkış V_3 hızının 0,677 m/s olduğu noktaya çıkarken, soğuk su giriş V_5 hızının 0,6664 m/s hızının girmesiyle çıkışta V_7 hızının 0,672 m/s olarak çıktığı gözlenmektedir. Ayrıca, kapasitenin de 130 kW değerinde olduğu belirlenmiştir. Burada T_5 hızı sabit tutulduğunda giriş sıcak suyun 110°C 'de girmesiyle çıkış T_3 sıcaklığı 73,33°C 'de bir önceki örneğe göre 90°C 'lik sıcak su girişine göre ısınmış olarak çıkarken, 10°C 'de giren soğuk su ise 46,9°C 'de çıkmaktadır.



Şekil 78. 10 farklı durumun sıcaklıkla değişim sonuçları

Şekil 78'e göre çıkan sonuçta, girişteki sıcak suyun düzenli bir şekilde soğuyarak, diğer taraftan giren soğuk suyun ısıtılmasıyla ısı geçişini sağladığı görülmektedir. Örneğin, 70°C'de giren sıcak su 42,95°C'ye kadar soğutulurken, diğer taraftan giren 10°C'deki soğuk suyun ise 37,05°C'ye ısıtıldığı görülmektedir. Ayrıca kapasite değeri 110 kW değerinde olmaktadır.

Tablo 8. Buharlı ve sulu eşanjör tipinin kapasite-sıcaklık değişimleri

$T_{[1]}$ [C]	$T_{[3]}$ [C]	$T_{[5]}$ [C]	$T_{[7]}$ [C]	$E_{\text{toplaml}}[6]$ [kW]	$V_{[1]}$ [m/s]	$V_{[3]}$ [m/s]	$V_{[7]}$ [m/s]	$V_{[5]}$ [m/s]
SıcakGiriş	SıcakÇıkış	SoğukGiriş	SoğukÇıkış	Enerji (Kapasite)	HızSıcakGiriş	HızSıcakÇıkış	HızSoğukÇıkış	HızSoğukGiriş
259,8	160	10	53,05	175	134,9	285,4	0,6752	0,6664
257,3	160	10	51,82	170	134,2	285,4	0,6749	0,6664
254,9	160	10	50,59	165	133,6	285,4	0,6745	0,6664

252,4	160	10	49,36	160	132,9	285,4	0,6741	0,6664
250	160	10	48,13	155	132,3	285,4	0,6737	0,6664
247,5	160	10	46,9	150	131,6	285,4	0,6734	0,6664
245,1	160	10	45,67	145	131	285,4	0,673	0,6664
242,7	160	10	44,44	140	130,3	285,4	0,6726	0,6664
240,2	160	10	43,21	135	129,6	285,4	0,6723	0,6664
237,8	160	10	41,98	130	129	285,4	0,672	0,6664
235,3	160	10	40,75	125	128,3	285,4	0,6716	0,6664
232,9	160	10	39,52	120	127,7	285,4	0,6713	0,6664
230,5	160	10	38,29	115	127	285,4	0,671	0,6664
228	160	10	37,05	110	126,3	285,4	0,6707	0,6664
225,6	160	10	35,82	105	125,7	285,4	0,6704	0,6664
223,2	160	10	34,59	100	125	285,4	0,6701	0,6664
220,8	160	10	33,36	95	124,3	285,4	0,6698	0,6664
218,3	160	10	32,13	90	123,7	285,4	0,6696	0,6664
215,9	160	10	30,9	85	123	285,4	0,6693	0,6664
213,5	160	10	29,67	80	122,4	285,4	0,6691	0,6664
211,1	160	10	28,44	75	121,7	285,4	0,6688	0,6664
208,7	160	10	27,21	70	121	285,4	0,6686	0,6664
206,3	160	10	25,98	65	120,4	285,4	0,6684	0,6664
203,9	160	10	24,75	60	119,7	285,4	0,6681	0,6664
201,5	160	10	23,52	55	119	285,4	0,6679	0,6664
199,1	160	10	22,29	50	118,4	285,4	0,6677	0,6664
196,7	160	10	21,06	45	117,7	285,4	0,6676	0,6664
194,3	160	10	19,83	40	117,1	285,4	0,6674	0,6664
192	160	10	18,6	35	116,4	285,4	0,6672	0,6664
189,6	160	10	17,37	30	115,7	285,4	0,6671	0,6664
187,2	160	10	16,14	25	115,1	285,4	0,6669	0,6664
184,9	160	10	14,91	20	114,4	285,4	0,6668	0,6664
182,5	160	10	13,68	15	113,7	285,4	0,6667	0,6664
180,2	160	10	12,45	10	113,1	285,4	0,6666	0,6664
177,9	160	10	11,23	5	112,4	285,4	0,6665	0,6664

Buradaki mühendislik çözümlemesinde materyalin termodinamiksel özellikleri EES'nin database'inden alınmış ve sonuçları Tablo 8'de gösterilmiştir. Buna göre, T_3 ve T_5 sıcaklıkları sabit tutularak analizler gerçekleştirilmiş ve sıcaklık, hız ve kapasite değişimleri tespit edilmiştir. Örneğin, 120 kW'lık kapasite değerinde sıcak akışkanın 160 derecede çıkması ve soğuk akışkanın 10°C'de girmesiyle, soğuk akışkan 39,52°C'ye kadar ısınmaktadır.

Tablo 9. Buharlı ve sulu eşanjör tipinin sabit sıcaklık değerlerindeki kapasite değişimi

$T_{[1]}$ [C]	$T_{[3]}$ [C]	$T_{[5]}$ [C]	$T_{[7]}$ [C]	$E_{_toplam[6]}$ [kW]	$E_{_toplam[2]}$ [kW]	$E_{_toplam[1]}$ [kW]	$E_{_toplam[3]}$ [kW]	$E_{_toplam[5]}$ [kW]	$E_{_toplam[7]}$ [kW]
300	191,6	15	60	182,9	-182,9	2991	2808	61,84	244,7

275	169,7	15	60	182,9	-182,9	2940	2757	61,84	244,7
214,1	160	20	40	81,26	-81,26	2815	2734	82,18	163,4
200,4	160	25	38	52,81	-52,81	2787	2734	102,5	155,3
198,5	160	30	42	48,74	-48,74	2783	2734	122,8	171,6
186,9	160	35	41	24,37	-24,37	2758	2734	143,1	167,5
190,8	160	40	48	32,5	-32,5	2766	2734	163,4	195,9
192,7	160	50	59	36,59	-36,59	2771	2734	204,1	240,7
194,7	160	60	70	40,7	-40,7	2775	2734	244,7	285,4
196,6	160	70	81	44,84	-44,84	2779	2734	285,4	330,3
198,6	160	80	92	49,01	-49,01	2783	2734	326,2	375,2
200,6	160	90	103	53,22	-53,22	2787	2734	367	420,2
202,7	160	100	114	57,48	-57,48	2791	2734	407,9	465,4
204,8	160	110	125	61,81	-61,81	2796	2734	449	510,8
206,9	160	120	136	66,22	-66,22	2800	2734	490,1	556,3
209	160	130	147	70,72	-70,72	2805	2734	531,5	602,2
223,2	160	100	124,3	100	-100	2834	2734	407,9	507,9
257,3	160	15	56,83	170	-170	2904	2734	61,84	231,8
252,4	160	20	59,38	160	-160	2894	2734	82,18	242,2
247,5	160	25	61,91	150	-150	2884	2734	102,5	252,5
242,7	160	30	64,45	140	-140	2874	2734	122,8	262,8
237,8	160	35	66,98	130	-130	2864	2734	143,1	273,1
232,9	160	40	69,51	120	-120	2854	2734	163,4	283,4
228	160	45	72,04	110	-110	2844	2734	183,7	293,7
223,2	160	50	74,58	100	-100	2834	2734	204,1	304,1
218,3	160	55	77,11	90	-90	2824	2734	224,4	314,4
213,5	160	60	79,64	80	-80	2814	2734	244,7	324,7
208,7	160	65	82,18	70	-70	2804	2734	265,1	335,1
203,9	160	70	84,72	60	-60	2794	2734	285,4	345,4
199,1	160	75	87,26	50	-50	2784	2734	305,8	355,8
194,3	160	80	89,8	40	-40	2774	2734	326,2	366,2
189,6	160	85	92,34	30	-30	2764	2734	346,6	376,6

Tablo 9'a göre, EES de bulduğumuz sonuçlar doğrultusunda, real gas modeli kullanılmamış ve sonuçları yorumlanmıştır. Buna göre, T_3 sıcaklığı sabit tutularak çözümler gerçekleştirilmesi sonucunda; sıcaklık, hız ve kapasite değişimleri tespit edilmiştir. Örneğin, 170 kW'lık kapasite değerinde sıcak akışkanın 160°C'de çıkması ve soğuk akışkanın 15°C'de girmesiyle, soğuk akışkan 56,83°C'ye kadar ısınmaktadır. Sonuç olarak, %26 oranında bir sıcaklık yükselmesi gerçekleşmektedir.

4.4.3. Ntu Modeli Kullanılarak doğrulamanın yapılması ve elde edilen sonuçlar:

EES programında yazılan kodlar ve kullanılan formüller sonucunda aşağıdaki çıktılar elde edilmiştir. Yazılan kodların detaylı hali ve formüller Ek-2'de gösterilmiştir.

	1.8	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	$T_{Cold,in}$ [C]	$T_{Cold,out}$ [C]	$T_{Hot,in}$ [C]	$T_{Hot,out}$ [C]	U [W/m²-K]	q_{max} [kW]	$q_{Hot,avg}$ [kW]	$q_{Cold,avg}$ [kW]	$\dot{Q}$ [kW]	Ntu	ϵ
Run 1	15	60	140	95,65	937,9	508,6	183,1	183,1	183,1	0,4486	0,36
Run 2	15	55	140	100,6	810,2	508,5	162,7	162,7	162,7	0,3876	0,32
Run 3	15	50	140	105,6	689,9	508,4	142,3	142,3	142,3	0,3301	0,28
Run 4	15	45	140	110,5	576,2	508,3	122	122	122	0,2757	0,24
Run 5	15	40	140	115,4	468,4	508,3	101,7	101,7	101,7	0,2242	0,2
Run 6	15	35	140	120,4	365,9	508,3	81,32	81,32	81,32	0,1751	0,16
Run 7	15	30	140	125,3	268,3	508,3	60,99	60,99	60,99	0,1284	0,12
Run 8	15	25	100	90,06	263,2	345,7	40,67	40,67	40,67	0,126	0,1176

Şekil 79. Ntu yöntemi ekran görüntüsü çıktısı

Şekil 79'a göre ikinci doğrulama yöntemimiz olan Ntu yöntemine göre alınan sonuçlar ile firma katalog değerleri karşılaştırılarak uyumlu olduğu görülmüştür. Buna göre, eldeki verilerin firmadan alınan veriler ile birleştirildiğinde aşağıdaki tablodaki sonuçlar elde edilmektedir.

Tablo 10. Ntu Metodu ile çözümleme

$T_{SoğukGiriş}$	$T_{SoğukÇıkış}$	$T_{SıcakGiriş}$	$T_{SıcakÇıkış}$	U	q_{max}	$q_{dot_Sıcak_avg}$	$q_{dot_Soğuk_avg}$	Q_{dot}	Ntu	ϵ
[C]	[C]	[C]	[C]	[W/m²-K]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]		
15	60	140	95,65	937,9	508,6	183,1	183,1	183,1	0,4486	0,36
15	55	140	100,6	810,2	508,5	162,7	162,7	162,7	0,3876	0,32
15	50	140	105,6	689,9	508,4	142,3	142,3	142,3	0,3301	0,28
15	45	140	110,5	576,2	508,3	122	122	122	0,2757	0,24
15	40	140	115,4	468,4	508,3	101,7	101,7	101,7	0,2242	0,2
15	35	140	120,4	365,9	508,3	81,32	81,32	81,32	0,1751	0,16
15	30	140	125,3	268,3	508,3	60,99	60,99	60,99	0,1284	0,12
15	25	100	90,06	263,2	345,7	40,67	40,67	40,67	0,126	0,1176

Tablo 10'a göre 15°C sıcaklıkta giren soğuk suyun 60°C sıcaklıkta çıkmıştır. 140°C sıcaklıkta giren sıcak suyun sıcaklığı ise 95,65°C çıkmıştır. Kapasitesi ise 183,1 kW değerinde bulunmuştur. Tablodaki diğer veriler de sıcak suyun giriş sıcaklığı sabit tutularak çıkan suların derecelerindeki değişimler gözler önüne serilmiştir. Sonuç olarak, Ntu metodu ile model verileri çözdürüldüğünde firmadan alınan verilerle bulunan sonuçların uyumlu sonuçlar gösterdiği görülmektedir.

4.4.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde Uygulanan Denklemler

Analiz kısımlarında realizable k-ε türbülans modelinin uygulandığı ve çözüm metodu olarak da sonlu hacimler metodundan yararlanılmasıyla analizler gerçekleştirilmiştir.

Realizable k-ε model: "Realizable" terimi, modelin türbülanslı akışların fiziğiyle tutarlı olarak normal gerilimler üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamaları karşıladığı anlamına gelir (yüksek gradyanlı akışların hesaplanmasında girdap viskozitesinin negatif değerleri hariç tutulur). Bu model, türbülanslı viskoziteyi hesaplamak için geliştirilmiş bir yöntem olmakta ve dağılma hızı denklemi, girdabın dalgalanan bileşeninin tam taşıma denkleminde türetilmiştir.

k-ε türbülans modelinin standart versiyonu ile karşılaştırıldığında, k-ε realizable modeli, düz ve yuvarlak jetlerin dağılma oranının dağılımını daha doğru bir şekilde tahmin eder ve aynı zamanda, büyük bir basınç gradyanında, ayrılmış ve devridaim akışlarda, sınır tabaka özelliklerinin daha iyi bir tahminini sağlamaktadır [138]. Faydalanılan $k - \varepsilon$, enerji ve süreklilik denklemleri bölüm 4.1.2 'de verilmiştir.

Kullanılan $k - \varepsilon$ türbülans modeli için ampirik sabitlerin detayı aşağıda verilmiştir:

Tablo 11. $k - \varepsilon$ türbülans modeli ampirik sabitler

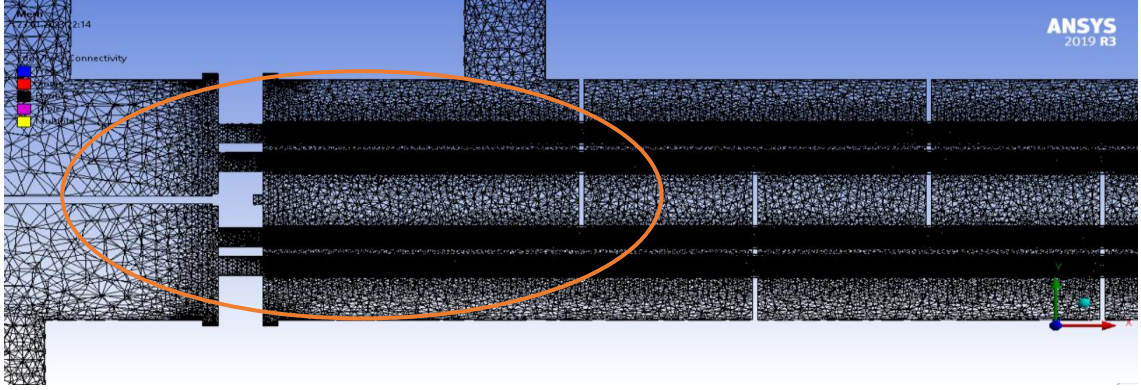
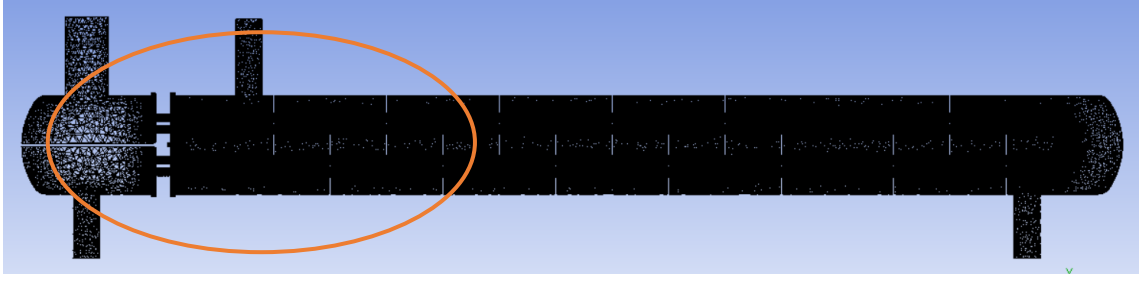
$\sigma_\varepsilon = 1.2$	$\sigma_k = 1.0$
$c_1 = \max[43 \cdot 10^{-2}, \mu (\mu_t + 5.0)^{-1}]$	$c_2 = 1.9$

Tablo 11'de $k - \varepsilon$ türbülans modeli için ampirik sabitler tanımlanmakta ve c_μ ortalama gerinim ve dönme hızının bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır.

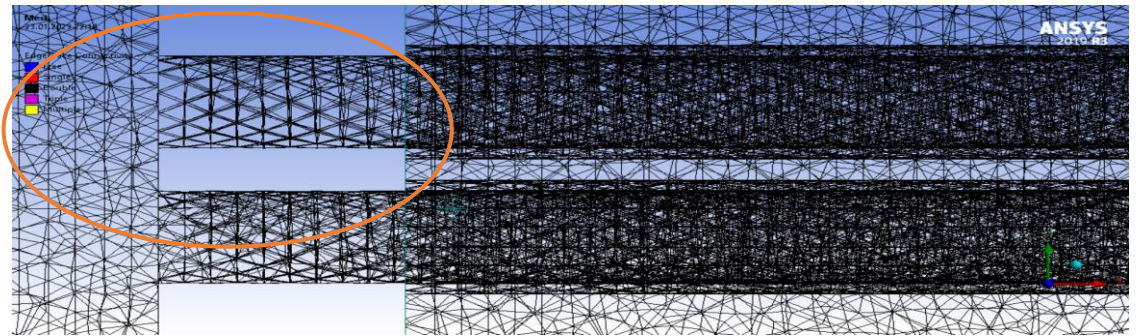
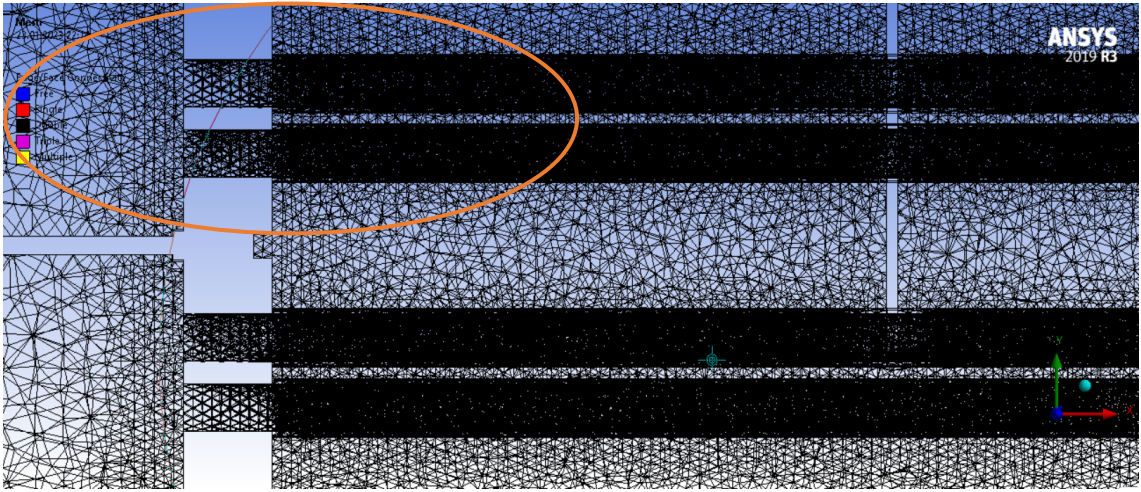
4.4.4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile sınır şartlarının belirlenmesi

Analizlerin gerçekleştirilmesinde basınca dayalı olarak ve sürekli rejimde yerçekiminin etkileri var sayılarak işlemler sürdürülmüştür. İhmal edilecek öğeler arasında kesişim noktaları olan gövde iç yüzeyi ve şaşırtma levhaları arasındaki olması muhtemel sızıntıların ihmal edilmesi bir yana; diğer yandan da çevresel ortam ile eşanjörün dış yüzeyi arasında ısı geçişi olmadığı varsayılmıştır.

