T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE DEVRELEMENİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

ATALAY YILDIRIM

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. Ş. ÖZGÜR ATAYILMAZ

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFINDA ISLAK YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Atalay YILDIRIM tarafından hazırlanan tez çalışması 19.12.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Y. Erhan BÖKE

İstanbul Tenik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Sunulan bu çalışmada geometrisi belirli bir kanatlı borulu ısı değiştiricisinde iç akışta maksimum ısı transferi ve minimum basınç düşümünün sağlanması amacıyla farklı ısı değiştirci devreleri tasarımları için sayısal çalışmalar yapılmıştır ve optimum devre tasarımı belirlenmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasına yön vererek teorik ve sayısal çalışmalarımı yöneten, danışmanım Sayın Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın farklı aşamalarında verdikleri bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan hocalarım Sayın Prof. Dr. Özden AĞRA ve Sayın Prof. Dr. Y. Erhan BÖKE'ye katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Her türlü problemimde yanımda olan ve teknik desteklerini esirgemeyen Arş. Gör. Dr. Özlem EMANET, Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR ve Arş. Gör. Alişan GÖNÜL'ün şahsında tüm mesai arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ayrıca manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Aralık, 2018

Atalay YILDIRIM

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

ÇİZELGE LİSTESİ ix

ÖZET x

ABSTRACT xii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Bulgular 2
1.4 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması 2
1.4.1 Isı Trasnferi Süresine Göre Sınıflandırma 3
1.4.2 Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma 4
1.4.3 Fazla Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma 5
1.4.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma 5
1.4.5 Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma 6
1.4.6 Konstrüksiyona Göre Sınıflandırma 6
1.4.7 Akış Şekline Göre Sınıflandırma 8

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 9

BÖLÜM 3

SAYISAL ÇALIŞMALAR 16

3.1 Türbülans Modelleri 17
3.1.1 Bir Eşitlikli Türbülans Modelleri 17
3.1.2 İki Eşitlikli Türbülans Modelleri 18
3.1.2.1 K-Epsilon Modeli 18
3.1.2.2 K-Omega Modeli 19
3.2 Sayısal Model Ve Literatür İle Doğrulanması 20
3.3 4x10 Boyutlarındaki Isı Değiştiricileri İçin Sayısal Analizler 24

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER 37

KAYNAKLAR 45

ÖZGEÇMİŞ 47

SİMGE LİSTESİ

Q	Isı Transferi [W]
T	Sıcaklık [K]
D	Boru Çapı [m]
CR	Kritik oran
h	Taşınım Katsayısı [$W/m^2.K$]
k	Isı İletim Katsayısı [W/m.K]
U	Toplam Isı Transfer Katsayısı [$W/m^2.K$]
f	Sürtünme Katsayısı
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
V	Hız [m/s]
A	Yüzey Alanı [m^2]
v	Kinematik Vizkozite [m^2/s]
Re	Reynolds Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınç [Pa]

KISALTMA LİSTESİ

EES	Enginnering Equation Solver
NTU	Number of Transfer Unit
SST	Menter’s Shear Stress Transport

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Gövde borulu ısı değiştiricisi şematik gösterimi 6
Şekil 1.2 Plakalı ısı değiştiricisi şematik gösterimi 7
Şekil 1.3 Kanatlı borulu ısı değiştiricisi şematik gösterimi 7
Şekil 1.4 Spiral döner tip rejeneratif ısı değiştiricisi şematik gösterimi 7
Şekil 2.1 Düğümlerin indekslenmesi 10
Şekil 2.2 Soğutucu akışkanlı ısı değiştiricisinin şematik gösterimi 11
Şekil 2.3 İyileştirilen genetik algoritmanın akış şeması 12
Şekil 2.4 Ayrıklaştırılmış ısı değiştirici modeli 13
Şekil 2.5 Geleneksel 1 devreli ısı değiştirici (1) ve çok devreli ısı değiştiricileri (2-4).. 14
Şekil 3.1 Chen ve Ark. çalışmasındaki ısı değiştiricinin katı modeli 22
Şekil 3.2 Yakınsamış Fluent analizi kalıntıları 23
Şekil 3.3 2x8 boyutlarındaki 2 devreli ısı değiştiricisi analiz sonuçları 23
Şekil 3.4 Bir kanadın ve boruların toplam yanal alanı 26
Şekil 3.5 Toplam kanatlı yüzey alanı 26
Şekil 3.6 10 farklı ısı değiştiricinin devre tasarımlarının kesit görünüşleri 28
Şekil 3.7 4x10 boyutlarındaki ısı değiştiricinin katı modeli 29
Şekil 3.8 Ağ yapısına gerekli değerlerin verilmesi 29
Şekil 3.9 Ağ yapısında süpürme metodunun uygulanması 30
Şekil 3.10 Kritik bölgelere inflation verilmesi 30
Şekil 3.11 Girilen değerler sonrası genel ağ yapısı görünümü ve kalitesi 30
Şekil 3.12 Fluent menülerinin görünümü 31
Şekil 3.13 Toplam ısı transfernin Fluent'te hesaplanması 33
Şekil 3.14 Toplam Basınç Düşümünün Fluent'te Hesaplanması 33
Şekil 3.15 Suyun çıkış sıcaklıklarının Fluent'te hesaplanması 34
Şekil 3.16 Birinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 34
Şekil 3.17 İkinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 34
Şekil 3.18 Üçüncü model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 35
Şekil 3.19 Dördüncü model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 35
Şekil 3.20 Beşinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 35
Şekil 3.21 Altıncı model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 35
Şekil 3.22 Yedinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 36
Şekil 3.23 Sekizinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 36
Şekil 3.24 Dokuzuncu model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 36
Şekil 3.25 Onuncu model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı 36

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Chen ve ark. Çalışmasındaki ısı değiştiricinin tasarım parametreleri 21
Çizelge 3.2 Fluent'te kullanılan sınır şartları (2x8) 22
Çizelge 3.3 Chen ve ark. Çalışmasında verilen deney sonuçları 23
Çizelge 3.4 Analiz parametreleri değerleri 24
Çizelge 3.5 Tasarım parametreleri değerleri 24
Çizelge 3.6 7°C deki suyun termofiziksel özellikleri 25
Çizelge 3.7 EES Programından Alınan Çıktılar 26
Çizelge 3.8 Boru Yüzeylerine Tanımlanacak Olan Isı Transfer Katsayıları 27
Çizelge 3.9 Fluent Analizlerinde Kullanılan Sınır Koşulları (4x10) 32
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri 37
Çizelge 4.2 Radar Çizelgesinde sonuçların karşılaştırılması 42
Çizelge 4.3 Q/ΔP Oranının 10 Model İçin Karşılaştırılması 43

ÖZET

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE DEVRELEMENİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Atalay YILDIRIM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Günümüzde iklimlendirme, otomotiv, havacılık sanayii gibi birçok endüstri dalında sıklıkla kullanılan ısı değiştiricilerin optimizasyonu çok önemlidir. Üretim ve işletme maliyetlerinin optimum seviyeye çekilmesi için optimizasyona gerek duyulmaktadır. Bu çalışmanın amacı da kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik optimum devreleme tasarımının yapılmasıdır. Boru içinde akışkan olarak suyun kullanıldığı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde performans, su sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının (ΔT) ısı değiştiricinin tümünde homojen dağılması ile doğrudan ilişkilidir. Homojen bir dağılım yoksa yüzeye gelen hava hızları dolayısıyla hava debisi ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak devreler arası farklar oluşacaktır. Böyle bir durum ısı değiştiricinin performansını düşürecektir. Bu sebeple homojen sıcaklık dağılımının sağlanmasında ısı değiştiricisinde devre tasarımı çok önemlidir. Literatürde yapılan çalışmalar, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde devre sayısının artıkça toplam ısı transferinin ve basınç düşüşün artacağı için öneminin daha da arttığını göstermiştir. Deneylerin çoğu soğutucu akışkanlar ile yapılmış olup su ile ilgili çalışmalar sınırlı sayıdadır. Bu tez çalışmasında akışkanlar (Su-hava) arasındaki ortalama sıcaklık farkının maksimum olmasını sağlamaya yönelik devrelemenin belirlenmesi için sayısal çalışmalar yapılmış olup bu çalışmalara göre bir devreleme optimizasyonu yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı borulu ısı değiştiricisi, performans, devreleme tasarımı