Düğüm sayısı; 1650055 ve Eleman sayısı; 5866728 olan ağ yapısı için:



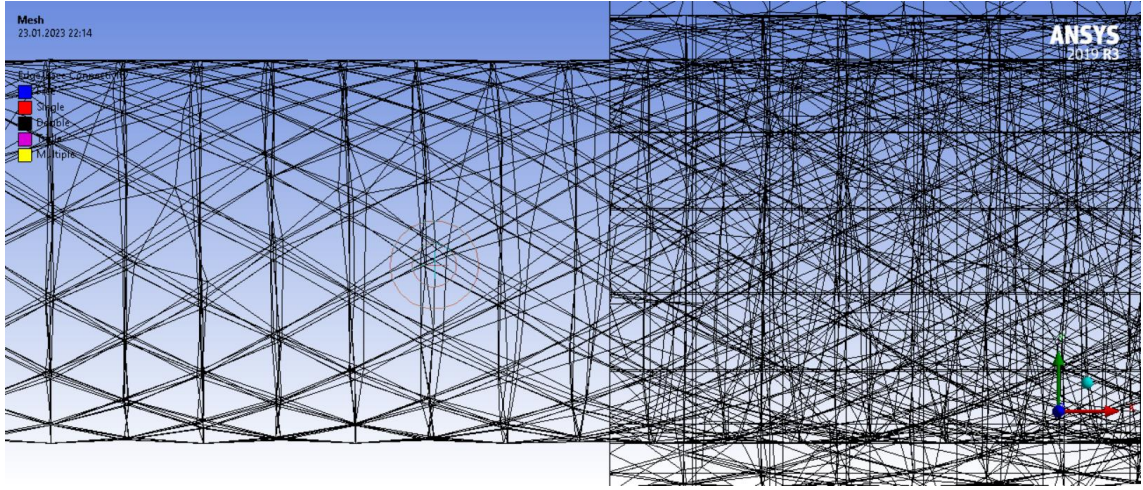
Şekil 80. U borulu eşanjör tam boy ağ yapısı görüntüsü ve detayı



Şekil 81. Üç açıdan kesit görüntüleri

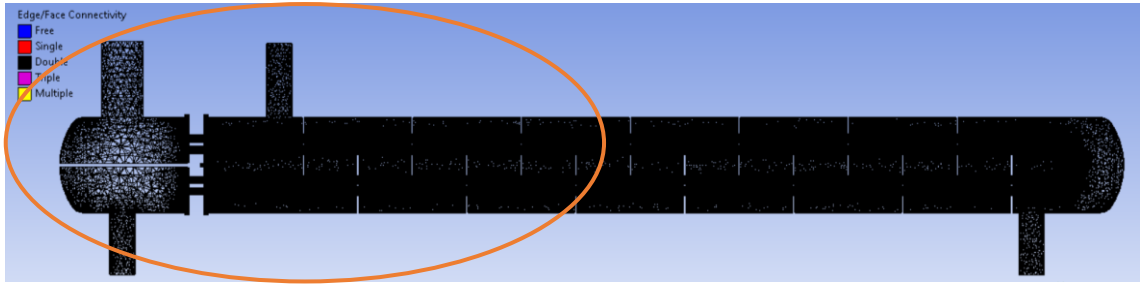
U borulu ısı değıştiricisinin üç açıdan kesit görüntü detayı Şekil 81’de verilmiştir. Ayrıca,

ince borulara ait kesit görüntü detayı Şekil 82’de gösterilmektedir.

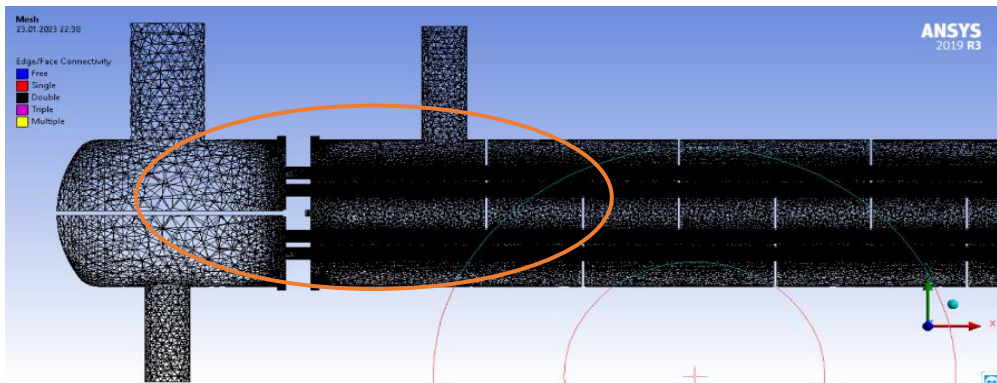


Şekil 82. Boru ağ yapısı kesit görüntüleri

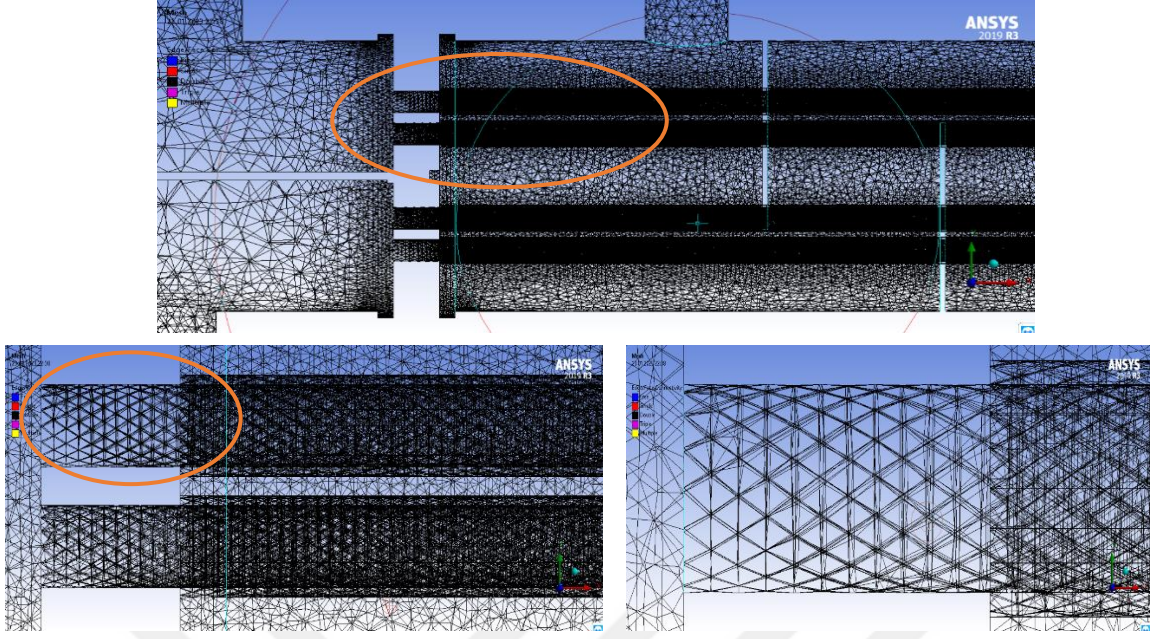
Düğüm sayısı; 2462391 ve Eleman sayısı; 9197963 olan ağ yapısı için aşağıdaki şekiller elde edilmiştir:



Şekil 83. U borulu eşanjör tam boy ağ yapısı görüntüsü



Şekil 84. Boru-gövde ağ yapısı detayı



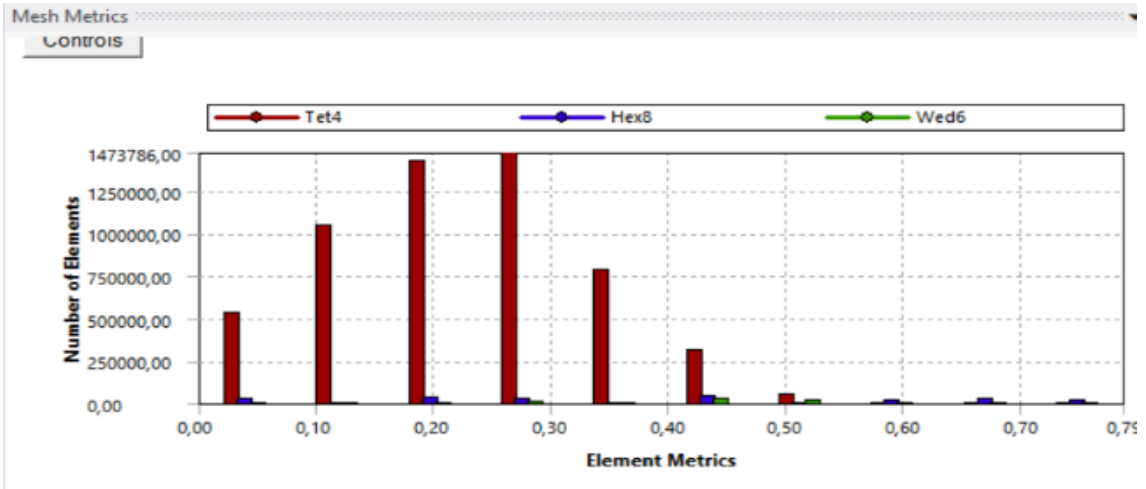
Şekil 85. Boru ağı yapısı görüntüleri

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

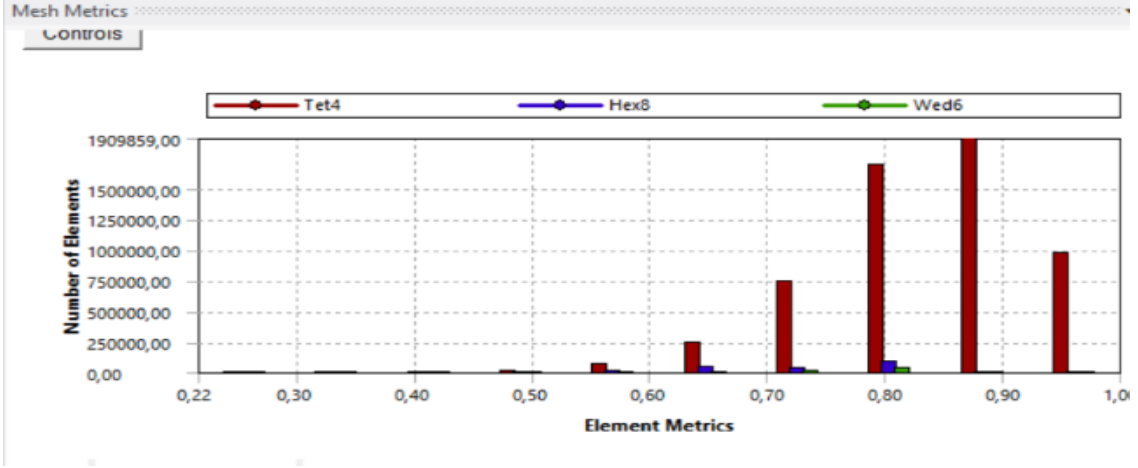
Şekil 86. Çarpıklık (Skewness) kalite ağ metrikleri spektrumları

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

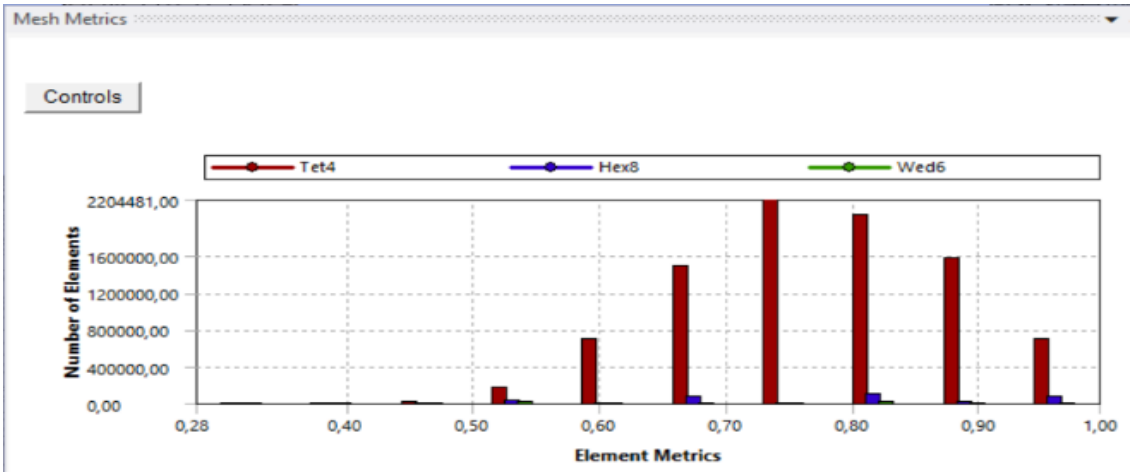
Şekil 87. Ortogonal kalite ağ metrikleri spektrumları [139]



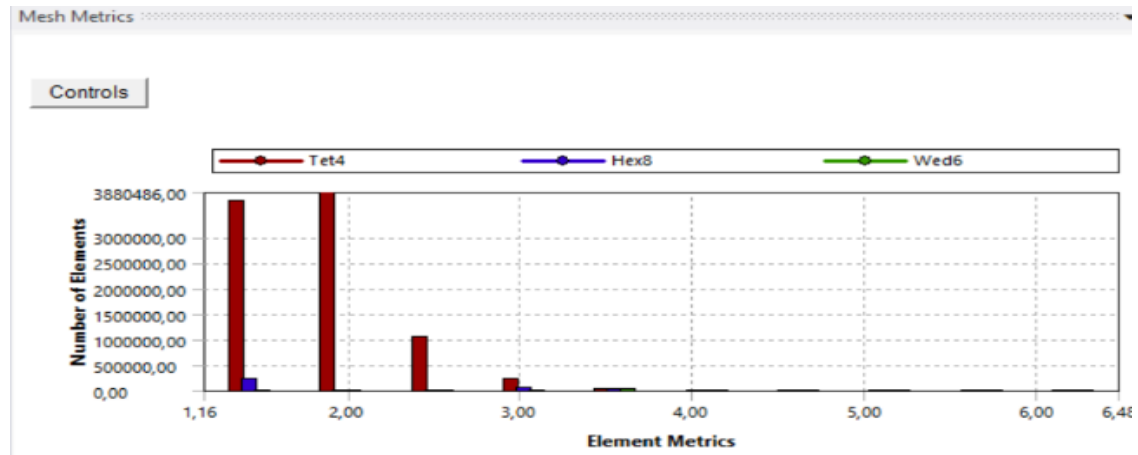
Şekil 88. Çarpıklık (Skewness) kalite sonuçları



Şekil 89. Eleman kalite sonuçları



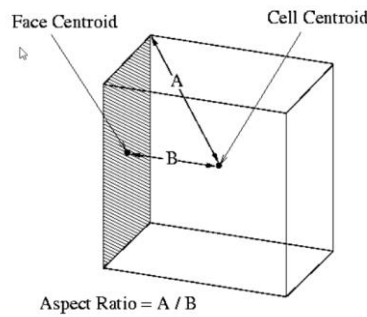
Şekil 90. Ortogonal kalite sonuçları



Şekil 91. Aspect ratio (En-Boy oranı) sonuçları

Eleman kalitesi, çarpıklık, aspect ratio ve ortogonal kalite vb. gibi ağ parametreleri sonuçları Şekil 88 ile Şekil 91 arasında gösterilmiştir. Sayılan bu parametreler sonuçların

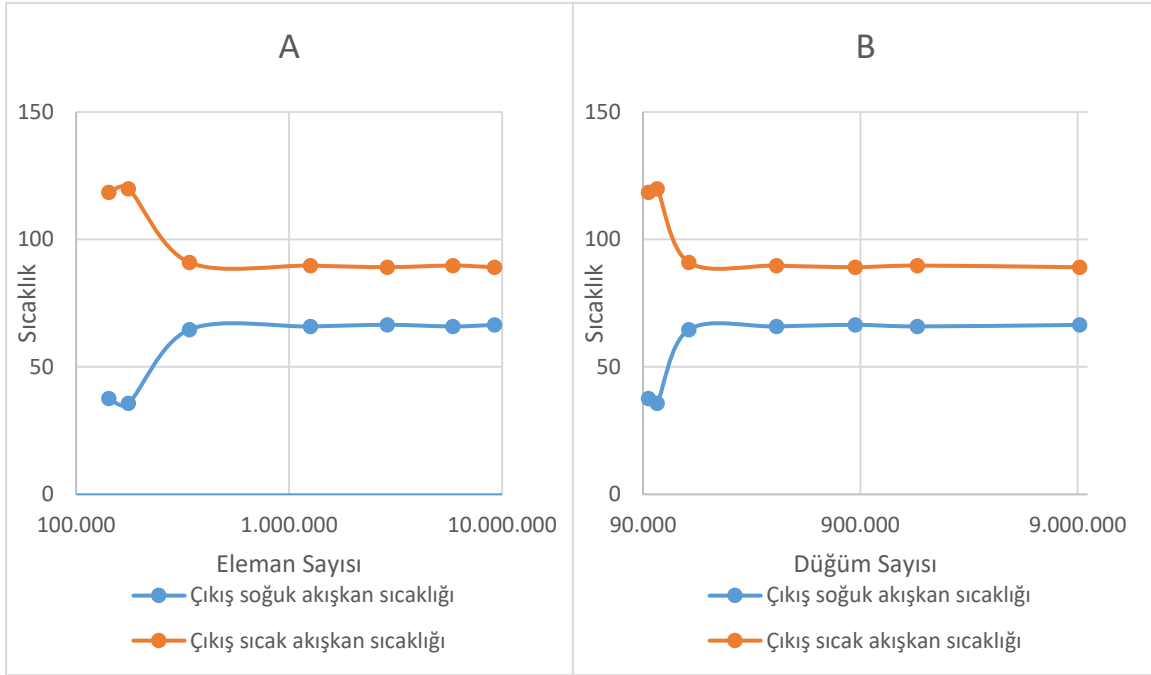
güvenilirliği açısından dikkate alınmıştır. 0,9 ve üzeri bir ortalama eleman ağ kalitesi (element quality) kabul edilebilir olarak kabul edilir. Standart çarpıklık ve ortogonal kalite örgü metrik spektrumları Şekil 88 ve Şekil 90'da gösterilmiştir. Kalite 0,20'ye (skewness) ulaştı ve ortalama dikey kalite (orthogonal) de 0,85'e ulaştı. Şekil 91'de gösterilen en boy oranı (aspect ratio), bir hücrenin gerilmesinin bir ölçüsüdür. Buradaki en boy oranı 1,842'dir. Bu unsurlar, bu çalışmada kullanılan yüksek ağ oluşturma kalitesini doğrulamaktadır. Aşağıdaki Şekil 92'de Aspect ratio'nun bulunuşu gösterilmektedir.



Şekil 92. Aspect ratio bulunuşu [140]

4.4.4.2. Ağdan bağımsızlık testi

Ağdan bağımsızlık analizinin gerçekleştirilmesi sonucunda gövde borulu ısı değiştiricilerinden U tipi ısı değiştiricisi için; 142.273, 175.849, 340.162, 1.260.015, 2.885.205, 5.866.728, 9.197.963 elemanlı (Elements) yedi farklı ağ sistemi oluşturulmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle analize tabii tutulan U tipi eşanjörün elements sayısına göre; çıkış sıcak akışkanın derecesi (Şekil A-Eleman sayısı) ve çıkış soğuk akışkan dereceleri (Şekil B-Düğüm sayısı) bakımından son iki ağ sistemi arasındaki farkın karşılaştırılması sonucunda aradaki farkın %1'den daha az olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla 9.197.963 elemente sahip olmakta olan ağ yapısının, akış analizi işlemi noktasında yeterli olduğu kabul edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan işlemlerin görselleştirildiği ağdan bağımsızlık analizinden yaratılan sonuçların yer aldığı Şekil 93 aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 93. Ağdan bağımsızlık testi

4.4.5. Modelleme çalışmaları-3'ün sonuçları

Tasarımı yapılan eşanjörün çizdirilen farklı düzlemler üzerinde hız, sıcaklık ve basınç vb. verilere ait dağılımlar, akış analizleri neticesinde şekil ve grafikler kullanılarak gösterilmiştir. U borulu eşanjörde firmadan alınan datalar kullanılarak analiz programı vasıtasıyla doğrulama yapılmıştır. Elde edilen çıktıların firmadan alınan verilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Elde edilen çıktılar Tablo 12 ve 13'te gösterilmiştir. Daha sonraki yapılan analizlerde de farklı giriş sıcaklıklarında ve kapasitelerde girişlerde ortaya çıkabilecek akışkan davranışındaki sıcaklık, basınç ve hız değişimleri Şekil 94 ve 96'da verilmiştir. Viskoz ve termal etkiler, Sınır şartları ve mesh adopt gibi etkilerin eklenmesiyle ortaya çıkan sonuçlar da Tablo 12 ve 13'te gösterilmiştir.

Vaka 1 Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 12'deki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 12. Vaka 1 Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 1 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects

Options	Viscous Heating
Solver Type	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	All
Relaxation Factor	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675

Vaka 1 Modeli için Tablo 12'deki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 94 ve Şekil 96'da gösterilmiştir. Yapılan analiz sonucunda firmadan alınan datalarla analizler sonuçlarının uyumluluk gösterdiği belirlenerek sonuçlar Tablo 13'te gösterilmiştir.

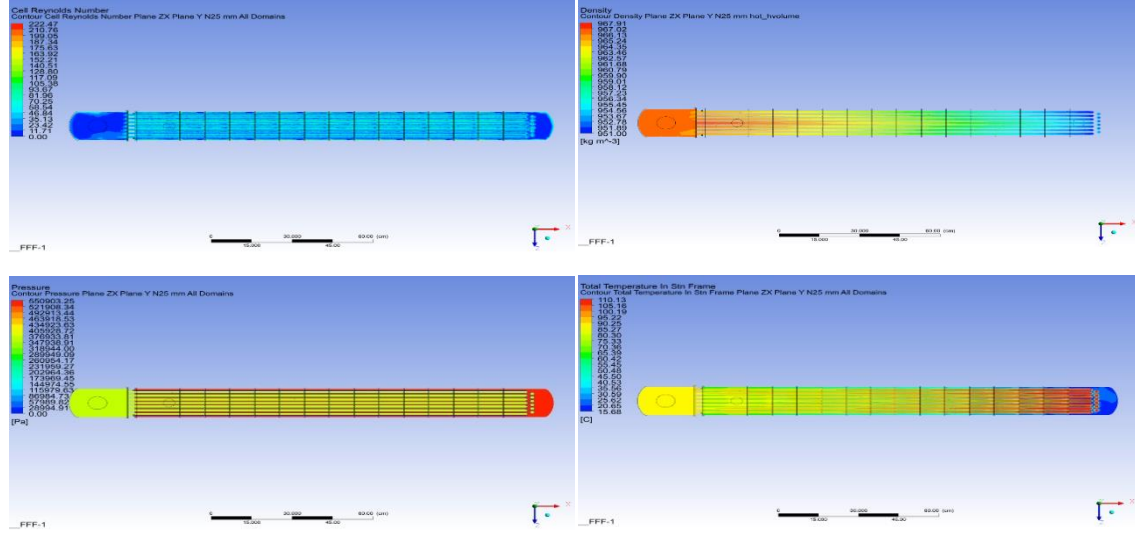
Tablo 13. Vaka 1 Modeli analiz sonuçları (HAD)

Vaka 1 Modeli				
P22	$\dot{m}_{\text{SıcakGiriş}}$	Kg/s	0,97222	
P23	$T_{\text{SıcakGiriş}}$	C	140	
P24	$T_{\text{SıcakÇıkış}}$	C	95	
P25	$\dot{m}_{\text{SoğukGiriş}}$	Kg/s	0,97222	
P26	$T_{\text{SoğukGiriş}}$	C	15	
P27	$T_{\text{SoğukÇıkış}}$	C	60	
P28	Thermal_Conductivity	W/mK	20	
P20	Düğüm sayısı		1650055	
P21	Eleman sayısı		5866728	
P29	$T_{\text{SoğukÇıkışAnaliz}}$	K	340,39843	
P30	$T_{\text{SıcakÇıkışAnaliz}}$	K	361,53633	

Yapılan analiz neticesinde, Tablo 13'te, sıcak su çıkış sıcaklığı 361,53633 °C bulunurken, soğuk su çıkış sıcaklığı 340,39843 °C bulunmuştur. Sıcak su giriş sıcaklığı 140 °C iken, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, firmadan alınan datalarla analiz neticesinde alınan sonuçlar uyumluluk göstermekte ve doğrulama gerçekleşmektedir. Daha sonraki yapılan Vaka 2 Modeli, Vaka 3 Modeli, Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Model analizleriyle karşılaştırılması Tablo 29 ve Tablo 30'da detaylı bir şekilde

gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 94 ve Şekil 96’da gösterilmiştir:



Şekil 94. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler

4.4.5.1. Hücre Reynolds Sayısı

Bir hücrenin lokal reynolds sayısıdır. Bir hücre (cell)’nin Reynolds sayısını ifade eder. (Reynolds numarası boyutsuz bir sayı olarak atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır.)

$$\text{Hücre Reynolds Sayısı} = Re_c = \frac{(\rho \cdot u \cdot d)}{\mu}$$

Burada ρ ; yoğunluk, u ; hız değerini, μ ; efektif viskozite (laminar+turbülans), iki boyutlu durumda d ; (hücre hacmi)^{1/2}, üç boyutlu veya asimetric durumlarda d ; (hücre hacmi)^{1/3} olarak ifade edilmektedir [141].

4.4.5.2. Türbülans Reynolds Sayısı

Viskoz dağılma oranı ε dahil olmak üzere diğer tüm türbülans miktarları için benzer taşıma denklemleri geliştirmek mümkündür. Bununla birlikte, kesin ε -denklemleri birçok bilinmeyen ve ölçülemeyen terim içerir. Standart $k - \varepsilon$ modeli, bu değişkenlerde değişikliklere neden olan ilgili süreçleri en iyi anlamamıza dayanan, biri k için ve diğeri ε için olmak üzere iki model denklemlerine sahiptir. Hız ölçeğini θ ve büyük ölçekli türbülansı temsil eden ℓ uzunluk ölçeğini aşağıdaki gibi tanımlamak için k ve ε

kullanılmaktadır [142]:

$$\mathfrak{G} = k^{1/2} \quad \ell = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

Türbülans Reynolds Sayısı = $Re_t = \mathfrak{G} \ell / \nu = k^2 / (\varepsilon \nu)$ [143]

4.4.5.3. Reynolds Numarası

Akışkanlar mekaniğinde Reynolds sayısı (Re), bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin (vs d), viskozite kuvvetlerine (μ/ρ) olan oranıdır ve sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Bundan ötürü, Reynolds sayısı, laminar akış ve türbülanslı akış gibi değişik akış rejimlerini nitelemek için kullanılır.

Mühendislik pratiğinde karşılaşılan tüm akışlar, iki boyutlu jetler, art izler, boru akışları ve düz levha sınır katmanları gibi basit akışlar ve daha karmaşık üç boyutlu akışlar, belirli bir Reynolds sayısının üzerinde kararsız hale gelir (UL/ν , burada U ve L, ortalama akışın karakteristik hız ve uzunluk ölçekleridir ve ν , kinematik viskozitedir). Düşük Reynolds sayılarında akışlar laminardır. Daha yüksek Reynolds sayılarında akışların çalkantılı hale geldiği gözlenir. Akışın önemli bölgelerinde hız ve basıncın zamanla sürekli değiştiği kaotik ve rastgele bir hareket durumu gelişir.

Boru içindeki sıkıştırılamaz akışta Re sayısı 2300'den küçük ise laminar akış, büyük ise türbülanslı akış olarak ele alınır. Levha veya kanat üzerindeki sıkıştırılamaz akışta ise kritik Reynolds sayısı 5×10^5 'dir. Isı transferinde de Reynolds teoremi farklı orantılarla kullanılmaktadır. Reynolds sayısının artması ısı taşınım katsayısını artırır.

$$Re = \frac{\rho \text{ vs } d}{\mu} = \frac{\text{vs } d}{\nu} = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskozite kuvvetleri}}$$

- v_s - akışkanın hızı
- d - boru çapı
- μ - akışkanın dinamik viskozitesi
- ν - akışkanın kinematik viskozitesi: $\nu = \mu / \rho$
- ρ - akışkanın yoğunluğu

Re sayısının 2300 den küçük olması liner akış olduğunu, 2400'den büyük olması boru içi türbülanslı akış olduğunu göstermektedir [144].

Tablo 14. Her bir node için Reynolds sayılarının karşılaştırılması

	A[i] [m ²]	D[i] [m]	μ [i] [kg/m-s]	ρ [i] [kg/m ³]	V[i] [m/s]	Reynolds N[i]	Pr[i]
Sıcak Giriş	0,003882	0,0703	0,000197	926,2	0,2704	89581	1,233
Sıcak Çıkış	0,001459	0,0431	0,000295	961,6	0,693	158660	1,84
Soğuk Giriş	0,001459	0,0431	0,001137	999,4	0,6668	41196	8,081
Soğuk Çıkış	0,001459	0,0431	0,000467	983,4	0,6776	100417	2,997

Her bir node için Reynolds sayıları:

$$Re_{N[1]} = \rho [1] V[1] D[1] / \mu [1] = 89581$$

$$Re_{N[2]} = \rho [2] V[2] D[1] / \mu [2] = 158660$$

$$Re_{N[3]} = \rho [3] V[3] D[1] / \mu [3] = 41196$$

$$Re_{N[4]} = \rho [4] V[4] D[1] / \mu [4] = 100417$$

Boru içindeki akışta (ince borular) Reynolds sayısı ve Prandl sayısının bulunması:

$$Re_{boru.iç} = (\dot{m} [1] / 13) D_{Boru.ic} / (A_{Boru.ic} \mu [1])$$

$$Re_{boru.iç} = 37264 \text{ bulunur.}$$

Prandtl = $\mu [1] c_{p[1]} / k_{[1]}$ (akışkan özelliği), buradan:

$$Pr = 0,36$$

$$T_{(1)} = 140 \text{ (C)}$$

$$P_{(1)} = 4,5 \text{ (bar)}$$

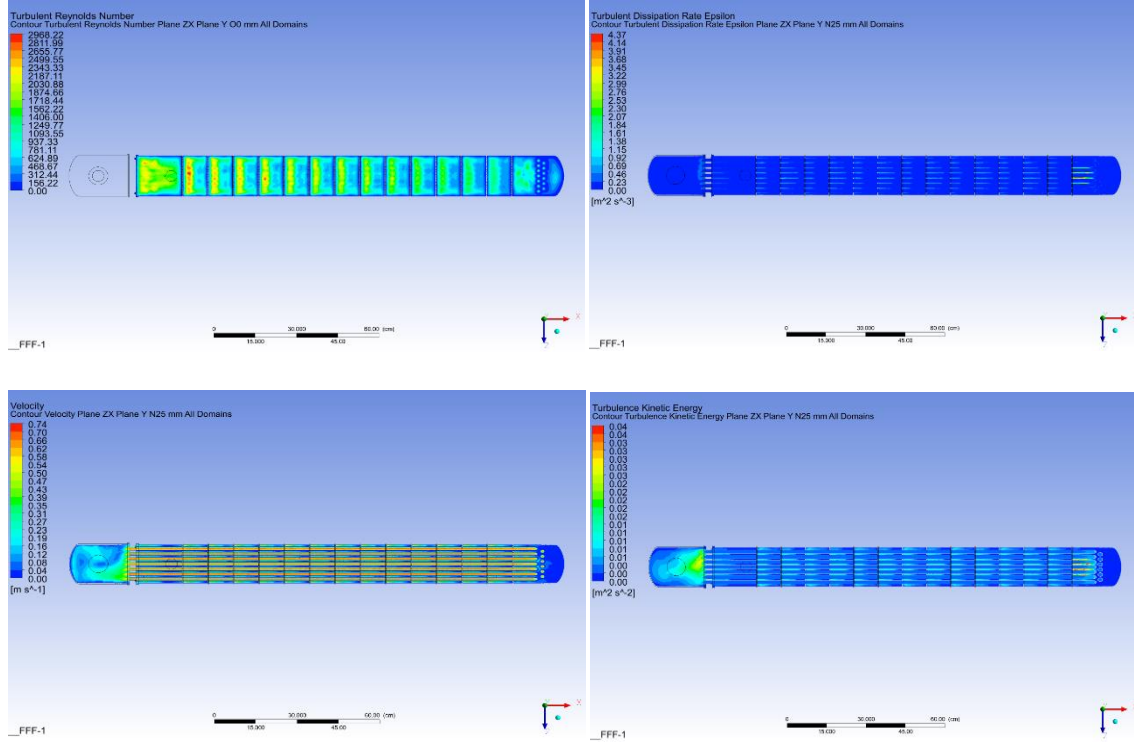
$$Nu = 0,023 (Re_{boru.iç}^{0,8}) (Pr_{[1]}^{0,4}) \text{ "Nusselt sayısı"}$$

$$Nu = 113,5 \text{ bulunur.}$$

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	A [m ²]	cp [kJ/kg-K]	D [m]	h [kJ/kg]	k [W/m-K]	μ [kg/m-s]	$\dot{m}$ [kg/s]	P _i [kPa]	Phase\$ _i	Pr _i	ReynoldsN _i	P _i [kg/m ³]	s _i [kJ/kg-K]	T _i [C]	T _{sat,i} [C]	V _i [m/s]
[1]	0,003882	4,282	0,0703	589,2	0,6826	0,0001966	0,9722	450	liquid	1,233	89581	926,2	1,739	140	147,9	0,2704
[2]	0,001459	4,21	0,0431	401,1	0,6756	0,0002953	0,9722	450	liquid	1,84	158660	961,6	1,258	95,65	147,9	0,693
[3]	0,001459	4,187	0,0431	63,6	0,5891	0,001137	0,9722	650	liquid	8,081	41196	999,4	0,2244	15	162	0,6668
[4]	0,001459	4,184	0,0431	251,7	0,6513	0,0004665	0,9722	650	liquid	2,997	100417	983,4	0,831	60	162	0,6776

Şekil 95. EES’de hesaplanan Reynolds sayıları ekran görüntüsü

EES programında hesaplanan Reynolds sayıları ve Prandl sayıları çıktısı Şekil 95’te detaylı olarak verilmektedir. Buna göre, her bir durum için (1,2,3,4) Reynolds sayıları hesaplanmıştır.



Şekil 96. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Vaka 2 Modeli Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 15’teki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 15. Vaka 2 Modeli Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 2 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects
Options	Viscous Heating
Solver Type	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	All
Relaxation Factor	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675

Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675

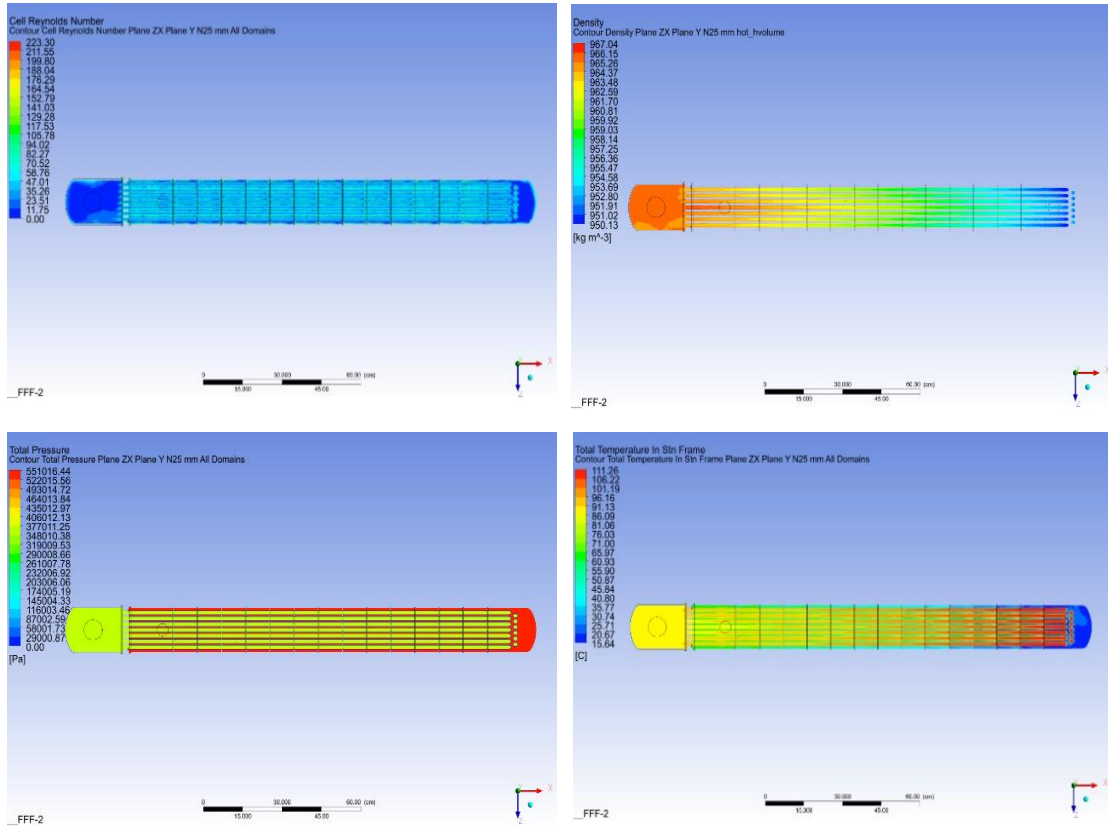
Vaka 2 Modeli Modeli için Tablo 15'teki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 97 ve Şekil 98'de gösterilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar Tablo 16'da gösterilmiştir.