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF THE EFFECT OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP ON THE CIRCUIT IN FINNED TUBE HEAT EXCHANGERS

Atalay YILDIRIM

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Optimization of heat exchangers, which are frequently used in many industries such as air conditioning, automotive, aviation industry, is very important today. Optimization is needed to optimize production and operation costs. The purpose of this study is to design an optimal circuit for improving heat transfer in finned tube heat exchangers. Performance in finned tube heat exchangers where water is used as work fluid is directly related to the homogeneous distribution of the temperature difference between the water temperature and the air temperature throughout the heat exchanger. If there is no homogeneous distribution, air velocities on the surface will cause differences between the circuits due to air flow and temperature temperature distribution. Such as this situation will reduce the performance of the heat exchanger. For this reason, the design of the circuit for the heat exchanger is very important to achieve a homogeneous temperature distribution. Literature studies have shown that with the number of rows and the number of circuits increases the importance of the circuitry optimization in finned tube heat exchangers increase as well. Most of the circuitry optimization studies have been done with refrigerants and the studies with water as a work fluid are limited. In this thesis, numerical studies were carried out to determine the circuitry for ensuring the maximum average temperature difference between fluids (water-air) and a circuit optimization was performed according to these studies.

Keywords: Finned tube heat exchanger, performans, circuitry design

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Isı değiştiricileri mühendislik uygulamalarının en önemlilerinde ve sıkça karşımıza çıkan elemanlarından olup farklı sıcaklıklardaki iki ya da daha çok akışkan arasındaki ısı transferini sağlamaktadırlar. Isı değiştiricileri, iklimlendirme sektöründe, fabrikalarda kimyasal proses ve güç üretim tesislerinde, otomotiv sektöründe, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, elektronik cihazlarda, havacılık sektörü gibi sanayinin birçok kolunda kullanılmaktadır. Pratikte farklı alanlarda kullanılan ısı değiştiricilerinin, kullanım amaçlarına göre, farklı konstrüksiyonlarda, boyutlarda, kapasitelerde ve tipleri vardır [1].

1.1 Literatür Özeti

Literatür incelendiğinde kanatlı borulu ısı değiştiriciler üzerine yapılan araştırmalarda iç akışkan ve hava tarafındaki (dış akışkan) düzensizliklere bağlı oluşan kapasite kayıplarının uygun devreleme yapılarak giderildiği görülmüştür. Bu kapsamda literatürdeki devreleme çalışmaların büyük çoğunluğunun soğutucu akışkanlar ile yapıldığı görülmüştür ve tek fazlı akışkanlar ile devreleme çalışmalarının oldukça sınırlı olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanlarda ısı değiştirici içerisinde faz değişimi olmasından dolayı boru yüzeyleri üzerindeki sıcaklık sabit kalacaktır. Buradan iki fazlı akışkanlar ile yapılan devreleme çalışmalarının tek fazlı akışkanlar ile yapılan devreleme çalışmalarına göre daha kolay olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada da iç akışkan olarak su kullanılıp literatürdeki bu boşluk doldurulmaya çalışılacaktır. Detaylı literatür araştırması “Bölüm 2” de verilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik optimum devreleme tasarımının yapılmasıdır. Boru içinde akışkan olarak suyun kullanıldığı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde performans, su sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının ısı değiştiricinin tümünde homojen dağılması ile doğrudan ilişkilidir. Homojen bir dağılım yoksa yüzeye gelen hava hızları dolayısıyla hava debisi ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak devreler arası farklar oluşacaktır. Böyle bir durum ısı değiştiricinin performansını düşürecektir. Bu sebeple homojen sıcaklık dağılımının sağlanmasında ısı değiştiricisinde devre tasarımı çok önemlidir.

1.3 Bulgular

Literatürde yapılan çalışmalar, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde devre sayısının artıkça toplam ısı transferinin ve basınç düşüşün artacağı için öneminin daha da arttığını göstermiştir. Deneylerin çoğu soğutucu akışkanlar ile yapılmış olup su ile ilgili çalışmalar sınırlı sayıdadır. Bu tez çalışmasında akışkanlar (Su-hava) arasındaki ortalama sıcaklık farkının maksimum olmasını sağlamaya yönelik devrelemenin belirlenmesi için sayısal çalışmalar yapılmış olup bu çalışmalara göre bir devreleme optimizasyonu yapılmıştır.

1.4 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması

Isı değiştiricilerinde akışkanlar ile doğrudan temasta olan ve ısı geçişini iletim yoluyla sağlayan yüzeye, 'ısı geçiş yüzeyi' veya 'doğrudan yüzey' adı verilir. Isı yüzeyini genişletilmesi gerektiği durumlarda, doğrudan yüzey üzerine doğrudan olmayan yüzeyler eklenerek toplam ısı geçiş yüzeyi büyütülmektedir.

Isı değiştiricileri; transfer prosesine, yüzey kompaktlığına, konstrüksiyon geometrisine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına, ısı transfer mekanizmaları ve uygulama alanlarına göre sınıflandırabiliriz.

Ayrıca ısı değiştiricileri gövde borulu ve kanatlı borulu ısı değiştiricileri olmak üzere iki ana kategoriye ayrılır. Gazdan gaza kompakt ısı değiştiricileri temel çeşitleri plakalı

kanatlı, borulu kanatlı, kompakt rejeneratörler ve reküperatörlerin (polimer film içeren ve laminar akışta) bütün asal yüzeyleridir. Akışkanlar, birbirleriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı metal yüzeyle birbirinden ayrılmaktadır. Bu tür ısı değiştiriciler reküparatif olarak adlandırılmaktadır. Rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştiricilerinde ise ısı geçişi doğrudan olamayıp, ısı önce sıcak akışkan tarafından gelip depo edilir, daha sonra depolanan akışkandaki ısı soğuk akışkana bir dolgu malzemesi ile verilerek gerçekleştirilmiş olur. Buna ek olarak reküparatif ısı değiştiricilerindeki yapılan incelemeler zamandan bağımsız iken rejeneratifte zamana bağlı olarak analiz edilmektedir. Sıvıdan sıvıya veya sıvıdan faz değişiminin olduğu kompakt ısı değiştiricileri ise contalı, kaynaklı ve çerçeveli plaka, kaynaklı istif edilmiş plaka, spiral plaka, vb. plakalı ısı değiştiricileridir.

Isı değiştiricileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa, bunlar duyulur ısı değiştiricileri, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricileri adı verilmektedir. Diğer bir yandan, buhar kazanları, nükleer santraller veya elektrikli ısıtıcılar da içlerinde ısı üretimi olan birer ısı değiştiricisi olmasına rağmen, literatürde genellikle farklı konular olarak ele alınmaktadır.

1.4.1 Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırma

Isı transferi sürecine göre, ısı değiştiricileri; doğrudan temaslı ve dolaylı temaslı olarak sınıflandırılırlar.

•Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri:

Bu tip ısı değiştiricilerin içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleriyle doğrudan doğruya karıştırılır veya temasa geçirilmektedir. Soğutma kuleleri, endüstriyel işlemler sonucu meydana gelen ısının atılması için günümüzde kullanılan bir örneğidir.

•Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricileri:

Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde ısı enerjisinin bir ısı transfer yüzeyi boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar arasında değişim sağlamaktadır. Burada ısı transferi gerçekleşirken sıcak ve soğuk akışkan aynı anda bir birbirlerine karışmadan akmaktadır. Dört grupta incelenmektedir.

İlki doğrudan geçişli ısı değiştiricileridir. Bu tipte akışkanlar birbiriyle karışmadan hareket ederler ve aynı zamanda bu akışkanlar ince bir boru veya levha yüzeyiyle birbirlerinden ayrılmışlardır ve reküperatör olarak isimlendirilmektedir. Borulu ısı değiştiricileri ve levhalı ısı değiştiricileri örnek verilebilir.

Depolamalı ısı değiştiricisinde ise aynı devreleme de iki akışkan tarafından sırayla değişimli olarak doldurulur. Önce sıcak akışkan belirli bir zaman yüzey üzerinden geçerek bu yüzeyi ısıtır. Ardından ısınan bu yüzeyden soğuk akışkan geçirilerek soğuk akışkan ısındırılır. Bu nedenle ısıl enerji doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde olduğu gibi bir cidar boyunca iletilmemektedir. Gaz türbinleri, yüksek fırınlar, cam fabrikaları bu tip eşanjörlerin kullanıldığı alanlara örnek olarak verilebilir.

Akışkan yataklı ısı değiştiricilerinde de ısı enerjisi akışkan ve ince şekilde bölünmüş katı malzemeli akışkan yatak arasında transferi gerçekleştirilmektedir. Katı tanecikler sıvı veya gaz ile akışkanlaştırılıp, gaz gözenekli levha boyunca küçük taneciklerin bulunduğu yuvaya gitmektedir. Belirli bir gaz hızında yatak içindeki bir taneciğe gelen sürüklenme kuvveti, taneciğin ağırlığından bir miktar fazla olduğunda tanecik yükselmeye ve hareketlenmeye başlayarak yuvada yoğunluğu karışımın ve katı taneciklerin yoğunluğuna eşit olan bir akışkan gibi davranır. Yatak hacmi artıkça basınç düşümü nedeniyle sürüklenme kuvveti azalır ve katı tanecikler aşağı yönelirler. Bu durum ise gaz hızı artırılmaktadır. Bu tip ısı değiştiricilerin kurutmada, absorbisyonlu sistemlerde ve reaktör mühendisliği alanlarında kullanıldığı görülmektedir.

Son olarak ateşlemeli ısı değiştiricilerinde ise ısı enerji alev ışınımı ve taşınımı ile transfer edilmektedir. Fırınlar ve kazanlar örnek verilebilir.

1.4.2 Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma

Bu sınıflandırma için ısı değiştiricilerinde β şeklinde yüzey alan yoğunluğu adı verilen büyüklük tanımlanmıştır.

β = Isı geçiş yüzeyi (m^2) / Isı değiştirici hacmi (m^3)

Bu tanıma göre literatürde β > 700 m^2/m^3 olan ısı değiştiricileri kompakt, β < 700 m^2/m^3 olan ısı değiştiricileri kompakt olmayan ısı değiştiricisi olarak tanımlanmaktadır. Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir

projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre daha çok tercih edilmektedir. Buna karşılık akışkanlardan biri gaz ise yüzeyi kirleten, yıpratıcı olan akışkanların kullanılmaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarının yenilebilmesi için ilave elemanlara ihtiyaç duymaktadırlar. Bunlar bu tip ısı değiştiricilerin dezavantajlarıdır.

1.4.3 Fazla Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

Çoğunlukla yapılan uygulamalarda iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınmaktadır. Fakat bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında üç akışkanlı ısı değiştiricilerinin kullanıldığı gözlemlenmektedir.

1.4.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

• İki Tarafta Tek Fazlı Akış:

Isı değiştiricilerinin iki tarafındaki tek fazlı akışkanlardaki ısı taşınımı bir pompa veya vantilatör ile tahrik edilen zorlanmış ya da yoğunluk farkından dolayı doğal olarak olmaktadır. Oda radyatörleri, buhar kazanları, hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri bu tipin genellikle kullanıldığı alanlardır.

• Bir Taraf Tek Diğer Taraf Tek Fazlı Akış:

Bu tip ısı değiştiricilerinde ise tek taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış bulunmaktadır. Genellikle termik santrallerin yoğuşturucularında, soğutma sistemlerinin yoğuştucusu olarak kullanılmaktadır.

• İki Tarafta Çift Fazlı Akış:

Bir kısmında buharlaşma ve diğer kısmında yoğuşma işlemi gerçekleşen ısı değiştiricileridir.

• Taşınımla ya da Işınımla Isı Transferi:

Bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınım ve ışınımla ısı geçişinin bir arada görülmektedir.

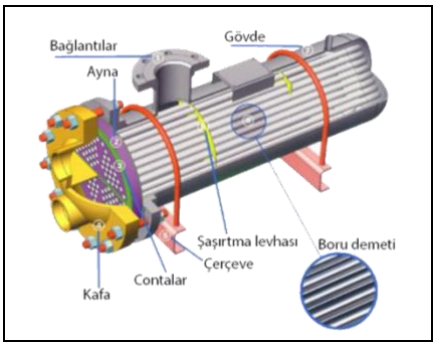
1.4.5 Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricileri; iki, üç, ve çok akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlıdır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri kriyojenide geniş uygulama alanı bulduğu gibi hava ayırma sistemler gibi alanlarda kullanılmaktadır.

1.4.6 Konstrüksiyona Göre Sınıflandırma

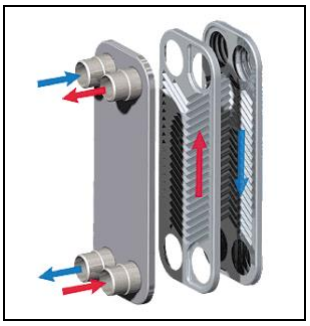
Isı değiştiricileri genellikle borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratif ısı değiştiricileri olmak üzere dört temel sınıfa ayrılmaktadır.

Borulu ısı değiştiricilerinde akışkan borunun içinden akarken, diğer bir akışkan borunun dışından akmaktadır. Boru çapı, boru sayısı, boru uzunluğu, boru adımı ve boru düzenlemesi değiştirilebilir. Bu nedenle borulu ısı değiştiricilerinin birçok çeşitlikte dizaynı mümkündür. Borulu ısı değiştiricileri; çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır.



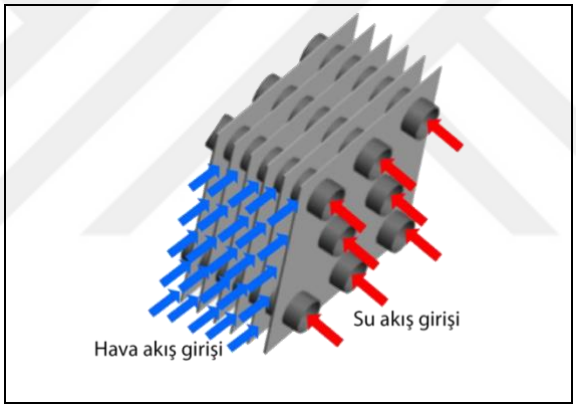
Şekil 1.1 Gövde borulu ısı değiştiricisi şematik gösterimi

Levhalı ısı değiştiricilerinde oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan veya düz durumda bulunan yassı levhalarla ayrılmış bir yapıdadır. Her çeşit gaz bileşimi, sıvı bileşimi veya iki fazlı akışlar için olan ısı transferinde kullanılırlar. Contalı levhalı, spiral levhalı, lamelli levhalı olmak üzere üç çeşidi vardır.



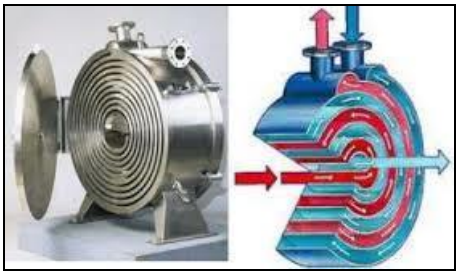
Şekil 1.2 Plakalı Isı değiştiricisi Şematik Gösterimi

Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri veya kanatlı ısı değiştiricileri, ısı transfer alanını artırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok küçük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileridir.