Tablo 16. Vaka 2 Modeli Modeli analiz sonuçları (HAD)

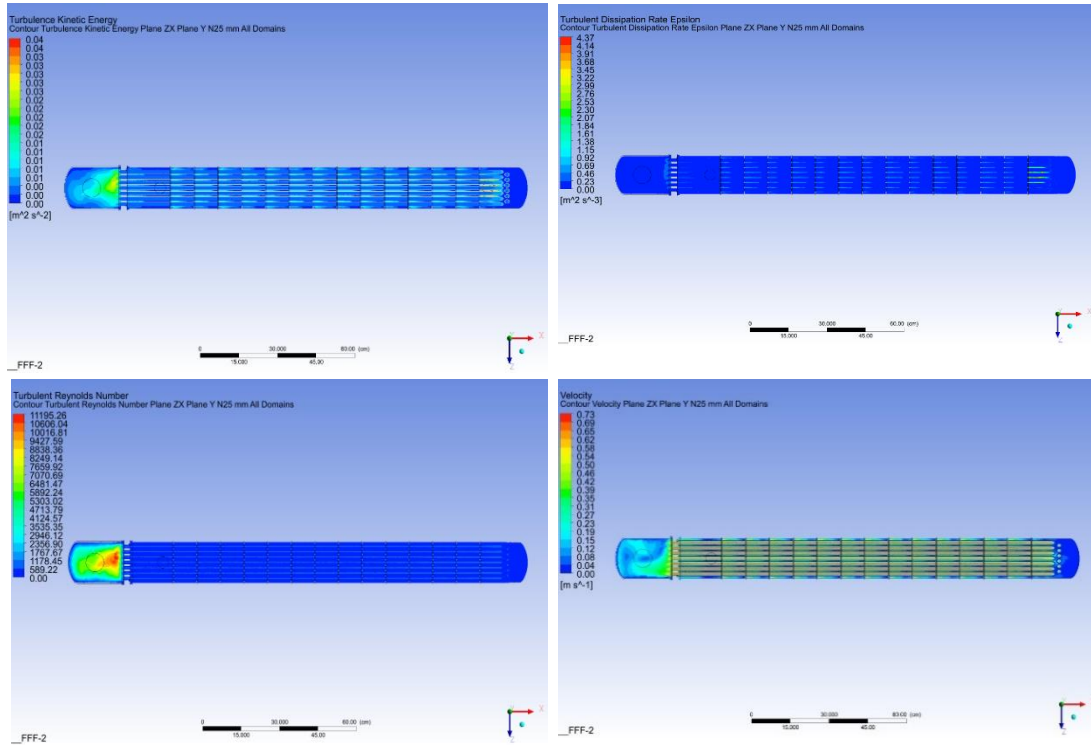
Vaka 2 Modeli		
$\dot{m}_{\text{SıcakGiriş}}$	Kg/s	0,97222
$T_{\text{SıcakGiriş}}$	C	140
$T_{\text{SıcakÇıkış}}$	C	95
$\dot{m}_{\text{SoğukGiriş}}$	Kg/s	0,97222
$T_{\text{SoğukGiriş}}$	C	15
$T_{\text{SoğukÇıkış}}$	C	60
Thermal_Conductivity	W/mK	15
Düğüm sayısı		1650055
Eleman sayısı		5866728
$T_{\text{SoğukÇıkışAnaliz}}$	K	339,03097
$T_{\text{SıcakÇıkışAnaliz}}$	K	362,90716

Yapılan analiz neticesinde, Tablo 16'ya göre, sıcak su çıkış sıcaklığı 362,90716 °C bulunurken, soğuk su çıkış sıcaklığı 339,03097 °C bulunmuştur. Sıcak su giriş sıcaklığı 140 °C iken, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, Vaka 1 modeliyle arasında çıkış sıcaklıklarında farklılıklar gözlenmektedir. Daha sonraki yapılan Vaka 3, Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Model analizleriyle karşılaştırılması toplu bir şekilde Tablo 29 ve Tablo 30'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 97 ve Şekil 98'te gösterilmiştir:



Şekil 97. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler



Şekil 98. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Vaka 3 Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 17’deki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 17. Vaka 3 Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 3 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects +Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating,+Curvature Correction
Solver Type	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	All
Relaxation Factor	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	Mesh Adaption
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675

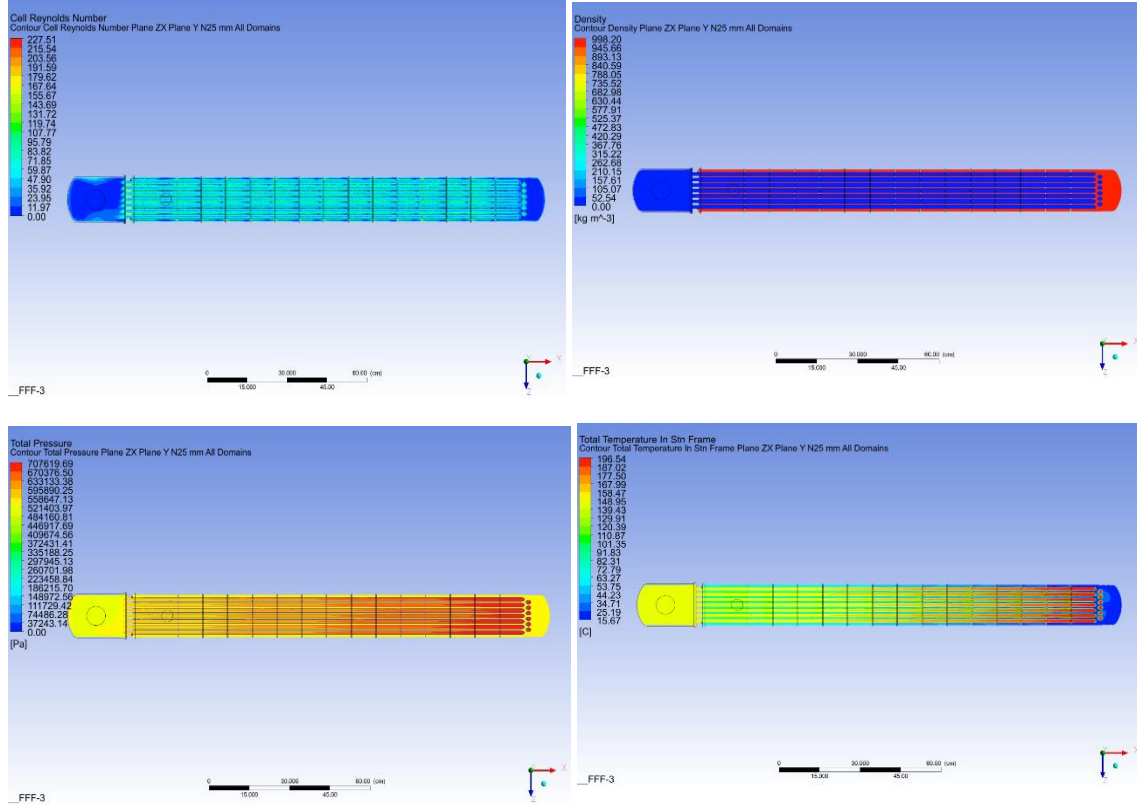
Vaka 3 Modeli için Tablo 17’deki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 99 ve Şekil 100’de gösterilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar Tablo 18’te gösterilmiştir.

Tablo 18. Vaka 3 Modeli analiz sonuçları (HAD)

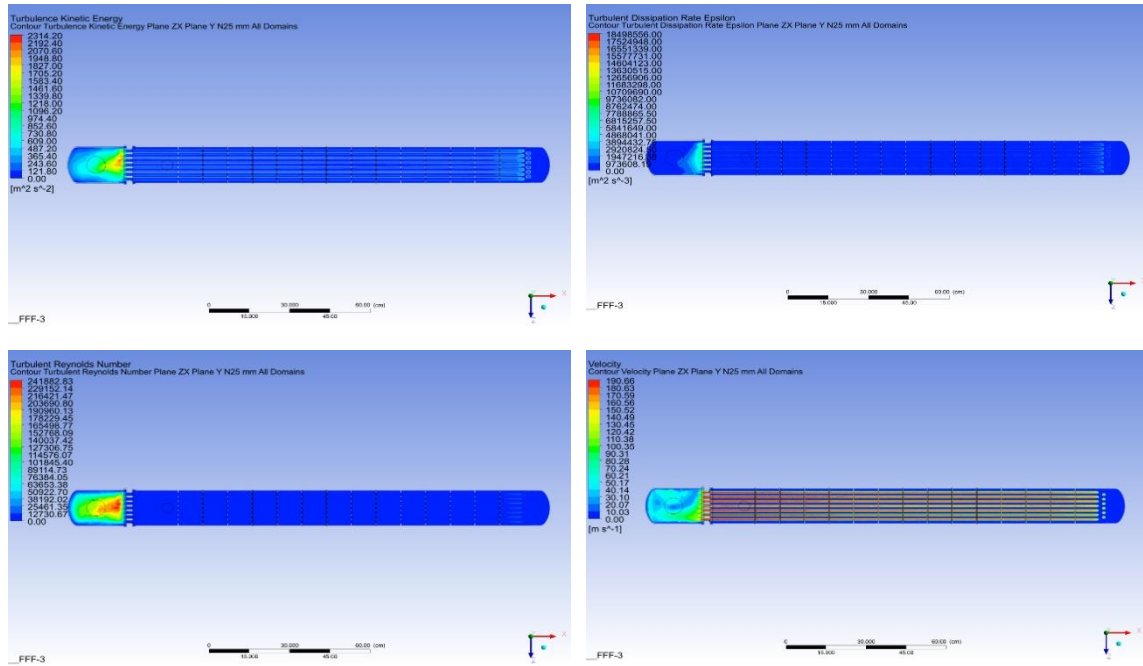
Vaka 3 Modeli		
$\dot{m}_{SıcakGiriş}$	Kg/s	0,97222
$T_{SıcakGiriş}$	C	140
$T_{SıcakÇıkış}$	C	95
$\dot{m}_{SoğukGiriş}$	Kg/s	0,97222
$T_{SoğukGiriş}$	C	15
$T_{SoğukÇıkış}$	C	60
Thermal_Conductivity	W/mK	15
Düğüm sayısı		1650055
Eleman sayısı		5866728
$T_{SoğukÇıkışAnaliz}$	K	337,77934

Yapılan analiz neticesinde sıcak su çıkış sıcaklığı 364,16757 °C bulunurken, soğuk su çıkış sıcaklığı 337,77934 °C bulunmuştur. Sıcak su giriş sıcaklığı 140 °C iken, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, Vaka 1 modeliyle arasında çıkış sıcaklıklarında farklılıklar gözlenmektedir. Daha sonraki yapılan Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Model analizleriyle karşılaştırılması toplu bir şekilde Tablo 29 ve Tablo 30’da detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 99 ve Şekil 100’de gösterilmiştir:



Şekil 99. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler



Şekil 100. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Vaka 4 Modeli Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 19'daki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 19. Vaka 4 Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 4 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects+Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating+Curvature Correction
Solver Type	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	All
Relaxation Factor	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675

Gauge Pressure Cold Inlet Down) (Pa)	548675
--------------------------------------	--------

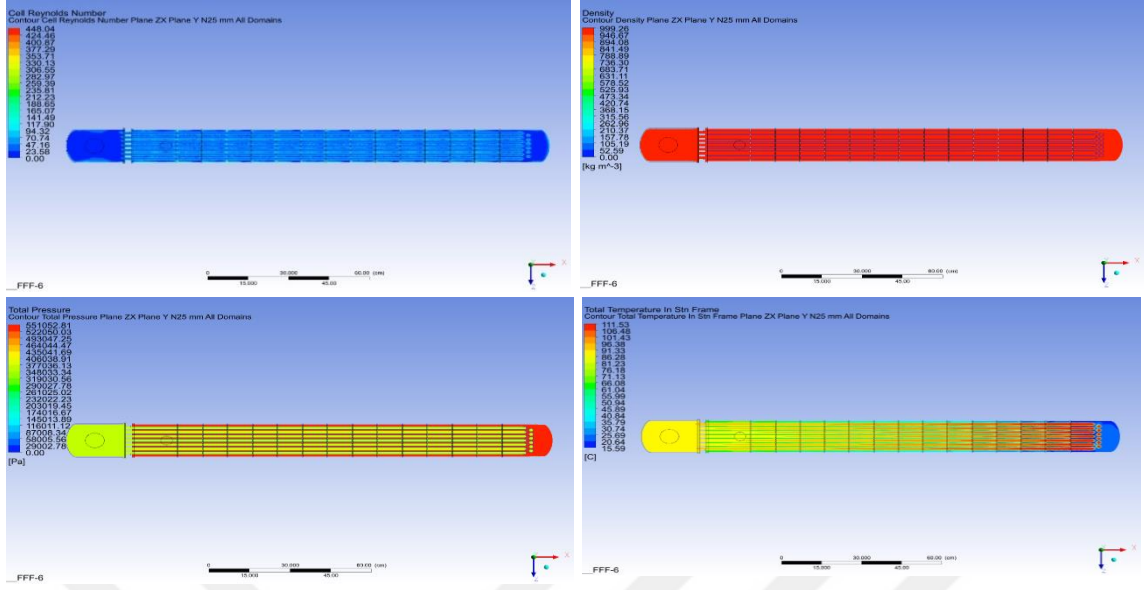
Vaka 4 Modeli Modeli için Tablo 19'daki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 101 ve Şekil 102'de gösterilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar Tablo 20'de gösterilmiştir.

Tablo 20. Vaka 4 Modeli analiz sonuçları (HAD)

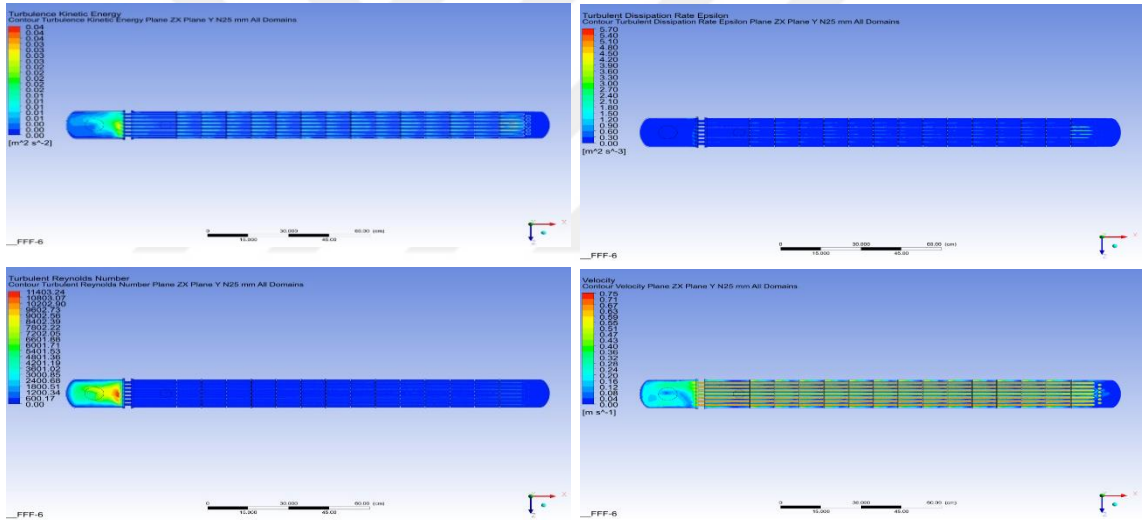
Vaka 4 Modeli			
$\dot{m}_{SıcakGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SıcakGiriş}$	C		140
$T_{SıcakÇıkış}$	C		95
$\dot{m}_{SoğukGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SoğukGiriş}$	C		15
$T_{SoğukÇıkış}$	C		60
Thermal_Conductivity	W/mK		20
Düğüm sayısı			2462391
Eleman sayısı			9197963
$T_{SoğukÇıkışAnaliz}$	K		339,62859
$T_{SıcakÇıkışAnaliz}$	K		362,24787

Yapılan analiz neticesinde sıcak su çıkış sıcaklığı 362,24787 °C bulunurken, soğuk su çıkış sıcaklığı 339,62859 °C bulunmuştur. Sıcak su giriş sıcaklığı 140 °C iken, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, Vaka 1 modeliyle arasında çıkış sıcaklıklarında farklılıklar gözlenmektedir. Daha sonraki yapılan Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Model analizleriyle karşılaştırılması toplu bir şekilde Tablo 29 ve Tablo 30'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 101 ve Şekil 102'de gösterilmiştir:



Şekil 101. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler



Şekil 102. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Vaka 5 Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 21’deki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 21. Vaka 5 Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 5 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Closed
Options	Closed
Solver Type	Pressure-Based

Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	Closed
Relaxation Factor	Closed
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675

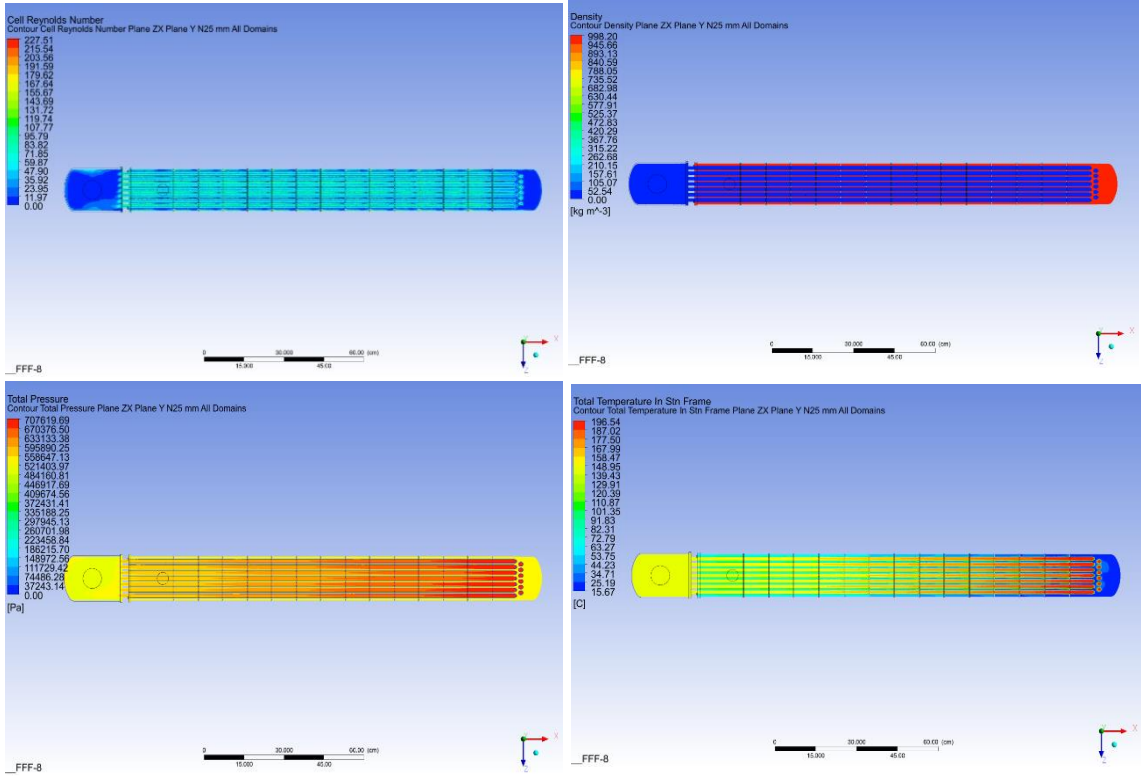
Vaka 5 Modeli için Tablo 21'deki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 103 ve Şekil 104'te gösterilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar Tablo 22'de gösterilmiştir.