Şekil 1.3 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi Şematik Gösterimi

Rejeneratif ısı değiştiricileri, ısının depolanarak transfer edildiği ısı değiştiricileridir. Diğer bir ifadeyle periyodik akışlı ısı değiştiricileridir. Bu ısı değiştiricilerine 'Rejeneratörler' adı verilir ve ısı geçişi doğaldır.



Şekil 1.4 Spiral Döner Tip Rejeneratif Isı Değiştiricisi Şematik Gösterimi

1.4.7 Akış Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma tek geçişli ve çok geçişli olarak iki ana grupta toplanabilir. Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirleri ile yalnız bir kere geçişmektedir. Çok geçişli halde ise iki akışkan birbirleri ile birkaç kere geçişmektedir. Kabaca ikiye ayrılmaktadır. Bunlar tek geçişli ve çok geçişli ısı değiştiricileridir.

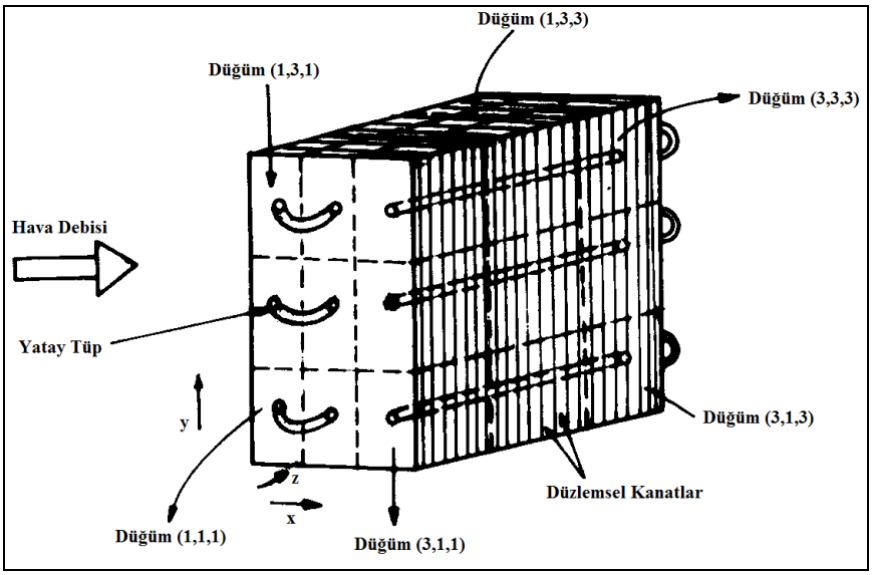
Isı değiştiriciler sanayi sektöründe büyük bir paydaya sahip oldukları için bu cihazların optimizasyonunun yapılması üretim ve işletme maliyetlerinin optimum seviyelere çekilmesine olanak sağlayacaktır. Isı değiştiricilerinin optimize edildikten sonra üretilmesi hem sektöre hem de ülke ekonomisine büyük katkılar sağlayacaktır. Bu tez çalışmasında da oldukça yaygın olarak kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricileri incelenmiştir. Boru içerisinde iş akışkanı olarak su kullanılan ısı değiştiricilerinde ısı transferinin iyileştirilmesi ve boru içindeki basınç kaybının düşürülmesine yönelik devre tasarımı çalışmaları yapılmıştır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde performans, su sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının ısı değiştiricinin tümünde homojen dağılması ile doğrudan ilişkilidir. Homojen bir dağılım olmadığında yüzeye gelen hava hızları dolayısıyla hava debisi ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak devreler arası farklar oluşacak olup bu durum ısı değiştiricisinin performansını düşürecektir. Bu yüzden kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde homojen sıcaklık dağılımının sağlanması için devre tasarımı çok önemlidir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde kanatlı borulu ısı değiştiriciler üzerine yapılan araştırmalarda iç akışkan ve hava tarafındaki (dış akışkan) düzensizliklere bağlı oluşan kapasite kayıplarının uygun devreleme yapılarak giderildiği görülmüştür. Bu kapsamda literatürdeki devreleme çalışmaların büyük çoğunluğunun soğutucu akışkanlar ile yapıldığı görülmüştür ve tek fazlı akışkanlar ile devreleme çalışmalarının oldukça sınırlı olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanlarda ısı değiştirici içerisinde faz değişimi olmasından dolayı boru yüzeyleri üzerindeki sıcaklık sabit kalacaktır. Buradan iki fazlı akışkanlar ile yapılan devreleme çalışmalarının tek fazlı akışkanlar ile yapılan devreleme çalışmalarına göre daha kolay olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada da iç akışkan olarak su kullanılıp literatürdeki bu boşluk doldurulmaya çalışılacaktır.

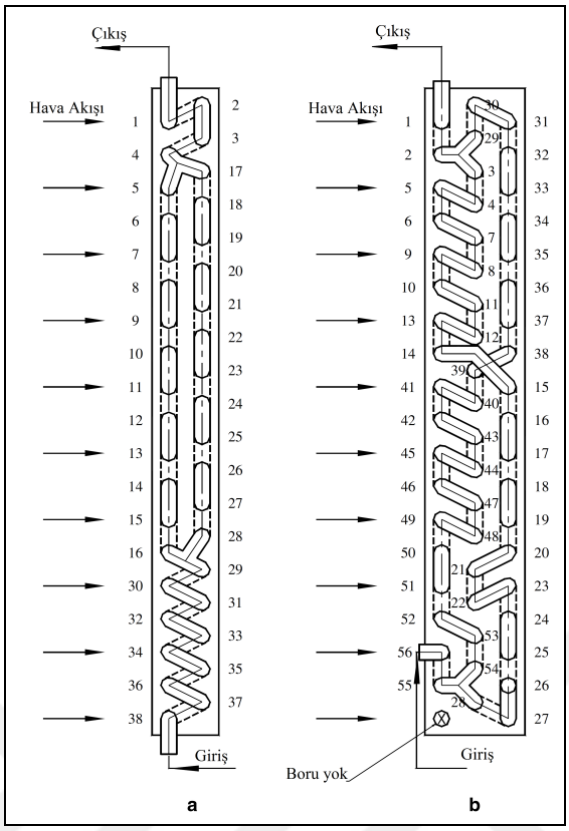
Vardhan ve Dhar (1998) soğutma ve nemlendirme serpantinlerinin simülasyonu için sayısal bir model geliştirmişlerdir. Model, serpantinleri soğutma yolu boyunca düğümlere ayırıp sürekli ilerlemeler ile hava tarafı verililerini de güncelleyerek bir yakınsama yapıyor. Bu model ısı transferi ve basınç düşümlerini her devre için ayrı ayrı hesaplandığından soğutkanın belli devrelerindeki kötü dağılımın belirlenmesine de yardımcı olmuştur [2].



Şekil 2.1 Düğümlerin indekslenmesi [2].

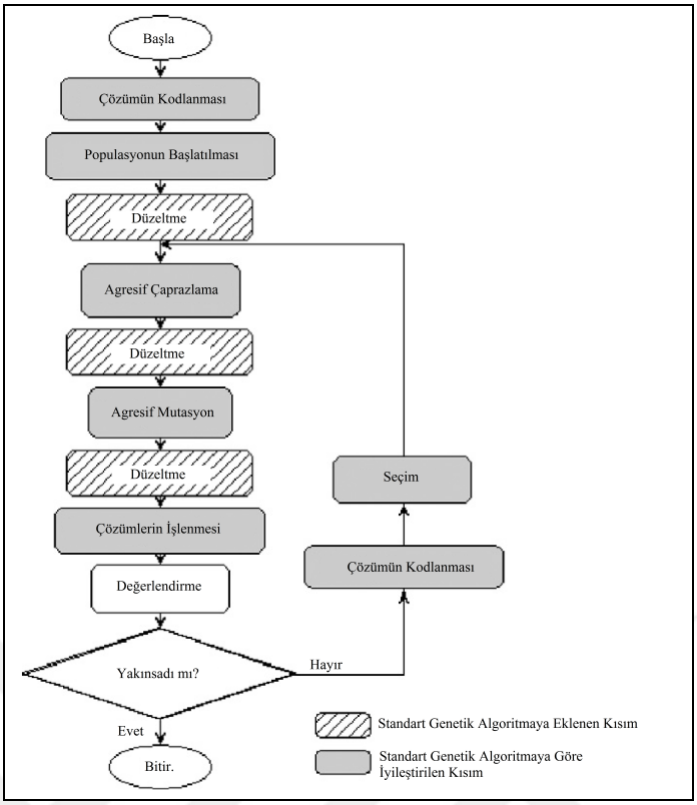
Guo vd. (2001) ısı değiştiricilerinde homojen sıcaklık farkı alanı ilkesinin teorik analizini ve deneysel doğrulamasını yapmışlardır. Sıcaklık farkı alanının homojenliği arttıkça (sabit NTU ve Cr değerlerin için) ısı değiştiricinin efektifliğinin arttığını göstermişleridir. Çalışmalarında 13 farklı ısı değiştiriciyi analitik ve sayısal olarak incelemişler ve sonuçlar homojen sıcaklık farkı alanı ilkesini doğrulayacak şekilde oldumuştur. Yaptıkları deneysel çalışmalarda ısı değiştirici efektifliğinin en iyi akış dağılımında mevcut akış dağılımına göre basınç düşümlerini arttırmadan % 11,2 iyileşme sağladıklarını göstermişlerdir [3].

Kuo vd. (2005) soğutucu akışkanlar ile çalışan çok ve karmaşık devreli ısı değiştiricilerinin performansını alternatif ve basit bir şekilde elde edebilen ve uygulanabilirliğini inceleyen bir algoritma hazırlamışlardır. Önerdikleri algoritma en az 2 tüpten oluşan ısı değiştiricileri için dağıtım ve toplama konfigürasyonlarını verimli bir hesaplama ile yapabilmektedir. Bu hesaplama yöntemini deneysel çalışmalar ile de doğrulayarak algoritmanın güvenilirliğini arttırmışlardır [4].



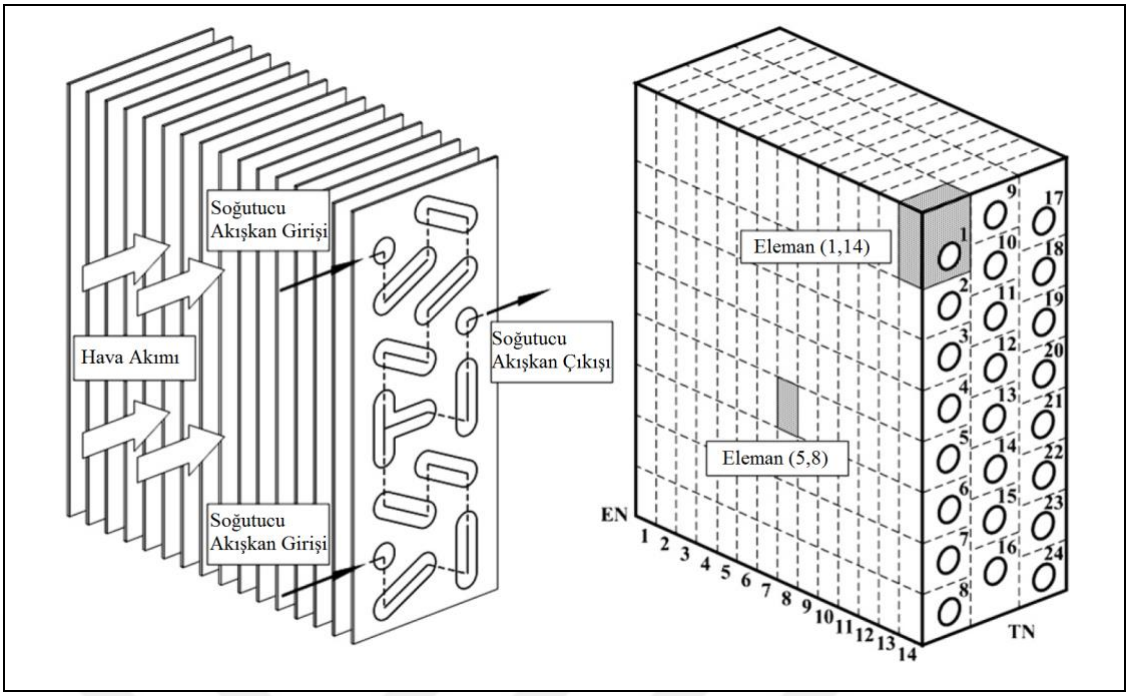
Şekil 2.2 Soğutucu akışkanlı ısı değiştiricisinin şematik gösterimi [4].

Wu vd. (2007) kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde soğutucu akışkan devresinin optimizasyonunu maksimum ısı transferi ya da en kısa boru uzunluğu için bir genetik algoritma uygulaması ile yapmışlardır. Devreleme için yeni bir genetik algoritma önerip, yeni algoritmada devre sonuçları tamsayı dizeleri olarak sunulmuştur. Böylece bilgisayar hafızası ve çözüm süresi açısından tasarruf sağlanmıştır. Devre düzeltme operatörleri fiziksel olarak imkansız çözümler atlayacak şekilde geliştirilmiştir. Yeni genetik algoritma optimizasyonundan sonra ısı transfer kapasitelerinde %2.8-7.4 iyileşme kaydedilmiştir [5].



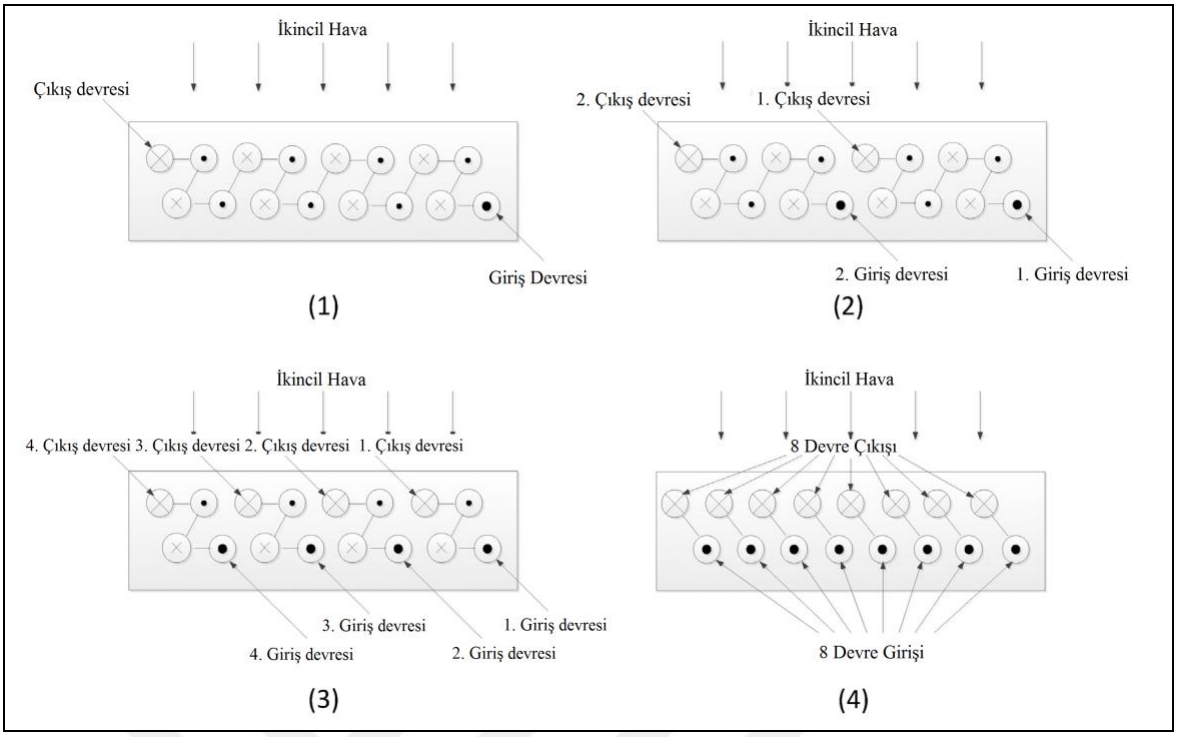
Şekil 2.3 İyileştirilen Genetik Algoritmanın Akış Şeması [5].