Tablo 22. Vaka 5 Modeli analiz sonuçları (HAD)

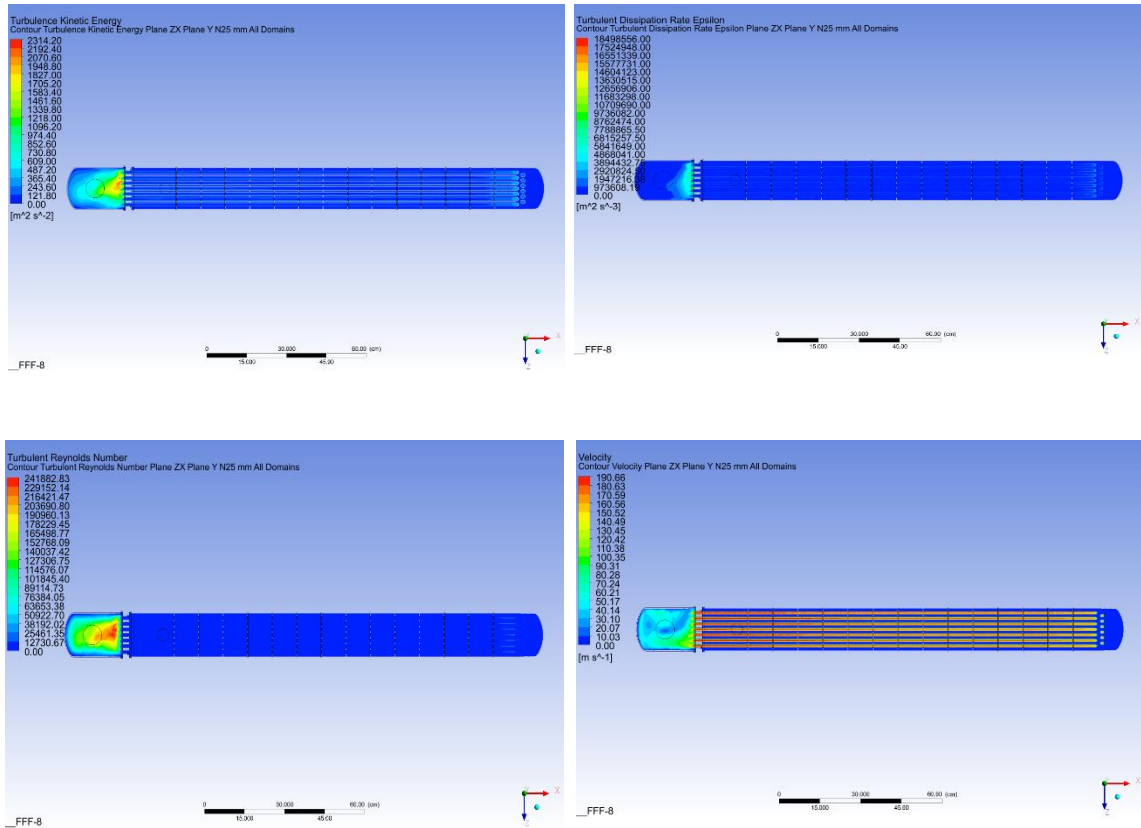
Vaka 5 Modeli			
$\dot{m}_{SıcakGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SıcakGiriş}$	C		275
$T_{SıcakÇıkış}$	C		169,7
$\dot{m}_{SoğukGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SoğukGiriş}$	C		15
$T_{SoğukÇıkış}$	C		60
Thermal_Conductivity	W/mK		20
Düğüm sayısı			1650055
Eleman sayısı			5866728
$T_{SoğukÇıkışAnaliz}$	K		350,29
$T_{SıcakÇıkışAnaliz}$	K		413,6

Yapılan analiz neticesinde sıcak buhar çıkış sıcaklığı 413,6 °C bulunurken, soğuk buhar çıkış sıcaklığı 350,29 °C bulunmuştur. Sıcak buhar giriş sıcaklığı 275 °C iken, soğuk buhar giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, Vaka 1 modeliyle arasında çıkış sıcaklıklarında farklılıklar gözlenmektedir. Daha sonraki yapılan Vaka 6 Model analizleriyle karşılaştırılması toplu bir şekilde Tablo 29 ve Tablo 30'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 103 ve Şekil 104'te gösterilmiştir:



Şekil 103. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler



Şekil 104. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Vaka 6 Modeli için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı aracılığıyla HAD analizi Tablo 23'teki sınır şartlara ve tanımlamalara bağlı olarak yapılmıştır.

Tablo 23. Vaka 6 Modeli için sınır şartları (HAD)

Tanımlamalar	Vaka 6 Modeli
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects+Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating+Curvature Correction+ Full Buoyancy Effects
Solver Type	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute
Solver Time	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81
Solution Methods	Coupled
Relaxation Variables	All
Relaxation Factor	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel
Real Gas Model	Nist
Mesh Refinement	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675

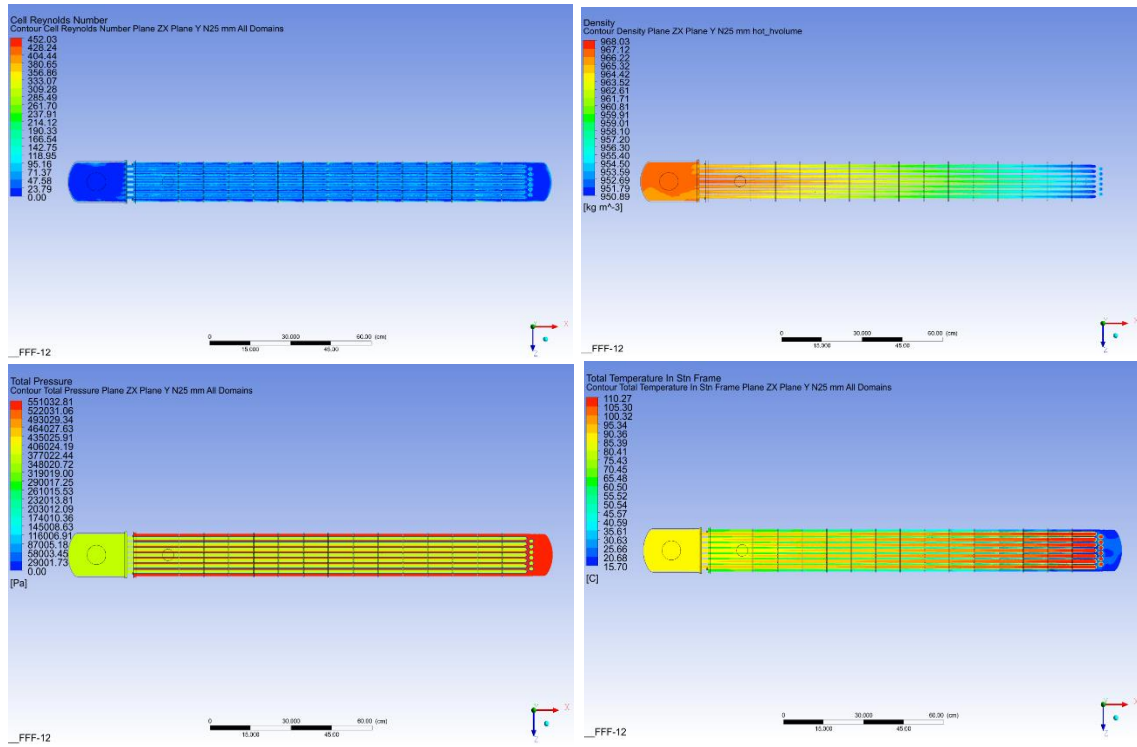
Vaka 6 Modeli için Tablo 23'teki sınır şartları ve tanımlamalara göre yapılan HAD analizine göre alınan sonuçlar Şekil 105 ve Şekil 106'da gösterilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar Tablo 24'te gösterilmiştir.

Tablo 24. Vaka 6 Modeli analiz sonuçları (HAD)

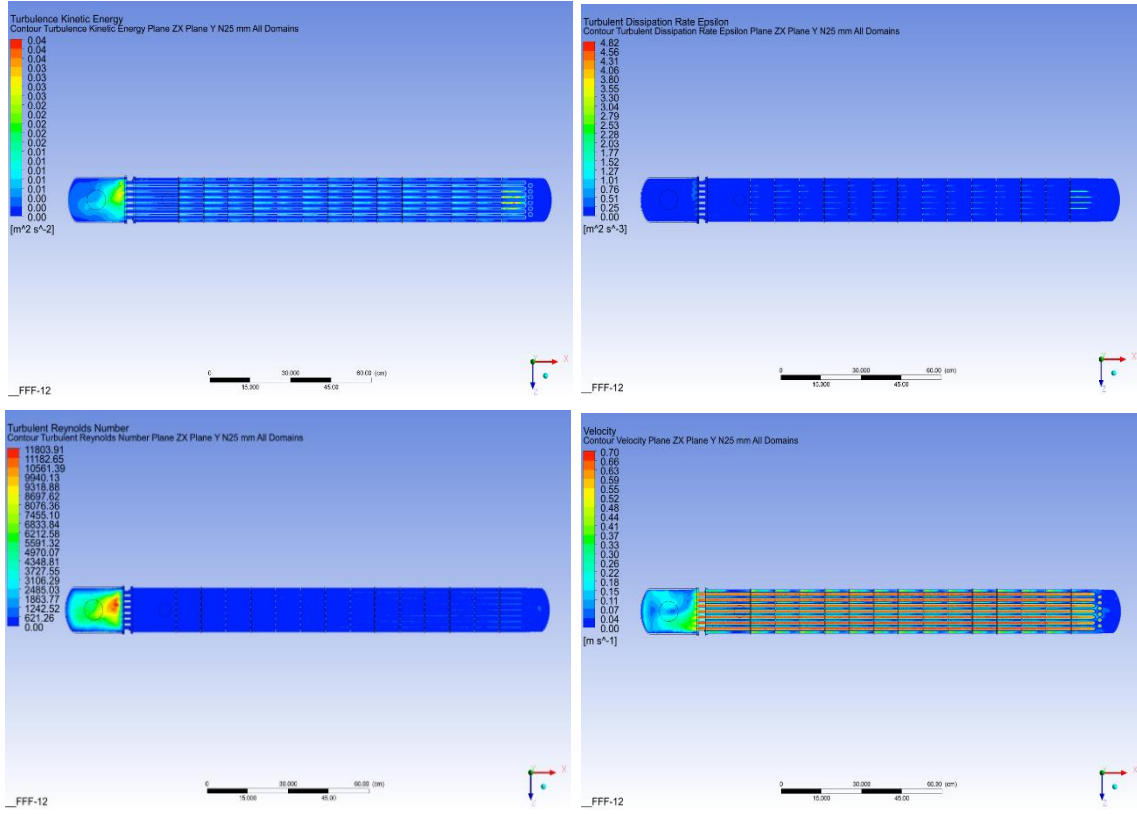
Vaka 6 Modeli			
$\dot{m}_{SıcakGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SıcakGiriş}$	C		140
$T_{SıcakÇıkış}$	C		95
$\dot{m}_{SoğukGiriş}$	Kg/s		0,97222
$T_{SoğukGiriş}$	C		15
$T_{SoğukÇıkış}$	C		60
Thermal_Conductivity	W/mK		30
Düğüm sayısı			1650055
Eleman sayısı			5866728
$T_{SoğukÇıkışAnaliz}$	K		340,45

Yapılan analiz neticesinde sıcak su çıkış sıcaklığı 361,49 °C bulunurken, soğuk su çıkış sıcaklığı 340,45 °C bulunmuştur. Sıcak su giriş sıcaklığı 140 °C iken, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C olmaktadır. Sonuçta, Vaka 1 modeliyle arasında çıkış sıcaklıklarında farklılıklar gözlenmektedir. Diğer yapılan tüm modellerle toplu bir şekilde analizlerin karşılaştırılması Tablo 29 ve Tablo 30’da detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

HAD Analizi sonucunda programdan alınan çıktılar Şekil 105 ve Şekil 106’da gösterilmiştir:



Şekil 105. Hücre Reynolds Sayısı, yoğunluk, basınç ve sıcaklık için değişimler



Şekil 106. Hız, Türbülans Reynold sayısı vb. için değişimler

Yapılan analizlerde elde edilen yukarıdaki şekillerin sayısal verilere dönüştürülmüş halı Tablo 25’te toplu bir şekilde karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

Tablo 25. Modelleri etkileyen faktörler ve analizlerin karşılaştırılması

Name	Vaka 1 Modeli	Vaka 2 Modeli	Vaka 3 Modeli
Model	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable	Realizable	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects	Thermal Effects	Thermal Effects + Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating	Viscous Heating	Viscous Heating, + Curvature Correction
Solver Type	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute	Absolute	Absolute
Solver Time	Steady	Steady	Steady
Gravity (Y m/s2)	-9,81	-9,81	-9,81
Solution Methods	Coupled	Coupled	Coupled
Relaxation Variables	All	All	All
Relaxation Factor	0,25	0,25	0,25

Materials (Fluid)	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel	Steel	Steel
Real Gas Model	Nist	Nist	Nist
Mesh Refinement	x	x	Mesh Adaption
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675	548675	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675	548675	548675

Tablo 25'e göre, k-epsilon Realizable türbülanslı modelin kullanıldığı Vaka 1 Modeli, Vaka 2 Modeli ve Vaka 3 modelleri analiz edilmiştir. Buna göre farklı opsiyonların kullanıldığı analizlerde meydana gelen değişimler Tablo 25'te detaylı bir şekilde verilmiştir. Burada Vaka 3 modelinde mesh adaption kullanılarak ısı geçişinin yoğun olduğu bölgelerdeki mesh yoğunluğunun artışı sağlanarak daha hassas bir çözümleme gerçekleştirilirken Vaka 1 ve Vaka 2 Modeli modellerinde bu özellik uygulanmamıştır. Çıkan sonuçlar Tablo 27'de sayısal verilerle desteklenmiştir.

Tablo 26. Modelleri etkileyen faktörler ve analizlerin karşılaştırılması

Name	Vaka 4 Modeli	Vaka 5 Modeli	Vaka 6 Modeli
Model	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable	Realizable	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects+ Pressure Gradient Effects	Closed	Thermal Effects+ Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating+ Curvature Correction	Closed	Viscous Heating+ Curvature Correction+ Full Buoyancy Effects
Solver Type	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute	Absolute	Absolute
Solver Time	Steady	Steady	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81	-9,81	-9,81
Solution Methods	Coupled	Coupled	Coupled
Relaxation Variables	All	Closed	All
Relaxation Factor	0,25	Closed	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel	Steel	Steel

Real Gas Model	Nist	Nist	Nist
Mesh Refinement	x	x	x
Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675	548675	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675	548675	548675

Tablo 26'ya göre, k-epsilon Realizable türbülanslı modelin kullanıldığı Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Modelleri analiz edilmiştir. Buna göre farklı opsiyonların kullanıldığı analizlerde meydana gelen değişimler Tablo 26'da detaylı bir şekilde verilmiştir. Ayrıca, Vaka 6 Modelinde, Viscous Heating+Curvature Correction+Full Buoyancy Effects hesaba katılarak analizler gerçekleştirilirken, Vaka 4 Modeli modelinde Viscous Heating+Curvature Correction faktörü eklenmiş ve Vaka 5 Modeli modelinde bu üç özellik kapatılarak sonuçları Tablo 28'e aktarılmıştır.

Tablo 27. Farklı modellerden alınan çıkış tarafındaki sıcaklık değişimleri

Vaka 1 Modeli			Vaka 2 Modeli	Vaka 3
P22	$\dot{m}_{\text{SıcakGiriş}}$	Kg/s	0,97222	0,97222
P23	$T_{\text{SıcakGiriş}}$	C	140	140
P24	$T_{\text{SıcakÇıkış}}$	C	95	95
P25	$\dot{m}_{\text{SoğukGiriş}}$	Kg/s	0,97222	0,97222
P26	$T_{\text{SoğukGiriş}}$	C	15	15
P27	$T_{\text{SoğukÇıkış}}$	C	60	60
P28	Thermal_Conductivity	W/mK	20	15
P20	Düğüm sayısı		1650055	1650055
P21	Eleman sayısı		5866728	5866728
P29	$T_{\text{SoğukÇıkışAnaliz}}$	K	340,39843	339,03097
P30	$T_{\text{SıcakÇıkışAnaliz}}$	K	361,53633	362,90716

Vaka 1 Modeli, Vaka 2 Modeli ve Vaka 3 Modellerinin parametrik analiz yaklaşımı sonuçları Tablo 25'te gösterilmiştir. Vaka 1 ve Vaka 2 Modeli Modelinde, Thermal Effects ve Viscous Heating etkenlerinin katılmasıyla Pressure-Based çözücü tipinde analizler gerçekleştirilmiştir. Vaka 3 Modelinde ise, Thermal Effects faktörünün yanında Pressure Gradient Effects faktöründe eklenmiştir. Ayrıca, Viscous Heating etkisine Curvature Correction etkisi eklenirken, Vaka 1 ve Vaka 2 Modeli modellerinde bu etkiler kullanılmamıştır. Sonuçta, çıkış tarafındaki sıcak suyun sıcaklığında ve yine çıkış tarafındaki soğuk suyun sıcaklıklarında değişimler gözlenmiştir. Bu sonuçlar Tablo 27'de

gösterilmiştir. Temel farklardan biri de Thermal conductivity Vaka 1 modelinde 20 [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] olurken, Vaka 2 Modeli ve Vaka 3 Modellerinde 15 [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] olarak kullanılmıştır. Sonuçta, sıcak suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı Vaka 1 Modelinde 361,53°C çıkarken, Vaka 2 Modeli modelinde 362,90°C ve Vaka 3 Modelinde ise 364,16°C olarak yaklaşık % 1'lik farklarla bulunmuştur. Diğer bir taraftan, soğuk suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı ise Vaka 1 Modelinde 340,39°C bulunurken, Vaka 2 Modeli Modelinde 339,03°C ve Vaka 3 Modelinde ise 337,77°C değerleri bulunmuştur.

Tablo 28. Farklı modellerden alınan çıkış tarafındaki sıcaklık ve mesh nodes değişimleri

Vaka 4 Modeli		Vaka 5 Modeli	Vaka 6 Modeli
$\dot{m}_{\text{SıcakGiriş}}$	Kg/s	0,97222	0,97222
$T_{\text{SıcakGiriş}}$	C	140	140
$T_{\text{SıcakÇıkış}}$	C	95	95
$\dot{m}_{\text{SoğukGiriş}}$	Kg/s	0,97222	0,97222
$T_{\text{SoğukGiriş}}$	C	15	15
$T_{\text{SoğukÇıkış}}$	C	60	60
Thermal_Conductivity	W/mK	20	30
Düğüm sayısı		2462391	1650055
Eleman sayısı		9197963	5866728
$T_{\text{SoğukÇıkışAnaliz}}$	K	339,62859	350,29
$T_{\text{SıcakÇıkışAnaliz}}$	K	362,24787	413,6

Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Modeli Modellerinin parametrik analiz yaklaşımı sonuçları Tablo 26'da gösterilmiştir. K-epsilon ve Realizable türbülanslı modelin kullanıldığı Vaka 4 Modeli ve Vaka 5 Modeli Modellerinde, Thermal Effects+Pressure Gradient Effects etkenleri kullanılırken, Vaka 6 Modelinde bu opsiyonlar kapatılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Vaka 6 Modelinde yine k-epsilon ve Realizable türbülanslı model kullanılmıştır.

Modellerin Pressure-Based çözücü tipinde analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, Vaka 4 modelinde Viscous Heating+Curvature Correction faktörü eklenirken, Vaka 6 Modelinde, Viscous Heating+Curvature Correction+Full Buoyancy Effects hesaba katılarak analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçları Tablo 28'e aktarılmıştır.

Vaka 5 Modeli modelinde ise analizler gerçekleştirilirken, Viscous Heating+Curvature Correction+Full Buoyancy Effects faktörleri kapatılarak analize dahil edilmeden sonuçlar alınmıştır. Vaka 4 Modeli ve Vaka 6 Modellerinde Real gas-Nist modeli kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, çıkış tarafındaki sıcak suyun sıcaklığında ve yine

çıkış tarafındaki soğuk suyun sıcaklıklarında değişimler gözlenmiştir. Bu sonuçlar Tablo 28’de gösterilmiştir.