Ding vd. (2011) kanatlı borulu ısı değiştiricileri için performans hesabı yapan bir bilgisayar programı sunmuştur. Kanatlı borulu ısı değiştirişinin performansını ön gören bir kod geliştirilmiş ve bu kod performans hesaplarını borudan boruya hesaplayan bir yazlımda kullanılmıştır. Yazılımın karmaşık devreler için de uygulanabilir olduğu deneysel çalışmalar ile doğrulandı doğrulanmıştır [6].



Şekil 2.4 Ayrıklaştırılmış ısı değiştirici modeli [6].

Chen vd. (2014) yaptıkları çalışmada aktif soğutma çubuğu uygulamalarında kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricilerini farklı (1,2,4 ve 8 devre) devre sayılarına göre karşılaştırmışlar ve bu 4 farklı ısı değiştiricisini aynı hacimsel su debisi, aynı basınç düşümü ve aynı pompa enerjisi kullanımına göre incelemişlerdir. Bu ısı değiştiricilerini ısı transfer hızı ve ısı değiştiricisinin etkinliğine göre karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre aktif soğutma çubuğu uygulamalarındaki hacimsel su debisi ve basınç düşümü göz önünde bulundurularak çoğunlukla aktif soğutma çubuğu üretiminin 1 devreli olması karşın 2 devreli ısı değiştiricisine sahip durum daha uygun bulunmuştur [7].



Şekil 2.5 Geleneksel 1 devreli ısı değiştirici (1) ve çok devreli ısı değiştiricileri (2-4) [7].

Chen vd. (2015) 1 yıl sonra bir önceki çalışmalarından elde ettikleri 2 sıralı 2 devreli 16 borudan oluşan bir ısı değiştiricisinde genetik algoritma kullanarak bir devreleme optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Ancak algoritmanın amaç fonksiyonuna sadece ısı transferi ile ilgili ifadelere yer verip basınç düşümü ifadelerini kullanmadıkları için genetik algoritmadan çıkan en iyi çözümler ısı transfer hızında %3 lük bir gelişme kaydederken basınç düşümleri yüksek çıkmıştır. Bunun üzerine araştırmacılar referans aldıkları ısı değiştiricisine göre ısı transfer hızı %1 lik gelişme sağlayan ve basınç düşümü yüksek olmayan yeni bir devre önermişlerdir [8].

Lee vd. (2016) kanatlı borulu yoğuşturucu da optimum devre sayısını belirleyen bir metot önermişlerdir. Kanatlı borulu yoğusturucunun çeşitli devre konfigürasyonları için performans analizlerini önerdikleri yeni metodu kullanarak yapmışlar ve bu metodun belli bir ısı değiştirici için optimum devre sayısının bulunmasında faydalı olduğunu göstermişleridir. Bu metot soğutucu akışkan ve hava tarafı arasındaki dengeli ısıl direnç şartına dayandırılmıştır. Sonuçlar bu metodun optimum devre sayısını bulmak için faydalı bir model olduğunu göstermiştir [9].

Ploskas vd. (2017) ısı değiştiricilerinde türevsel olmayan optmizasyon yöntemi kullanarak devre optmizasyonu çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında soğutucu akışkan devre dizaynını ikili kısıtlı optimizasyon problemi olarak formüle etmişleridir. Farklı devrelerin performansının simulasyonunu yapmak için "CoilDesigner" programını kullanmışlardır. "CoilDesigner" programı amaç fonksiyonunun karar verme değişkenleri ile arasındaki ilişki açık olmadığı için bir kara kutu sistemi olarak düşünülmüştür. Türevsel olmayan optimizasyon algoritmaları bu kara kutu modelleri çözmede, amaç fonksiyonunun açık gösterimine ve kısıtlamalara ihtiyaç duymadığı için oldukça uygun görülmüştür. Türevsel olamayan optimizasyon çözücülerini 17 ısı değiştirici dizayn problemi için uygulamışlar ve sonuçlar optimum ya da optimuma yakın soğutucu akışkan devre dizaynlarını oldukça az sayıdaki devre sayısı için bulmuşlardır [10].

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, devre tasarımı ve optimizasyonunun ısı değiştiricilerinin performansında önemli bir faktör olduğu görülmektedir. Farklı devre tasarımları için analitik, sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların büyük çoğunluğunda iş akışkanı olarak soğutucu akışkanların kullanıldığı tespit edilmiştir. Son yıllardaki çalışmalar incelendiğinde iş akışkanı olarak su kullanan bir çalışmaya rastlanmıştır. Bu tez çalışmasında iş akışkanı olarak tek fazda çalışan suyun kullanılması literatürdeki boşlukları doldurmaya yönelik olmuştur.

BÖLÜM 3

SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal analizler “Ansys Fluent” paket programında yapılmıştır. Viskoz olmayan akışlar için “Ansys Fluent” Euler Denklemlerini kullanmaktaktadır. Aşağıda viskoz olmayan ve sabit bir çerçeveye sahip akışlar için korunum denklemleri verilmiştir. Bu denklemler aynı zamanda hareketli çerçeveye sahip sistemler için de uygulanabilirdirler.

- Kütlenin korunumu denklemi;

Kütlenin korunumu denklemi ya da süreklilik denklemini aşağıdaki gibi ifade edebiliriz;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \nabla.(\rho \vec{v}) = S_m \tag{3.1}$$

Eşitlik 3.1 sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar için kütle korunumunun genel halidir. Kaynak S_m dağılmış olan ikinci fazdan sürekli faza eklenen kütleyi temsil etmektedir.

2 Boyutlu ekesenel simetrik geometriler için süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho v_x\right) + \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho v_r\right) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \tag{3.2}$$

Şeklindedir. Burada x eksenel koordinatı, r radyal koordinatı, v_x eksenel hızı, v_r radyal hızı temsil etmektedir.

- Momentumun korunumu denklemi;

Momentumun korunumu denklemini aşağıdaki gibi ifade edebiliriz;

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \vec{v}\right) + \nabla.\left(\rho \vec{v}\,\vec{v}\right) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{3.3}$$

Burada p statik basıncı, $\rho\vec{g}$ gövdesel yer çekimi kuvvetini, $\vec{F}$ dış gövde kuvvetini temsil etmektedir. $\vec{F}$ aynı zamanda diğer, modelden bağımsız kaynak terimlerini de içerebilir. Örnek olarak poroz medya ve kullanıcı tanımlı fonksiyonlar verilebilir.

2 boyutlu simetrik eksenli, eksenel ve radyal momentumun korunumu denklemleri aşağıdaki gibi ifade edelebilirler;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}(r\rho v_x v_x)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\rho v_r v_x)=-\frac{\partial p}{\partial x}+F_x \tag{3.4}$$

Ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}(r\rho v_x v_r)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\rho v_r v_r)=-\frac{\partial p}{\partial r}+F_x \tag{3.5}$$

Burada;

$$\nabla.\vec{v}=\frac{\partial v_x}{\partial x}+\frac{\partial v_r}{\partial r}+\frac{v_r}{r} \tag{3.6}$$

• Enerjinin korumunu denklemi;

Enerjinin korunumu denklemini aşağıdaki gibi ifade edebiliriz;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)+\nabla.\left(\vec{v}\left(\rho E+p\right)\right)=-\nabla.\left(\sum_j h_j J_j\right)+S_h \tag{3.7}$$

3.1 Türbülans Modelleri

Türbülans modelleri yapılan analiz içerisinde büyük farklılıklara neden olabilir. Bu nedenle farklı özelliklere duyarlı birçok türbülans modeli bulunmaktadır. Mükemmel ya da her probleme uyar denilecek bir türbülans modeli yoktur. Türbülans modelleri Reynolds sayısı, akışkan türü, basınç dağılımı, sınır tabaka kalınlığı gibi parametrelere bağlıdır. Temelde türbülans modellerinin tanımlanması bir eşitlikli ve iki eşitlikli olarak yapılmaktadır.

3.1.1 Bir Eşitlikli Türbülans Modelleri

• Spalart- Allmaras Modeli:

Spalart-Allmaras modeli, kinematik girdap (türbülanslı) viskozite için modellenmiş bir taşıma denklemini çözen basit bir denklem modelidir. En güçlü özelliği çabuk yaklaşım

oluşturmasıdır. Spalart-Allmaras modeli, duvarla sınırlı akışları içeren havacılık, uzay ve otomotiv uygulamaları için özel olarak tasarlanmıştır. Negatif basınç gradyanlarına maruz kalan sınır tabakaları için olumlu sonuç vermektedir. Model ayrıklaştırılmış akış için, serbest kayma tabakaları için, azalan türbülans durumlarında ve karmaşık akışlar için uygun değildir. Bu modelin; sınır tabaka hesaplarında, akış içerisinde ayrıklaşmanın olmadığı yerlerde, havacılık ve otomotiv uygulamalarında, sıkıştırılabilir akış hesaplarında kullanılması önerilmekte ve uygulanmaktadır.

3.1.2 İki Eşitlikli Türbülans Modelleri

Akışın türbülans özelliklerini temsil etmek için iki ekstra taşıma denklemi içermektedir. Türbülanslı enerjinin konveksiyonu ve yayılımını hesaba katmaktadır. Eşitliklerin ilki türbülanslı kinetik enerji eşitliği olup, k sembolü tarafından temsil edilir. İkinci eşitlikte ise iki çeşit tanımlama bulunmaktadır. Bunlar; çalkantılı dağılımı için Epsilon ve spesifik türbülans yayılım oranı için Omega'dır. Burada ikinci değişken türbülans ölçeğini belirlemektedir.

İki eşitlikli türbülans modelleri kabaca K-Epsilon ve K-Omega olmak üzere iki gruptan oluşmaktadır.

3.1.2.1 K-Epsilon Modeli

Günümüzde kullanılan en yaygın türbülans modelidir. İki ekstra taşıma denklemi içermektedir. Bunlar k ve epsilon değişkenleridir. Bunu kullanırken kinetik enerjisini ve türbülans kayıplarını hesaba katmaktadır. İç akış sürtünmelerine yol açan girdapların momentumunu dikkate alarak Reynold streslerinin maddeleştirilmesini Eddy viskozite yaklaşımı ile sağlamaktadır. Duvar fonksiyonuna gereksinim duymaktadır. Duvar fonksiyonu, sınır tabakasının logaritmik tanımlayıcı fonksiyonudur. Türbülans modellerinin sınır tabaka modellemesinde yardımcı olur. Bu, akışkan akışı ile duvar fonksiyonunuzda oluşturulan sınır koşulları tarafından tanımlanan yüzeyler arasındaki ilişkiyi modellemeyi sağlar.

K-Epsilon modelleri sadece tam gelişmiş akışlar için uygundur. Büyük basınç gradyanları, aksi simetrik jet akışlarında, orta ve büyük girdap akışlarında, ters basınç

gradyanlarını iyi analiz edemeyip başlangıç içinde Spalart-Allmaras modeline gereksinim duymaktadır. Tüm bu kriterlere göre başlangıç iterasyonlarında, duvardan uzak akışlarda ve karmaşık geometri içeren akış analizlerinde kullanılmaktadır.

3.1.2.2 K-Omega Modeli

Bu modelde kinetik enerji ve türbülans frekansı çözümlerine odaklanılmaktadır. Duvar çevresinde iyi sonuçlar verip geçişleri iyi tahmin etmektedir. Bununla birlikte ilk tahminlerde çok iyi bir derecede hassasiyetlik gözlenmektedir. Bu nedenlerden dolayı duvar çevresi incelemelerinde bu türbülans modeli kullanılmaktadır. Sınır tabakalarda mükemmelliyetlik, ters basınç değişimlerine uygunluk, ayrıştırılmış ters güçlü akışlarda iyi yakınsama, jet akışkanlarda çalışılabilmesi ve serbest kayan tabakalarda kullanılabiliyor olması bu modelin kullanılmasını güçlendiren özelliklerdir. Bunun yanısıra uzun zaman gereksinimi, daha fazla hafıza ihtiyacı ve geniş çaplı ayrımları erkenden tahmin etmesi negatif yanlarıdır. Bu özelliklere bakıldığında iç akışlarda, boru akışlarında, jet akışlarında, girdap modellemelerinde bu modelin seçilmesinin avantajlı olduğu görülmekte ve uygulanmaktadır.

K-Omega SST modeli K- Omega modelinin bir alt grubu olarak görülmektedir.

•K-ω SST Modeli:

Model k-omega modeli olarak duvar çevresinde k-epsilon olarak da serbest akım alanında işlem yapmaktadır. Fakat bu işlemleri gerçekleştirirken k-epsilon modelinin ihtiyaç duymuş olduğu duvar fonksiyonuna ihtiyaç duymamaktadır. Popüler hale gelmesi iki denklemli bir girdap viskozite modeli özelliğidir. Türbülans kayma gerilimini açıklamakla birlikte ayrıklaşma ve geçiş bölgelerinde yüksek kesinlikte tahminler sunmakta, çok iyi serbest akış ve sınır tabaka sonuçları elde edilmektedir. Sınır tabakasının iç kısımlarında kullanılması doğrudan viskoz alt katmandan duvara doğru tam olarak kullanılabilir hale getirmektedir. Bu da düşük Reynolds sayılarında kullanılabileceğini göstermektedir. Ekstra sönümleme özelliği bulunamamaktadır. Serbest akışta da bir K-Epsilon davranışına geçerek giriş serbest akış türbülans özelliklerine çok duyarlı olup k-Omaga'nın problemini çözmektedir. Model durgunluk bölgeleri ve güçlü ivmelenme bölgeleri gibi büyük normal gerinme bölgelerinde büyük

türbülanslar üretmektedirler. Fakat bu eğilim normal bir k-epsilon modelinden daha az belirgindir. Kısaca serbest kayma ve girdaplarda k-omega modeli kadar iyi olmayıp tüm akışlar için uygun değildir. Duvar yakınlarında iyi çözüm elde edilebilmesi için bu bölgelerde kaliteli ağ yapısı çözümü gerekmektedir. Yukarıda anlatılan özelliklere göre dış aerodinamikte, ayrıştırılmış akışlarda, sınır tabakalarda ve ters basınç gradyanlarında kullanılması önerilmektedir.

3.2 Sayısal Model Ve Literatür İle Doğrulanması

Modellin çiziminde "Solidworks" ve "Ansys Design Modeler" paket programları kullanılmıştır, analizlerde "Ansys Fluent" yazılımı kullanılmıştır. "Solidworks" programında çizilen katı model "parasolid" uzantılı olarak kaydedilip "Ansys Desing Modeler" da katı model düzenlenip sınır şartları adlandırılmıştır. Katı model kanatsız olarak çizilmiş olup burada ki amaç kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ağ yapısı oluşturmanın oldukça zor olmasından dolayıdır. Katı modeli kanatsız olarak modellemek için analitik bir yaklaşım uygulandı. Bu yaklaşımda havanın taşınım katsayısı "EES" programında eşitlik 3.8 ve 3.13 arasındaki eşitlikler yardımıyla değişen hava sıcaklıklarına göre iterasyon yapılarak hesaplanıp bu değer de h_{yeni} olarak tanımlanmıştır.