Sıcak suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı Vaka 4 Modeli Modelinde 362,24°C çıkarken, Vaka 5 Modeli modelinde 413,6°C ve Vaka 6 Modelinde ise 361,49°C olarak yaklaşık % 1-15’lik farklarla bulunmuştur. Diğer bir taraftan, soğuk suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı ise Vaka 4 Modelinde 339,62°C bulunurken, Vaka 5 Modelinde 350,29°C ve Vaka 6 Modelinde ise 340,45°C olarak yaklaşık %4’lük farkla sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 29. Tüm modellerin parametrik optimizasyon değişkenlerinin karşılaştırılması-1

Tanımlama	Vaka 1 Modeli	Vaka 2 Modeli	Vaka 3 Modeli	Vaka 4 Modeli	Vaka 5 Modeli	Vaka 6 Modeli
$\dot{m}_{\text{Sıcak Giriş}}$ (Kg/s)	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222
$T_{\text{Sıcak giriş}}$ (C)	140	140	140	140	140	140
$T_{\text{Sıcak çıkış}}$ (C)	95	95	95	95	95	95
$\dot{m}_{\text{Soğuk Giriş}}$ (Kg/s)	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222	0,97222
$T_{\text{Soğuk giriş}}$ (C)	15	15	15	15	15	15
$T_{\text{Soğuk çıkış}}$ (C)	60	60	60	60	60	60
Thermal Conductivity (W/mK)	20	15	15	20	20	30
Düğüm sayısı	1650055	1650055	1650055	2462391	1650055	1650055
Eleman sayısı	5866728	5866728	5866728	9197963	5866728	5866728
$T_{\text{soğuk, çıkış, Analiz}}$ (K)	340,398	339,0309	337,77934	339,62859	350,29	340,45
$T_{\text{sıcak, çıkış, Analiz}}$ (K)	361,536	362,9071	364,16757	362,24787	413,6	361,49

Tablo 29’a göre, ağ eleman sayısı 5.866.728 olan Vaka 1 modelinde soğuk su çıkış sıcaklığı 340.398 K olurken, 9.197.963 eleman sayılı ağ yapısına sahip Vaka 4 Modeli modelinde soğuk su çıkış sıcaklığı 339,62859 K olmaktadır. Ayrıca, ağ eleman sayısı 5.866.728 olan Vaka 1 modelinde sıcak su çıkış sıcaklığı 361,536 K olurken, 9.197.963 eleman sayılı ağ yapısına sahip Vaka 4 modelinde sıcak su çıkış sıcaklığı 362,24787 K olmaktadır. Dolayısıyla, aralarında soğuk su çıkış sıcaklığı olarak yaklaşık %0,15’lik fark olurken, sıcak su çıkış sıcaklığı olarak yaklaşık %0,20’lik fark bulunmuştur.

Tablo 30. Tüm modellerin parametrik optimizasyon değişkenlerinin karşılaştırılması-2

Name	Vaka 1 Modeli	Vaka 2 Modeli	Vaka 3 Modeli	Vaka 4 Modeli	Vaka 5 Modeli	Vaka 6 Modeli
Model	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable	Realizable	Realizable	Realizable	Realizable	Realizable
Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Enhanced Wall Treatment Option	Thermal Effects	Thermal Effects	Thermal Effects+Pressure Gradient Effects	Thermal Effects+Pressure Gradient Effects	Closed	Thermal Effects+Pressure Gradient Effects
Options	Viscous Heating	Viscous Heating	Viscous Heating+Curvature Correction	Viscous Heating+Curvature Correction	Closed	Viscous Heating+Curvature Correction+Full Buoyancy Effects
Solver Type	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based	Pressure-Based
Solver Velocity Formulation	Absolute	Absolute	Absolute	Absolute	Absolute	Absolute
Solver Time	Steady	Steady	Steady	Steady	Steady	Steady
Gravity (Y m/s ²)	-9,81	-9,81	-9,81	-9,81	-9,81	-7,81
Solution Methods	Coupled	Coupled	Coupled	Coupled	Coupled	Coupled
Relaxation Variables	All	All	All	All	Closed	All
Relaxation Factor	0,25	0,25	0,25	0,25	Closed	0,25
Materials (Fluid)	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water	Real-gas-water
Materials (Solid)	Steel	Steel	Steel	Steel	Steel	Steel
Iteration	2400	2400	3200	2000	2400	2400
Real Gas Model	Nist	Nist	Nist	Nist	Nist	Nist
Mesh Refinement	x	x	Dynamic Adaption	x	x	x

Gauge Pressure (Hot Outlet) (Pa)	348675	348675	348675	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Hot Inlet) (Pa)	348675	348675	348675	348675	348675	348675
Gauge Pressure (Cold Outlet Up) (Pa)	548675	548675	548675	548675	548675	548675
Gauge Pressure (Cold Inlet Down) (Pa)	548675	548675	548675	548675	548675	548675

Tablo 30'a göre, k-epsilon Realizable türbülanslı modelin kullanıldığı Vaka 1 Modeli, Vaka 2 Modeli ve Vaka 3 Modeli, Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Modelleri analiz edilmiştir. Burada Vaka 3 modelinde mesh adaption kullanılarak ısı geçişinin yoğun olduğu bölgelerdeki mesh yoğunluğunun artışı sağlanarak daha hassas bir çözümleme gerçekleştirilirken Vaka 1 ve Vaka 2 Modeli modellerinde bu özellik uygulanmamıştır. Vaka 4 Modeli, Vaka 5 Modeli ve Vaka 6 Modellerinde ise, farklı opsiyonların kullanıldığı analizlerde meydana gelen değişimler incelenmiştir. Vaka 6 Modelinde, Viscous Heating+Curvature Correction+Full Buoyancy Effects hesaba katılarak analizler gerçekleştirilirken, Vaka 4 Modelinde Viscous Heating+Curvature Correction faktörü eklenmiş ve Vaka 5 Modeli modelinde bu üç özellik kapatılarak sonuçları Tablo 30'a aktarılmıştır. Yapılan bu parametrik analizlerin sonucunda elde edilen sayısal sonuçlar ve aralarındaki farklılıkların gözlemlendiği tüm neticeler Tablo 31'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 31. Tüm model ve analizlerin karşılaştırılması

T_1	T_3	E_{toplam}	T_5	T_7	P_i	P_i
(K)	(K)	(kW)	(K)	(K)	(kPa)	(kPa)
Sıcak Giriş	Sıcak Çıkış	(Kapasite) Enerji	Soğuk Giriş	Soğuk Çıkış	(Sıcak)	(Soğuk)

Firma	548	442,7	182,8	288	333	450	650
Katalog	Buhar						
Değerleri							
EES’de	548	442,7	182,9	288	333	450	650
alınan	Buhar	Buhar					
sonuç-1							
EES’de	413	369,36	180	283	327,28	450	650
alınan							
sonuç-2							
Ntu	413	368,65	183,1	288	333	450	650
Metodu							
Sonuçları							
HAD	413	361,536	214,2	288	340,398	450	650
Analiz							
Sonucu-1							
Vaka 1							
Modeli							
HAD	413	362,907	208,6	288	339,031	450	650
Analiz							
Sonucu-2							
Vaka 2							
HAD	413	364,168	203,5	288	337,779	450	650
Analiz							
Sonucu-3							
Vaka 3							
Modeli							

HAD	413	362,248	211,1	288	339,629	450	650
Analiz							
Sonucu-4							
Vaka 4							
Modeli							
HAD	548	413,6	254,7	288	350,29	450	650
Analiz	Buhar	Buhar					
Sonucu-5							
Vaka 5							
Modeli							
HAD	413	361,49	214,4	288	340,45	450	650
Analiz							
Sonucu-6							
Vaka 6							
Modeli							

Tablo 31’de gösterilen kıyaslamalar nist real gas modelindeki termodinamik veri tablosu çekilerek hazırlanmıştır. Burada, Firmanın vermiş olduğu datalar ile diğer analizlerin sonuçlarının Tablo 31’de görüldüğü üzere birbiriyle uyumlu olduğu görülmektedir. EES ve Ntu metoduyla doğrulaması gerçekleştirilen ve hesaplamalı akışkanlar yöntemiyle analizleri yapılan modellerin sonuçları Tablo 31’de gösterilmektedir. Vaka 4 Modelinde yapılan HAD analizinde 413 K’de giren sıcak su analiz sonucunda 362,248 K bulunurken, 288 K’de giren soğuk su ısıtarak 339,629 K sıcaklığında 650 kPa basınçta çıkmaktadır. Kapasite değeri ise 211,1 kW değerinde çıkarak tablodaki diğer sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermiştir.

V. BÖLÜM

5. SONUÇLAR

Isı değıştirci elemanlar, pratikte ve endüstride oldukça yaygın kullanım alanları vardır. Yüksek kurulum maliyetleri ve düşük performansta çalışma eğilimlerinden kurtulmak için tesisin yapısı ve fonksiyonel özellikleri dikkate alınarak yapılan tasarımlar sonucu optimum kazanç sağlayacak ısı değıştircilerin seçilmesi çok önemlidir.

ANSYS paket programının kullanılmasıyla sanal ortamda tasarımlar gerçekleştirilmektedir. Bu program sayesinde maliyetlerin minimize edilmesi, çıkabilecek muhtemel sorunların tespitinde, test ve çalışma şartlarının simülasyonlarının izlenmesine fırsat vererek ömür hesabı işlemlerinin de gerçekleşmesini sağlamaktadır. Ansys paket programı sonlu elemanlar metodundan faydalanarak analizlerin gerçekleştirilmesini sağlayan geniş kapsamlı bir paket programıdır. Dolayısıyla, basit ve kompleks yapıdaki aplikasyon problemlerinin çözümlenmesinde, ısı, akışkanlar mekaniği ve tasarım işlemlerinde kullanılabilmektedir.

Çalışmada kullanılan gövde borulu tip ısı değıştircisinde ısı geçişi; saptırıcılar arasındaki mesafe, debi ve akışkanın giriş sıcaklığı, boruların yerleşim düzenleri, borulara ait uzunluk parametreleri ve sayısı gibi birçok parametreye bağlı olarak değışmektedir. Bahsedilen bu parametrik değerlerin performansı optimum düzeyde bir ısı değıştircisi eldesi için doğru bir şekilde tanımlanmasını gerektirmektedir. Neticede hem ekonomik bakımdan hem de tasarım bakımından optimum dizayna ulaşılabilir. Isı değıştircisinin kullanım ömrü ile ulaşılan tasarım veriminin doğrudan ilişkisi olduğu bilinmektedir. Bu da yönlendirici plaka tasarımını; iyileştirme işlemlerinin yanısıra gövde tarafındaki ısı geçişi veriminin fazlalaştırılmasında önemli bir konuma getirmektedir. Çalışmada, analiz programı olarak sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı Ansys paket programı tercih edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Mühendislik tasarımında en fazla güvenilen ve hızlı sonuçlar alınmasını sağlayan program ile üretim maliyetleri minimuma indirgenerek, imalat öncesi modelin oluşturulabilmesi ve optimizasyon işlemleriyle birlikte performansı optimum düzeyde bir ısı değıştircisi tasarımı gerçekleştirilebilmektedir.

Ansys paket programı vasıtasıyla tasarımın ilk basamağını oluşturan preprocessing

safhasıyla ısı değiştiricisinin geometrisi yaratılmıştır. Sonlu elemanlar metodu ile oluşturulan modele mesh atılarak ve sınır tanımlamalarının yapılmasından sonra analizler gerçekleştirilerek görsel ve sayısal veriler elde edilmiştir.

Isı taşınım katsayısı ile ilgili analizler sonucunda, tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörün, delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörle yapılan analizdeki sonuca nazaran ısı taşınım katsayısının daha yüksek noktalarda görüldüğü gözlemlenebilmiştir. Bu durum, akışın boru demetleri arasında tek parçalı saptırıcı plakalar sayesinde doğrultusunu değiştiren yapıda hareketini meydana getirerekten ısı transferini rehabilite etmesiyle açıklanabilmektedir.

Yapılan analizler neticesinde, hem geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörde hem de delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörle yapılan analizde her iki tip eşanjörde artışların kütlesel debi manasında gerçekleşmesiyle bağlantılı olarak basınç bağlı düşüşünün gerçekleşmesine ek olarak, her iki eşanjör için de şartları aynı hale getirdiğimizde; delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjöre nazaran basınç düşüşünün daha az olduğu gözlenmiştir.

Yapılan analizde, delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün, geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörle yapılan analiz sonuçlarındaki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranına göre nispeten daha yüksek olduğu sonucu gözlemlenmiştir.

Delikli tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörle yapılan analiz sonuçlarına nazaran hem basınç düşüşünün hem de ısı taşınım katsayısının daha düşük olduğu gözlemlenmesinin yanında, geleneksel tek parçalı saptırıcı plaka ile tasarlanmış eşanjörde; basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının değişimini gözlemlemek için yapılan analiz sonuçlarına nazaran bazı noktalarda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Geleneksel tip saptırıcı plaka ile donatılmış eşanjörün, test edilen kütlesel debinin 1.2 kg/s olması halinde diğer debilere nazaran en yüksek oransal değerin basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı olarak tespiti gerçekleşmiştir.

Yapılan bir diğer analizde, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısının, 1.2, 1.5 ve 1.8 kg/s debilerinde tek

parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısına oranla daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Basınç düşüşü hakkında yapılan analizler neticesinde, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşünün, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşüne oranla 1.5, 1.8 ve 2.1 kg/s debilerinde daha yüksek olduğu görülebilmektedir.

Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ile ilgili analizler neticesinde, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranına göre nispeten daha yüksek olduğu gözlemlenebilmektedir.

Sonuç olarak, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörün ve tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörün; gövde tarafındaki basınç düşüşüne ve ısı transferine etkileri şekil ve grafiklerle detaylandırılarak nümerik olarak incelenmiştir. Akışkan davranışlarındaki değişimlerin gözlemlendiği analizlerde, basınç düşüşünün etkileri ve ısı taşınım katsayısının debiyle değişim gösterdiği yapılan analizler neticesinde görülmektedir. Buna göre, hem tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründe ve hem de tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründe; gövde tarafındaki akışkanın kütleli debisinin arttırılmasıyla basınç düşüşü ve yine aynı şekilde ısı taşınım katsayısının da yükseldiği gözlemlenebilmektedir. Dolayısıyla, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünün; tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörüne nazaran daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca, tek parçalı saptırıcı plakanın 50 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranının; tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjörüne göre nispeten daha yüksek olduğu görülebilmektedir.

Basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranı ile ilgili yapılan bir diğer analizde, kütleli debinin 1.2 kg/s olması durumunda, tek parçalı saptırıcı plakanın 75 mm aralıkta tasarlanmış gövde borulu ısı eşanjöründeki basınç düşüşü başına düşen ısı transfer

oranının diğer debilerdeki durumlara kıyasla en yüksek değerde izlendiği gözlemlenebilmiştir. Böylece, 75 mm aralıkta tasarlanmış tek parçalı saptırıcı plakanın, basınç düşüşü başına düşen ısı transfer oranını 50 mm aralıkta tasarlanmış tek parçalı saptırıcı plakaya göre %30 oranında iyileştirebileceği neticesine varılmıştır.

Ekserji analizinde, birbirinden farklı tarzda dizayn edilmiş konvansiyonel gövde borulu ısı eşanjörü ile delikli tipte dizayn edilmiş ısı eşanjörlerinin ölü durum sıcaklıkları 0,01, 5, 10, 15, 20 °C olması halinde bu beş durum için 2.1 kg/h debi değerindeki ekserji analizleri yapılarak grafikler halinde sonuçlar yorumlanmıştır. Buna göre, ısı değiştiricilerinin en yüksek ekserji giriş akımı noktasında kıyaslama yapılacak olursa 0.01°C ölü durum sıcaklığı en yüksek ekserji giriş akım değeri olarak gözlenmiştir. Maksimum ekserji yıkımı akımı delikli tip eşanjöre kıyasla konvansiyonel tip eşanjörde 87.41 kW olarak ölü durum sıcaklığı 0.01°C için bulunmuştur. Geleneksel tip ısı değiştiricisi için minimum seviyedeki evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri sırasıyla % 74.16 ve % 56.04 değerlerinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verim değerleri % 90.86 ve % 64.72 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada saptanmıştır. Öbür taraftan, delikli tipte imal edilmiş olan ısı değiştiricisinin minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 74.29 ve % 27.97 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu durumda gözlemlenmişken, maksimum ekserji verimleri % 90.83 ve % 38.32 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenebilmiştir. Konvansiyonel tip eşanjörde yönlendirici plaka aralığının 50mm olduğu durumda, minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 77.24 ve % 67.04 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verimler % 90.87 ve % 71.20 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenmiştir. Diğer bir durum olan, Konvansiyonel tip eşanjörde yönlendirici plaka aralığının 75mm olduğu durumda, minimum evrensel ve fonksiyonel ekserji verimleri % 77.92 ve % 68.66 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 20°C olduğu noktada bulunmuşken, maksimum ekserji verimleri % 90.88 ve % 71.99 mertebesinde ve ölü durum sıcaklığının 0.01 °C olduğu noktada gözlemlenmiştir.

Konvansiyonel tipteki ısı değiştiricisi ile delikli tipte dizayn edilmiş ısı değiştiricileri, ekserji analizi vasıtasıyla değerlendirmeye tabii tutulmuştur. 0.01 °C ve 20 °C aralığında beş farklı ölü durum sıcaklığının ekserjetik neticeler üzerindeki etkileri aşağıdaki

durumlarda gözlemlenmiştir. Buna göre; ısı değıştircilerinin ekserji verimi ölü durum sıcaklığıyla ters orantılı olarak değışmekte ve düşük ölü durum sıcaklıklarında daha yüksek mertebelerde seyrederken, yüksek ölü durum sıcaklıkları mertebelerinde ekserji verimi azalmaya doğru yönelim gerçekleştirmektedir. Dolayısıyla, en yüksek ekserji verimi en düşük ölü durum sıcaklığı olan 0.01 °C noktasında her iki ısı değıştircisi için de gözlemlenmiştir. Ayrıca, ısı değıştircilerin ekserji yıkımları ölü durum sıcaklıklarıyla doğru orantılı olarak değışmekle birlikte sistemdeki tersinmezliklerden meydana gelerek verimi etkilemektedir. Dolayısıyla, en düşük ekserji yıkımı akımları en düşük ölü durum sıcaklığı olan 0.01 °C noktasında her iki ısı değıştircisi için de gözlemlenmiştir.

Fonksiyonel ekserji verimi, ayrı ayrı sıcak ve soğuk akışkanların ekserji farkını göz önüne alırken, evrensel ekserji veriminde böyle bir tanımlama olmamasından dolayı fonksiyonel ekserji verimi evrensel ekserji verimine göre nispeten daha düşük değerlerde seyretmektedir.

Ekserjetik neticeler üzerinde önemli rolü olan ölü durum sıcaklığının ve referans koşullarının en uygun değerleri, ısı değıştircilerin daha iyi tasarımı ve maksimum verimi için en uygun değerlerde belirlenmelidir.

Modelleme çalışmaları 3'te, sıcak suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı Vaka 1 Modelinde 361,53°C çıkarken, Vaka 2 Modelinde 362,90°C ve Vaka 3 Modelinde ise 364,16°C olarak yaklaşık %1'lik farklarla bulunmuştur. Diğer bir taraftan, soğuk suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı ise Vaka 1 Modelinde 340,39°C bulunurken, Vaka 2 Modelinde 339,03°C ve Vaka 3 Modelinde ise 337,77°C değerleri bulunmuştur.

Sonraki analizlerde de sonuç olarak, sıcak suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı Vaka 4 Modelinde 362,24°C çıkarken, Vaka 5 Modeli 413,6°C ve Vaka 6 Modelinde ise 361,49°C olarak yaklaşık % 1-15'lik farklarla bulunmuştur. Diğer bir taraftan, soğuk suyun çıkış tarafındaki sıcaklığı ise Vaka 4 Modelinde 339,62°C bulunurken, Vaka 5 Modelinde 350,29°C ve Vaka 6 Modelinde ise 340,45°C olarak yaklaşık % 4'lük farklarla sonuçlar elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Erbay, L.B. (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. Mühendis ve Makine, 54(664), 12.
- [2] Kaçar, E. (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. Mühendis ve Makine, 54(664), 14-27.
- [3] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A. (2012). Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design (Üçüncü Baskı), 1-31.
- [4] Genceli, O. (2009). Isı Eşanjörleri Ders Notları. İTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul. 2-50.
- [5] Genceli, O.F., 1999. Isı Degistiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [6] Murugeson, C., Tamilkalundu, S. (2012). Mechanism of Forced Convective Heat Transfer in Al₂O₃/Water Nanofluid under Laminar and Turbulent Flow, 2nd International Conference on Chemical. Ecology and Environmental Sciences. 2(51), 1237-1246.
- [7] Choi, S., Wang, X., Xu, X. (1999). Thermal Conductivity of Nanoparticle-Fluid Mixture. Journals of Thermophysics and Heat Transfer, 13, 4.
- [8] S. KAKAC, H., LIU, Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC press, Washington D.C. 320–335, 2002.
- [9] BABU, B. V., MUNAWAR, S. A., Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers, Chemical Engineering Science, 62(14), 3720-3739, 2007.
- [10] MARKOVSKA, L., MESKO, V., KIPRIJANOVA, R., GRIZO, A., Optimum Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger, Bulletin of the Chemists and Technologits of Macedonia, 15(1), 39 – 44, 1996.
- [11] AZAD, A.V., AMIDPOUR, M., Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory, Energy, 36(2), 1087-1096, 2011.
- [12] Cole, R. A., 1997. Shell-and-tube heat exchangers in refrigeration 3. Heat Pipe Air Condit, 69, 12, 38-44.

- [13] Alyavuz, B., 2007. Dairesel Delikli Dikdörtgen Levhanın H-Tipi Sonlu Elemanlar İle Uyarlamalı Analizi. Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. 22, 39-46.
- [14] Roetzel, W., Balzereit, F., 2000. Axial dispersion in shell-and-tube heat exchangers. International Journal Thermal Science, 39, 1028–1038.
- [15] Lona, L. M. F., 2000. Developing an educational software for heat exchangers and heat exchanger networks projects. Computers and Chemical Engineering, 24, 1247-1251.
- [16] Barman, J., Ghoshal, A. K., 2007. Performance analysis of finned tube and unbaffled shell-and-tube heat exchangers. International Journal of Thermal Sciences, 46, 1311-1317.
- [17] Kara, Y. A., Guraras, O., 2004. Puter program for designing of shell-and-tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 24, 1797-1805.
- [18] PETTIGREW, M., J., TAYLOR, C., E., 2003, Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part 1: flow, damping, fluidelastic instability, Journal of Fluids and Structures, 18, 469–483.
- [19] JIN, W., ZENGLIANG, G., LIHUA, L., JINSONG, Z., 2004, Comparison of two FEA models for calculating stresses in shell-and-tube heat exchanger, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 81, 6, 563 567.
- [20] SOLTAN, K., B., SAFFAR-AVVAL, M., DAMANGIR E., 2004, Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing, Applied Thermal Engineering, 24, 2801–2810.
- [21] ERYENER, D., 2006, Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers, Energy Conversion and Management, 47, 1478–1489.
- [22] SELBAŞ, R., KIZILKAN, Ö., Reppich, M., 2006, A new design approach for shell and tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, Chemical Engineering and Processing, 45, 268–275.
- [23] ÖZÇELİK, Y., 2007, Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm, Applied Thermal Engineering, 27, 1849-1856.
- [24] Cao Z., Du T., Liu Z., Zhai H., Duan Z., “Experimental and Numerical Investigation on Heat Transfer and Fluid Flow Performance of Sextant Helical Baffle Heat

- Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118437.
- [25] You Y., Fan A., Huang S., Liu W., “Numerical Modeling and Experimental Validation of Heat Transfer and Flow Resistance on the Shell Side of a Shell-and-Tube Heat Exchanger with Flower Baffles”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55:7561-7569.
- [26] Ma L., Wang K., Liu M., Wang D., Liu T., Wang Y., Liu Z., 2017. “Numerical Study on Performances of Shell-Side in Trefoil-Hole and Quatrefoil-Hole Baffle Heat Exchangers”, Applied Thermal Engineering, 123: 1444-1455.
- [27] He L., Li P., 2018. “Numerical Investigation on Double Tube-Pass Shell-and-Tube Heat Exchangers with Different Baffle Configurations”, Applied Thermal Engineering, 143: 561-569.
- [28] GÖKÇE, A.G., “Isı Transferine Giriş”, Selçuk Üniversitesi Yayınları, Konya, Türkiye, 1985.
- [29] Li, H., Kottke, V., 1998. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 210 - 216.
- [30] Li, H., Kottke, V., 1999. Analysis of local shell side heat and mass transfer in the shell and tube heat exchanger with disc nad doughnut baffless. International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 3509 - 3521.
- [31] Ravagnani, M. A. S. S., Silva, A. P., Biscaia Jr, E. C., and Caballero, J. A., “Optimal Heat Exchanger Network Synthesis Using Particle Swarm Optimization” International Conference on Engineering Optimization, Brazil, 2008.
- [32] Kızılkın Ö, 2007. Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Taşınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11(3): 246-251.
- [33] Jain A, 2015. Comparative Study of Different HAD Models to Evaluate Heat Transfer and Flow Parameters in STHE. International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, 4(6): 536-547.
- [34] Kiran K, Mulla A., M., Manoj and Umesh, C., J., 2014. Investigation of Baffle

Spacing Effect on Shell Side Heat Transfer Characteristics in Shell and Tube Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics. *Elixir Thermal Engineering*, 73: 26022-26026.

[35] Patil CN, Bhalkikar NS, 2014. HAD Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger to Study the Effect of Baffle Cut on the Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient. *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*. 2(5): 649-654.

[36] Chalwa CK, Kadli N, 2013. Study of Variation for Pressure Drop and Temperature Distribution in a Shell and Tube Heat Exchanger in case of Vertical Baffle. *Mechanica Confab*, 2(1): 17-25.

[37] Murat Önder, “Stirling Motoru İçin Borulu Tip Isı Değiştiricisi Tasarımı ve HAD Analizi”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Türkiye, 2012.

[38] CAPUTO, A.C., PELAGAGGE, P.M., SALINI, P., Heat exchanger design based on economic optimisation, *Applied Thermal Engineering* 28 (10), 1151–1159, 2008.

[39] EDWARDS, J.E., Design and Rating Shell and Tube Heat Exchanger, Prepared by J.E.Edwards of P & I Design Ltd, Teesside, UK, 2008.

[40] ENGIN T., VE GÜNGÖR, K. E., Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Tasarım ve Maliyet Parametrelerine Göre Modellemeu, *TÜBİTAK-Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi*, 20(6), 313-322, 1996.

[41] JEGEDE, F.O., POLLEY, G.T., Optimum Heat-Exchanger Design, *Chemical Engineering Research & Design*, 70(2), 133

[42] MCADAMS, W.H., Heat Transmission, McGraw-Hill, New York, 1954.

[43] Li, H., Kottke, V., 1998. Of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangements. *International Journal of Mass Transfer*, 41 (2), 425-433.

[44] Hosseini, R., Hosseini-Ghaffar, A. ve Soltani, M., 2004. Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1001-1008.

[45] Liu, M. S., Dong, Q. W., Wang, D. B., Ling, X., 1999. Numerical simulation of

thermal stress in tube-sheet of heat transfer equipment. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 76, 671–675.

[46] KO, K. H., ANAND, N.K., 2003, Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4191-4199.

[47] Ambekar A.S., Sivakumar R., Anantharaman N., Vivekenandan M., “HAD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations”, *Applied Thermal Engineering*, 2016, 108: 999-1007.

[48] Bichkar P., Dandgaval O., Dalvi P., Godase R., Dey T., “Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles”, *Procedia Manufacturing*, 2018, 20: 195-200.

[49] Yang S., Chen Y., Wu J., Gu H., “Influence of Baffle Configurations on Flow and Heat Transfer Characteristics of Unilateral Type Helical Baffle Heat Exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 2018, 133:739-748.

[50] Li N., Chen J., Cheng T., Klemes J.J., Varbanov P.S., Wang Q., Yang W., Liu X., Zeng M., 2020. “Analysing Thermal-Hydraulic Performance and Energy Efficiency of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Longitudinal Flow Based on Experiment and Numerical Simulation”, *Energy*, 202: 117757.

[51] Wen J., Yang H., Wang S., Xu S., Xue Y., Tuo H., 2015. “Numerical Investigation on Baffle Configuration Improvement of the Heat Exchanger with Helical Baffles”, *Energy Conversion and Management*, 89:438-448.

[52] Yasin Genç, Selin Aradağ Çelebioğlu, “HAD Simulations Of Chevron Type Plate Heat Exchangers And Validation With Experimental Data”, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Türkiye, 2014.

[53] Gao B., Bi Q., Nie Z., Wu J., 2015. “Experimental Study of Effects of Baffle Helix Angle on Shell-Side Performance of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Discontinuous Helical Baffles”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68:48-57.

[54] Fettaka S, Thibault J, Gupta Y. Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013; 60: 343-354.

- [55] Ponce, J. M., Serna, M. Rico, V., Jimenez, A. 2006. "Optimal Design of Shell and Tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithms," 16th European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9th International Symposium on Process Systems Engineering, vol. 21, Elsevier, Amsterdam, The Netherlands, p. 985-990.
- [56] Sanaye, S. and Hajabdollahi, H., "Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers" *Applied Thermal Engineering*, 2010; vol. 30, p. 1937-1945.
- [57] Hadidi A, Hadidi M, Nazari A. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view. *Energy Conversion and Management* 2013; 67: 66-74.
- [58] Yang J, Fan A, Liu W, Jacobi MA. Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory. *Energy Conversion and Management* 2015; 78: 468-476.
- [59] Quadir, G.A., Krishnan, G.M., Seetharamu, K.N., 2007. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method. *School of Mechanical Engineering*, 38, 417–434.
- [60] Rozzi, S., Massini, R., Paciello, G., Pagliarini, G., Rainieri S., Trifiro, A., 2007. Heat treatment of fluid floods in a shell and tube heat exchanger. Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes, *Journal of Food Engineering*, 79, 249-254.
- [61] Gong, Z. X., Mujumdar, A. S., 1997. Finite-Element Analysis Of Cyclic Heat Transfer In A Shell-And-Tube Latent Heat Energy Storage Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 17, 6, pp. 583-591.
- [62] Xie, G.N., Wang, Q.W., Zeng, M. Luo, L.Q., 2007. Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1096-1104.
- [63] Thirumarimurugan, M., Kannadasan, T., Ramasamy, E., 2008. Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System. *American Journal of Applied Sciences*, 5(5), 548-552.
- [64] LIA, H., KOTTKE, V., 1998a, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement, *International Journal of heat and mass Transfer*, 41, 2, 425-433.

- [65] AICHER, T., KIM, W., K., 1998, Experimental Investigation Of The Influence Of The Cross Flow In The Nozzle Region On The Shell-Side Heat Transfer In Double-Pipe Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25, 1, 43-58p.
- [66] BUTTERWORTH, D., 2002, Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity, *Applied Thermal Engineering*, 22 2002 789–801.
- [67] AHN, S., W., BAE, S., T., LEE, B., C., BAE, M., W., KIM, W., C., 2005, Fluid flow and heat transfer in fluidized bed vertical shell and tube type heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 224–232.
- [68] Maakoul A.E., Laknizi A., Saadeddine S., Metouni M.E., Zaite A., Meziane M., Abdellah A.B., “Numerical Comparison of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil-Hole, Helical and Segmental Baffles”, *Applied Thermal Engineering*, 2016, 109: 175-185.
- [69] Bayram H., Sevilgen G., 2018. “Numerical Investigation of the Effects of Different Baffle Types on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger”, *Academic Platform Journal of Engineering and Science*, 6(3): 58-66.
- [70] Zhe Zhang ve Yan Zhong Li, “HAD Simulation on Inlet Configuration of Plate-Fin Heat Exchangers”, Xi’an Jiaotong University, China, 2003.
- [71] Yasin GENÇ, “Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Had Simülasyonlarının Yapılması Ve Deneysel Verilerle Doğrulanması”, Y. Lisans Tezi, Tobb Ekonomi Ve Teknoloji Üniversitesi, Türkiye, 2014.
- [72] Naphon, P., 2007. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Computers in Heat and Mass Transfer*, 34, 321-330.
- [73] Shokouhmand, H., Salimpour, M. R., Akhavan-Behabadi, M. A., 2008. Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots. *Int Com in Heat and Mass Transfer*, 35, 84-92.
- [74] Tuğçe Karataş, “Gövde - Boru Tipi Isı Değiştiricilerinde Had Uygulaması İle Akış ve Isıl Analiz”, Y. Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi, Türkiye, 2019.

- [75] Muharrem Hilmi Aksoy, “Santrifüj Pompa Çarkındaki Akış Karakteristiklerinin HAD ve PIV Yöntemi İle İncelenmesi”, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Türkiye, 2018.
- [76] Balbay, A., 2001. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı. Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 55s, Elazığ.
- [77] <https://kamalimuhendislik.com/haberdetay/isi-pompasi-nedir.html>
- [78] <https://heatylab.com/tr/alfa-laval-plate-heat-exchangers/>
- [79] MMO Denizli Şubesi Tesisat Mühendisliği Komisyonu. Plakalı Isı Eşanjörleri Semineri. Ufuk Töku Değişim Isı Teknik Alfa Laval Ege Bölge Distribütörü.
- [80] Aslam Bhutta, M.M., et al., 2012. HAD applications in various heat exchangers design:a review. Appl. Therm. Eng. 32, 1–12.
- [81] Walker, G. (1990). Industrial Heat Exchangers: A basic guide, second edition, Hemisphere Publishing Corporation.
- [82] Alfa Laval’ AB, Isı El Kitabı, Çeviren: Yelman GAZİMİHAL, Makina Mühendisleri Odası, Yayın No :74, 103-119.
- [83] Saunders, E.A.D. (1988). “Heat Exchangers-Selection, Design & Construction”, Longman&Scientific Technical, 1-160.
- [84] 9. Fraas, A.P. (1989). “Heat Exchanger Design”, John Wiley&Sons.
- [85] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A. (2012). Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design (Üçüncü Baskı), 1-31.
- [86] Kaçar, E. (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. Mühendis ve Makine, 54(664), 14-27.
- [87] <https://www.enerjiportali.com/isi-degistirici-nedir-cesitleri-nelerdir/>
- [88] Kern D.Q., Process heat transfer, McGraw-Hill, New York, 1950.
- [89] Incropera F.P. and Dewitt, D.P., 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Türkçe çevirisi), Literatür Yayınevi, İstanbul.
- [90] Erbay, L.B. (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. Mühendis ve Makine, 54(664), 12.

- [91] Yeşilata, B. (2007). Mühendislikte Temel Isı Transferi (Termo-akışkan sistemler ders kitapları serisi-2), Şanlıurfa.
- [92] <https://www.termodinamik.info/bilimsel/isi-transferi-iyilestirmesinin-iki-fazli-akiskatmanlastirmasina-etkisi>, Erişim 2022 Eylül.
- [93] PARLAK Z. ENGİN T. AYDIN A. SAÇLI H. ÇIFTECI E. “Optimum Gövde Borulu Isı Değiştirici Tasarımı ve Analizi” ULIBTK’11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, 2011.
- [94] Balbay, A., 2001. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı. Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 55s, Elazığ.
- [95] <https://www.cecoenviro.com/peerless> Erişim Tarihi: 11/11/2021
- [96] Dağsöz, A. K., 1983. Isı Değiştiricileri. İ.T.Ü. Makine Müh. Fakültesi, Emre Matbaacılık, 4, 158s. İstanbul.
- [97] <http://gemimakina.blogspot.com/2017/05/boru-tipi-is-degistirici.html>, Erişim Tarihi:27/09/2022.
- [98] Li N, Chen J, Cheng T, Klemes JJ, Varbanov PS, Wang Q, Yang W, Liu X, Zeng M, 2020. Analysing Thermal-Hydraulic Performance and Energy Efficiency of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Longitudinal Flow Based on Experiment and Numerical Simulation. Energy, 202: 117757.
- [99] Maakoul AE, Laknizi A, Saadeddine S, Metouni ME, Zaite A, Meziane M, Abdellah AB, 2016. Numerical Comparison of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil-Hole, Helical and Segmental Baffles. Applied Thermal Engineering, 109: 175-185.
- [100] <http://www.secshellandtube.com/> Erişim Tarihi: 11/11/2021
- [101] Kays, W. M., London, A. L., 1984. Compact Heat Exchangers. Mc Graw-Hill Book company, 336p, New York.
- [102] Shah, R. K., Metzger, D. E., 1981. Compact Heat Exchangers. Hemisphere publishing, 355p, USA.
- [103] <http://gemimakina.blogspot.com/2017/05/plakali-isi-degistiricileri.html>, Erişim Tarihi:27/09/2022

- [104] Tekin, S., 2006. Sıvıdan Sıvıya Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı. Ege Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans tezi, 177s, İzmir.
- [105] 2. Alfa Laval’ AB, Isı El Kitabı, eviren: Yelman GAZİMİHAL, Makine Mühendisleri Odası, Yayın No :74, 103-119.
- [106] <https://fasttek.com.tr/esanjor-isi-degistiriciler-alfa-laval/>
- [107] Gut, J.A.W., Pinto, J.M. (2004). Optimal configuration design for plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(22), 4833-4848.
- [108] <http://www.tapiro.fi/tuotteet/lammonsiirtimet.html>, Erişim Tarihi: 11/11/2021
- [109] <https://www.makfen.com/evaporasyon-sistemi> Erişim Tarihi: 08/10/2022
- [110] Shah, R. K., Sekulic, D. P. 2002. Fundamentals Of Heat Exchanger Design (First Ed.), Wiley, USA.
- [111] Kocaman Y., Tosun H., (2013), “Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makine, Cilt 54, Sayı 646, s. 27-36, İstanbul.
- [112] <https://www.enerjiportali.com/isi-degistirici-nedir-cesitleri-nelerdir/> Erişim Tarihi:08/10/2022
- [113] eteci, .M., 1999. Bilgisayar yardımıyla ısı değiştirici tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- [114] Yılmaz, T., Eylül-Ekim (1996). “Yapılarda Isıtma Soğutma Uygulamalarında Enerji Geri Kazanma Sistemleri ve Enerji Ekonomisi, Tesisat Mühendisliği 33, 41-50.
- [115] Akyürek, E. F. , Geliş, K. & Yoladı, M. (2020). Farklı Tip Isı Değiştiriciler için Termodinamik Analiz. Journal of the Institute of Science and Technology, 10 (2) , 1202-1212. DOI: 10.21597/jist.603325
- [116] <https://www.termomuh.com/serpantin.html> Erişim Tarihi:08/10/2022
- [117] <https://docs.truba.gov.tr/education/HAD/about/index.html>
- [118] Pençe, E., 2007. Eğitim Amaçlı Ansys Paket Programının Tanıtılması, Ansys ğretimi Ve Uygulama rnekleri. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans tezi, 54s, Zonguldak.

- [119] Zor, M., 2007. “Örneklerle Ansys Workbench’e Giriş”, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- [120] Taher F.N., Movassag S.Z., Razmi K., Azar R.T., 2012. “Baffle Space Impact on the Performance of Helical Baffle Shell and Tube Heat Exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 44: 143-149.
- [121] Rosen, M.A., Dincer, I., Kanoglu, M., 2008. “Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact”, *Energy Policy* 36: 128-137.
- [122] Rosen, M.A., Dincer, I., 2003. “Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels”, *Applied Thermal Science* 23:643-658. Innostock 2012 The 12th International Conference on Energy Storage
- [123] Rosen, M.A., Le, M.N., Dincer, I., 2005, “Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system”, *Applied Thermal Engineering* 25: 147-159
- [124] Rosen, M.A., Tang, T., Dincer, I., 2003, “Effect of stratification on energy and exergy capacities in thermal storage systems”, *International Journal of Energy Research* 28:177-193
- [125] Can, A., Buyruk, E., Eryener, D., Exergoeconomic analysis of condenser type heat exchangers, *Exergy, an International Journal*, 2, 113–118, 2002.
- [126] Reistad, G.M., 1970, “Availability: Concepts and applications”, Ph.D. thesis, University of Wisconsin, Madison.
- [127] Bruges, E.A., 1959, “Available Energy and the Second Law Analysis”, Butterworth, London.
- [128] Golem P.J., Brzustowski T.A., 1977, “Second-law Analysis of Energy Processes. Part II. The Performance of Simple Heat Exchangers”, *Trans. Can. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 4, pp. 219-226.
- [129] Bejan A, 1977, “The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications”, *Journal of Heat Transfer*, Vol 99, pp. 374-380.
- [130] Bejan A., 1978, “General Criterion For Rating Heat Exchanger Performance”, *Int.*

J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 655-658.

[131] Bejan A., 1982, “Advanced Engineering Thermodynamics”, John Wiley & Sons, New York.

[132] Bejan A, Tsatsaronis G., Moran M.,1996, “Thermal Design and Optimization”, John Wiley & Sons, New York.

[133] Hesselgreaves J.E., 2000, “Rationalisation of second law of heat exchangers”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 43, pp. 4189-4204.

[134] London A.L., 1982, “Economics and the Second Law: An Engineering View and Methodology”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 25, pp. 743-751.

[135] London A.L., Shah R.K, 1983, “Cost of irreversibilities in heat exchanger design”, Heat Transfer Engineering, Vol.4, pp.59-73

[136] Witte L.C, Shamsundar N.,1983, “A thermodynamic efficiency concept for heat exchange devices”, J. Engineering for Power, Vol 105 , pp. 199-203.

[137] Witte L.C., 1988, “The Influence of Availability Costs on Optimal Heat Exchanger Design”, Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp.830-835.

[138] Mikhail Pavlovich Bulat and Pavel Victorovich Bulat, 2013. Comparison of Turbulence Models in the Calculation of Supersonic Separated Flows, World Applied Sciences Journal 27 (10): 1263-1266, Russia.

[139] N. Fatchurrohman and S. T. Chia, 2017. Performance of hybrid nano-micro reinforced mg metal matrix composites brake calliper: simulation approach. 4th International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER2017) IOP Publishing.

[140] <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node167.htm>

[141] H. Doyle Thompson, Brent W. Webb, Joe D. Hoffman, 1985. The Hücre Reynolds Sayısı myth, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Volume5, Issue4, Pages 305-310.

[142] Launder, B.E. and Spalding, D.B. (1974) The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289.

[143] Lam, C. K. G. and Bremhorst, K. A. (1981). Modified Form of the $k-\epsilon$ Model for

Predicting Wall Turbulence, J. Fluids Eng., Vol. 103, pp. 456–460.

[144] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method Second Edition, Pearson Education Limited, England.

EK 1

EES KOD EKİ-1

```
m_dot[1] = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s)
m_dot[3]=m_dot[1]

m_dot[5] = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s):

m_dot[7]=m_dot[5]

D[1] = 70,3 [mm] convert(mm;m)
D[3] = 43,1 [mm] convert(mm;m)
D[5] = 43,1 [mm] convert(mm;m)
D[7] =43,1 [mm] convert(mm;m)

FLUIDTYPE$=fluidtype$(Water)

A[1] = pi ( (D[1]) / 2 )2
A[3] = pi ( (D[3]) / 2 )2
A[5] = pi ( (D[5]) / 2 )2
A[7] = pi ( (D[7]) / 2 )2

"Cold_Volume Giris 5 Cikis 7 olarak alindi"
{T[5]= 15 [C]: }
P[5] = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)
{P_5_$=phase$(Water;T=T[5];P=P[5])}
s[5]=entropy(Water;T=T[5];P=P[5])
h[5]=enthalpy(Water;T=T[5];P=P[5])
rho[5]=density(Water;T=T[5];P=P[5])
T_sat[5]=t_sat(Water;P=P[5])

{T[7]= 60 [C]: }
P[7] = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)
{P_7_$=phase$(Water;T=T[7];P=P[7])}
s[7]=entropy(Water;T=T[7];P=P[7])
h[7]=enthalpy(Water;T=T[7];P=P[7])
rho[7]=density(Water;T=T[7];P=P[7])
T_sat[7]=t_sat(Water;P=P[7])

E_h[5]= m_dot[5] h[5]
E_h[7]= m_dot[5] h[7]

m_dot[5]= rho[5] A[5] V[5] "Buradan Hiz degerlerini buluyoruz"
m_dot[7]= rho[7] A[7] V[7]
```

```
E_k[5]=m_dot[5] (V[5]^2) /2 convert(W;kW)
E_k[7]=m_dot[7] (V[7]^2) /2 convert(W;kW)
```

```
E_toplam [5]=E_h[5]+E_k[5]
E_toplam [7]=E_h[7]+E_k[7]
```

```
E_toplam [6]=E_toplam [7]-E_toplam [5]
```

"Soguk suyun aldigi enerji miktari"

"Hot_Volume Giris 1 Cikis 3 olarak alindi"

```
{T[1]= 140 [C];}
P[1] = 4,5 [bar] convert(bar;kPa):
{P_1_$=phase$(Water;T=T[1];P=P[1])}
s[1]=entropy(Water;T=T[1];P=P[1])
h[1]=enthalpy(Water;T=T[1];P=P[1])
rho[1]=density(Water;T=T[1];P=P[1])
T_sat[1]=t_sat(Water;P=P[1])
```

```
{T[3]= 100 [C];}
P[3] = 4,5 [bar] convert(bar;kPa):

{P_3_$=phase$(Water;T=T[3];P=P[3])}
s[3]=entropy(Water;T=T[3];P=P[3])
h[3]=enthalpy(Water;T=T[3];P=P[3])
rho[3]=density(Water;T=T[3];P=P[3])
T_sat[3]=t_sat(Water;P=P[3])
```

```
E_h[1]= m_dot[1] h[1]
E_h[3]= m_dot[1] h[3]
```

```
m_dot[1]= rho[1] A[1] V[1]
m_dot[3]= rho[3] A[3] V[3]
```

```
E_k[1]=m_dot[1] (V[1]^2) /2 convert(W;kW)
E_k[3]=m_dot[3] (V[3]^2) /2 convert(W;kW)
```

```
E_toplam [1]=E_h[1]+E_k[1]
E_toplam [3]=E_h[3]+E_k[3]
```

```
E_toplam [2]=E_toplam [3]-E_toplam [1]
```

"Enerji Dengesi, Giren enerji ile Cikan enerji esittir"

```
E_toplam [6]+E_toplam [2]=0
```

EK-2

EES KOD EKİ-2

```
m_dot_Cold_in = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s):
m_dot_Cold_out=m_dot_Cold_in:
m_dot_Hot_in = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s):
m_dot_Hot_out=m_dot_Hot_in:

{
D_Hot_in = 70,3 [mm] convert(mm;m):
D_Hot_out = 43,1 [mm] convert(mm;m):
D_Cold_in = 43,1 [mm] convert(mm;m):
D_Cold_out =43,1 [mm] convert(mm;m): }

{T_Cold_in= 15 [C]}
P_Cold_in = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)
P_Cold_in$=phase$(Water;T=T_Cold_in;P=P_Cold_in)
s_Cold_in=entropy(Water;T=T_Cold_in;P=P_Cold_in)
h_Cold_in=enthalpy(Water;T=T_Cold_in;P=P_Cold_in)
rho_Cold_in=density(Water;T=T_Cold_in;P=P_Cold_in)
cp_Cold_in=cp(Water;T=T_Cold_in;P=P_Cold_in)
T_sat_Cold_in=t_sat(Water;P=P_Cold_in)

{T_Cold_out= 60 [C]}
P_Cold_out = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)
P_Cold_out$=phase$(Water;T=T_Cold_out;P=P_Cold_out)
s_Cold_out=entropy(Water;T=T_Cold_out;P=P_Cold_out)
h_Cold_out=enthalpy(Water;T=T_Cold_out;P=P_Cold_out)
rho_Cold_out=density(Water;T=T_Cold_out;P=P_Cold_out)
cp_Cold_out=cp(Water;T=T_Cold_out;P=P_Cold_out)
T_sat_Cold_out=t_sat(Water;P=P_Cold_out)

{T_Hot_in= 140 [C]}
P_Hot_in = 4,5 [bar] convert(bar;kPa):
P_Hot_in$=phase$(Water;T=T_Hot_in;P=P_Hot_in)
s_Hot_in=entropy(Water;T=T_Hot_in;P=P_Hot_in)
h_Hot_in=enthalpy(Water;T=T_Hot_in;P=P_Hot_in)
rho_Hot_in=density(Water;T=T_Hot_in;P=P_Hot_in)
cp_Hot_in=cp(Water;T=T_Hot_in;P=P_Hot_in)
T_sat_Hot_in=t_sat(Water;P=P_Hot_in)

{T_Hot_out= 95 [C]}
P_Hot_out = 4,5 [bar] convert(bar;kPa):
P_Hot_out$=phase$(Water;T=T_Hot_out;P=P_Hot_out)
s_Hot_out=entropy(Water;T=T_Hot_out;P=P_Hot_out)
h_Hot_out=enthalpy(Water;T=T_Hot_out;P=P_Hot_out)
rho_Hot_out=density(Water;T=T_Hot_out;P=P_Hot_out)
cp_Hot_out=cp(Water;T=T_Hot_out;P=P_Hot_out)
T_sat_Hot_out=t_sat(Water;P=P_Hot_out)

cp_Cold_avg=(cp_Cold_in+cp_Cold_out)/2
cp_Hot_avg=(cp_Hot_in+cp_Hot_out)/2

C_dot_Cold_avg=m_dot_Cold_in cp_Cold_avg
C_dot_Hot_avg=m_dot_Hot_in cp_Hot_avg
```

$$q_{\text{dot_Cold_avg}} = C_{\text{dot_Cold_avg}} (T_{\text{Cold_out}} - T_{\text{Cold_in}})$$

$$q_{\text{dot_Hot_avg}} = C_{\text{dot_Hot_avg}} (T_{\text{Hot_in}} - T_{\text{Hot_out}})$$

$$q_{\text{dot_Cold_avg}} = q_{\text{dot_Hot_avg}}$$

$$C_{\text{dot_min}} = \min(C_{\text{dot_Hot_avg}}, C_{\text{dot_Cold_avg}})$$

$$q_{\text{max}} = C_{\text{dot_min}} (T_{\text{Hot_in}} - T_{\text{Cold_in}})$$

$$\epsilon = q_{\text{dot_Cold_avg}} / q_{\text{max}}$$

$$Q_{\text{dot}} = \epsilon q_{\text{max}}$$

$$Ntu = (U A_s) / (C_{\text{dot_min}} 1000)$$

$$\{U = 960 \text{ [W/m}^2\text{-K]}\}$$

$$\{A_s = 1\}$$

$$\text{TypeHX} = \text{'shell\&tube_1N'}$$

$$Ntu = \text{hx}(\text{TypeHX}, \epsilon, C_{\text{dot_Hot_avg}}, q_{\text{dot_Cold_avg}}, 'Ntu')$$

$$D = 0,016 \text{ [m]}$$

$$A_{\text{hesap}} = \pi D L 13^2$$

$$L = 1,5 \text{ [m]}$$

$$A_s = 1,9460361543 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{spaceclaim}} = 1946036,1543 \text{ [mm}^2\text{]}$$

EK-3

EES KODLAR

"Hot_Volume : Giris 1, Cikis 2"

m_dot[1] = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s)
m_dot[1]=m_dot[2]

"Cold_Volume : Giris 3, Cikis 4"

m_dot[3] = 3500 [kg/h] convert(kg/h;kg/s):

m_dot[3]=m_dot[4]

"Boru Caplari"

D[1] = 70,3 [mm] convert(mm;m)
D[2] = 43,1 [mm] convert(mm;m)
D[3] = 43,1 [mm] convert(mm;m)
D[4] = 43,1 [mm] convert(mm;m)

"Alan Hesabi"

A[1] = pi ((D[1]) / 2)²
A[2] = pi ((D[2]) / 2)²
A[3] = pi ((D[3]) / 2)²
A[4] = pi ((D[4]) / 2)²

{FLUIDTYPE\$=fluidtype\$(Water)
}

"Cold_Volume Giris [3]"

T[3] = 15 [C]
P[3] = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)

s[3]=entropy(Water;T=T[3];P=P[3])
h[3]=enthalpy(Water;T=T[3];P=P[3])
rho[3]=density(Water;T=T[3];P=P[3])
cp[3]=cp(Water;T=T[3];P=P[3])
k[3]=conductivity(Water;T=T[3];P=P[3])
mu[3]=viscosity(Water;T=T[3];P=P[3])

T_sat[3]=t_sat(Water;P=P[3])
Phase\$[3]=phase\$(Water;T=T[3];P=P[3])

Pr[3]=prandtl(Water;T=T[3];P=P[3])

"Prandtl=mu[3] cp[3] / k[3]"

"Cold_Volume Giris [3]"

T[4] = 60 [C]
P[4] = 6,5 [bar] convert(bar;kPa)

s[4]=entropy(Water;T=T[4];P=P[4])
h[4]=enthalpy(Water;T=T[4];P=P[4])
rho[4]=density(Water;T=T[4];P=P[4])
cp[4]=cp(Water;T=T[4];P=P[4])

k[4]=conductivity(Water;T=T[4];P=P[4])
mu[4]=viscosity(Water;T=T[4];P=P[4])

T_sat[4]=t_sat(Water;P=P[4])
Phase\$[4]=phase\$(Water;T=T[4];P=P[4])

Pr[4]=prandtl(Water;T=T[4];P=P[4]) "Prandtl=mu[4] cp[4] / k[4]"

"Hot_Volume Giris [1]"

T[1] = 140 [C]
P[1] = 4,5 [bar] convert(bar;kPa)

s[1]=entropy(Water;T=T[1];P=P[1])
h[1]=enthalpy(Water;T=T[1];P=P[1])
rho[1]=density(Water;T=T[1];P=P[1])
cp[1]=cp(Water;T=T[1];P=P[1])
k[1]=conductivity(Water;T=T[1];P=P[1])
mu[1]=viscosity(Water;T=T[1];P=P[1])

T_sat[1]=t_sat(Water;P=P[1])
Phase\$[1]=phase\$(Water;T=T[1];P=P[1])

Pr[1]=prandtl(Water;T=T[1];P=P[1]) "Prandtl=mu[1] cp[1] / k[1]"

"Hot_Volume Cikis [2]"

{T[2] = 95 [C]}
P[2] = 4,5 [bar] convert(bar;kPa)

s[2]=entropy(Water;T=T[2];P=P[2])
h[2]=enthalpy(Water;T=T[2];P=P[2])
rho[2]=density(Water;T=T[2];P=P[2])
cp[2]=cp(Water;T=T[2];P=P[2])
k[2]=conductivity(Water;T=T[2];P=P[2])
mu[2]=viscosity(Water;T=T[2];P=P[2])

T_sat[2]=t_sat(Water;P=P[2])
Phase\$[2]=phase\$(Water;T=T[2];P=P[2])

Pr[2]=prandtl(Water;T=T[2];P=P[2]) "Prandtl=mu[2] cp[2] / k[2]"

cp_1_2_Hot_avg=(cp[1]+cp[2])/2
cp_3_4_Cold_avg=(cp[3]+cp[4])/2
cp_1_2_Hot_avg_T=cp(Water;T=(T[1]+T[2])/2;P=P[1]);
cp_3_4_Cold_avg_T=cp(Water;T=(T[3]+T[4])/2;P=P[3])
"cp_1_2_Hot_avg veya cp_1_2_Hot_avg_T hangisini seçeceksen q_dot_Cold_avg , 0.3 kW
değiştiriyor sadece"
cp_Hot_avg = cp_1_2_Hot_avg_T
cp_Cold_avg = cp_3_4_Cold_avg_T

C_dot_Cold_avg=m_dot[3] cp_Cold_avg
C_dot_Hot_avg=m_dot[1] cp_Hot_avg

```

q_dot_Cold_avg = C_dot_Cold_avg (T[4] - T[3])
q_dot_Hot_avg = C_dot_Hot_avg (T[1] - T[2])

```

"Buradaki Esitliği 3 sıcaklık degerinden 1 ini hesaplasin diye yapıyoruz"

```

q_dot_Cold_avg = q_dot_Hot_avg

```

"NTU modeline buradan geciyoruz"

```

C_dot_min=min(C_dot_Hot_avg; C_dot_Cold_avg)
q_max=C_dot_min (T[1] - T[3])

```

```

epsilon=q_dot_Cold_avg/q_max
Q_dot=epsilon q_max

```

```

A_s=1,9460361543 [m²]

```

```

Ntu=(U A_s)/(C_dot_min 1000)

```

```

TypeHX$='shell&tube_1N'
Ntu=hx(TypeHX$, epsilon; C_dot_Hot_avg; q_dot_Cold_avg; 'Ntu')

```

```

{

```

```

{U=960 [W/m²-K]}
{A_s=1}

```

```

D=0,016 [m]
A_hesap=pi D L 13 2
L=1,5 [m]
A_spaceclaim=1946036,1543 [mm²]
}

```

"Burada Logaritmik var kullanma - başladı"

```

DELTAT_lm_cf=((T[2] - T[3]) -(T[1] - T[4])) /ln((T[2]-T[3])/(T[1] - T[4]))

```

```

DELTAT_lm=DELTAT_lm_cf F_HX

```

```

q_dot_Cold_avg =DELTAT_lm A_s UUUUU

```

```

RelRough=0
P=(T[4]-T[3])/(T[1]-T[3])

```

```

R=(T[1]-T[2])/(T[4]-T[3])

```

```

F_HX=lmt_dcf(TypeHX$,P;R)

```

"Burada Logaritmik var kullanma - bitti"

"metot cagirdik"

```

Call pipeflow('Water'; T[1] ; P[1]; m_dot[1]/13; D_Boru_ic ; 1,5 [m]; 0,000: h_TTT; h_HHH;
DELTAPPP; Nusselt_TTT; ffff; Ree)

```

"metot cagirdik- bitti"

"Elle Hesapladık"

reynoldss= (m_dot[1]/13) D_Boru_ic/(A_Boru_ic mu[1])
NUUUUUUUU=0,023 (reynoldss^{0.8}) (Pr[1]^{0.4}) "nuselt sayisi"
h_SSsssS D_Boru_ic/k[1] =NUUUUUUUU "tasinim sayisi"

m_dot[1]=rho[1] A[1] V[1]
m_dot[2]=rho[2] A[2] V[2]
m_dot[3]=rho[3] A[3] V[3]
m_dot[4]=rho[4] A[4] V[4]

m_dot[1]=13 rho[1] A_Boru V_Boru
A_Boru= A_Boru_ic

D_Boru_ic = 13 [mm] convert(mm;m)
D_Boru_dis = 16 [mm] convert(mm;m)
A_Boru_ic = pi ((D_Boru_ic) / 2)²
A_Boru_dis = pi ((D_Boru_dis) / 2)²

"Reynoldslar her bir node"

ReynoldsN[1]=rho[1] V[1] D[1]/mu[1]
ReynoldsN[2]=rho[2] V[2] D[1]/mu[2]
ReynoldsN[3]=rho[3] V[3] D[1]/mu[3]
ReynoldsN[4]=rho[4] V[4] D[1]/mu[4]

1/U=1/(h_TTT) + A_Boru_ic/(h_ColdvolumeortalamaDic A_Boru_dis) +A_Boru_ic
ln(D_Boru_dis/D_Boru_ic)/(2 pi 20 1,5 [m])

1/U=A_Boru_dis/(A_Boru_ic h_TTT) + 1/(h_ColdvolumeortalamaDis) +A_Boru_dis
ln(D_Boru_dis/D_Boru_ic)/(2 pi 20 1,5 [m])

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı: Mehmet Akif KARTAL

Yabancı Dili: İngilizce

Eğitim Durumu

Derece Kurum Mezuniyet Tarihi

Doktora - Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği
Bölümü – (2023)

Yüksek lisans - Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği
Bölümü – (2018)

Yüksek lisans - İstanbul Aydın Üniversitesi - Fen Bilimleri Enstitüsü - İş sağlığı ve
Güvenliği Bölümü –(2017)

Lisans -Yıldız Teknik Üniversitesi - Makine Mühendisliği Bölümü –(2010)

Lise -Fahreddin Kerim Gökay Anadolu Lisesi (İngilizce) - (2004)

Bildiği Yabancı Diller

İngilizce (Çok İyi)

Almanca (İyi)