Bu tez çalışmasında referans olarak Chen ve arkadaşlarının ''Further study on the heat exchanger circuitry arrangement for an active chilled beam terminal unit'' isimli bilimsel makalesindeki deney sonuçları kullanılmıştır. Chen ve arkadaşları çalışmalarında teorik ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Bu deneysel sonuçlar da bu çalışmasında sayısal olarak doğrulanmıştır.

Makale de 2x8 lik iki devreli kanatlı borulu ısı değiştiricisi analizi yapılmıştır.

$$\mathrm{Re} = \frac{VxD}{\upsilon} \tag{3.8}$$

$$f = \left(0,79\ln\mathrm{Re} - 1,64\right)^{-2} \tag{3.9}$$

$$Nu = \frac{h_i \times D}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (\mathrm{Re} - 1000) \times \mathrm{Pr}}{1 + 12{,}7 \times \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \times \left(\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \tag{3.10}$$

$$Nu = \frac{h_d \times D}{k} = 0{,}638 \times \mathrm{Re}^{0,466} \times \mathrm{Pr}^{1/3} \tag{3.11}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_d} \tag{3.12}$$

$$U \times A_{kanatsız} = h_{yeni} \times A_{kanatlı} \tag{3.13}$$

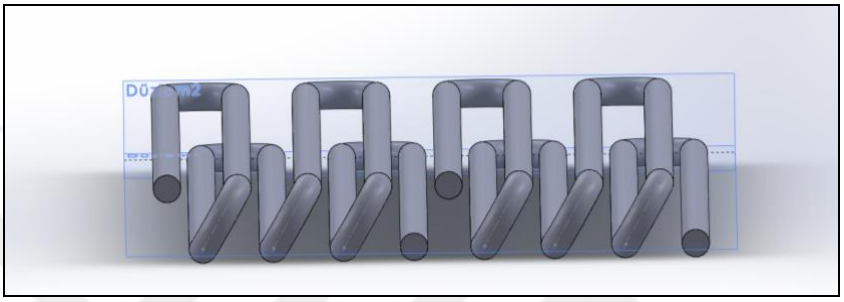
Bağıntılarından yararlanarak h_{yeni} elde edip, bulunan ısı transfer katsayısı boruların yanal yüzeylerine taşınım sınır şartı olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 3.1 Chen ve ark. Çalışmasındaki Isı Değiştiricinin Tasarım Parametreleri [8].

Boru Uzunluğu [mm]	1650	Isı Değiştiricisi Yüksekliği [mm]	55
Boru Çapı [mm]	12.05	Boru Dış Çap [mm]	12.75
İki Boru Arası Yatay Mesafe [mm]	31.05	Boru Et Kalınlığı [mm]	0.35
İki Boru Arası Düşey Mesafe [mm]	27.50	Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	24
Kanat Kalınlığı [mm]	0.15	Su Giriş Sıcaklığı [°C]	14
Kanatlar Arası Mesafe [mm]	4.08	Su Kütlesel Debi [L/h]	216

Çizelge 3.1 Chen ve ark. Çalışmasındaki Isı Değiştiricinin Tasarım Parametreleri [8]. (Devamı)

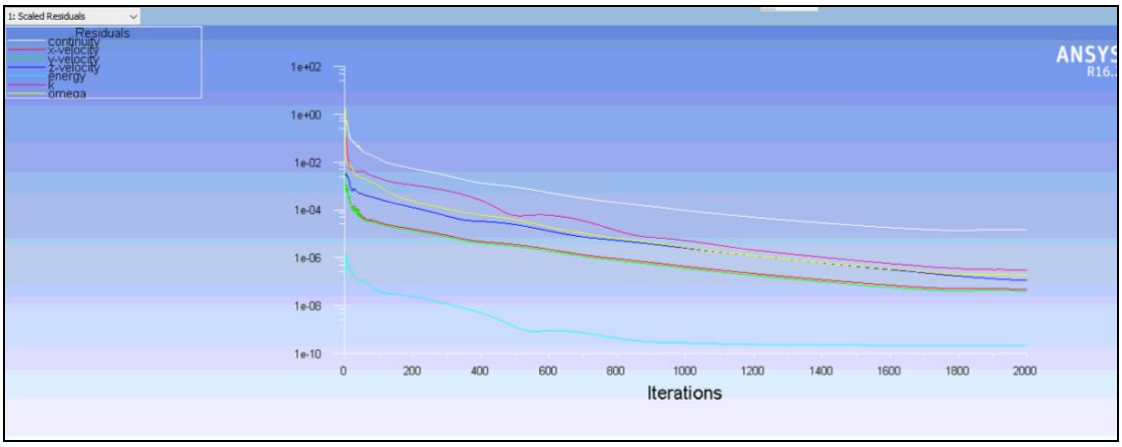
Isı Değiştiricisi Uzunluğu [mm]	1065	Hava Giriş Hızı [m/s]	1,35
Isı Değiştiricisi Genişliği [mm]	269.8		



Şekil 3.1 Chen ve Ark. Çalışmasındaki Isı Değiştiricinin Katı Modeli [8].

Çizelge 3.2 Fluent'te kullanılan sınır şartları (2x8)

Sınır Şartları	
Hava Giriş Sıcaklığı	24 °C
Su Giriş Sıcaklığı	14 °C
Hava Giriş Hızı	0,34 m/s
Su Giriş Hızı	0,526 m/s (216 L/h)
Türbülans Modeli	k-Omega SST



Şekil 3.2 Yakınsamış Fluent Analizi Kalıntıları

Total Heat Transfer Rate	(w)
inlet_water_1	-2895.5622
inlet_water_2	-2895.563
outlet_water_1	2577.4974
outlet_water_2	2577.4968
Net	-636.13102

Area-Weighted Average Wall Func. Heat Tran. Coef.	(w/m2-k)
water_wall_1	13056.313
water_wall_2	12876.77
Net	12965.257

Area-Weighted Average Wall Yplus	
water_wall_1	1.833572
water_wall_2	1.7337052
Net	1.7829244

Şekil 3.3 2x8 Boyutlarındaki 2 Devreli Isı Değiştiricisi Analiz Sonuçları

Burada toplam ısı transferi 636,1 W olarak bulunmuştur.

Çizelge 3.3 Chen ve ark. çalışmasında verilen deney sonuçları [8].

Chilled water volume flow rate (L/h)	Heat transfer coefficient correction factor		Heat transfer capacity (W)	
	Air side	Water side	Model predicted	Experimental
216	1.15	1.1	624	623
360	1.30	1.2	758	761
504	1.45	1.2	850	852

Yukarıdaki 216 (L/h) için bulunmuş olan 623 W değerine %2 hata farkıyla bulunmuştur.

Bu analiz sonucuna göre aynı sayısal model 4x10 boyutlarındaki, 40 borulu kare dizilim borulara uygulanmıştır.

3.3 4x10 Boyutlarındaki Isı Değiştiricileri İçin Sayısal Analizler

Bu tez çalışmasında 10x4 boyutundaki ısı değiştiricilerin 5 devreli farklı modelleri için akış analizi yapılmış olup, toplam ısı transferi, suyun giriş - çıkış sıcaklık farkları ve basınç düşüşü farklı devre tasarım durumları ile kıyaslanarak incelenmiştir.

Modellin çiziminde "Solidworks" ve "Ansys Design Modeler" paket programları kullanılmıştır, analizlerde "Ansys Fluent" yazılımı kullanılmıştır. "Solidworks" programında çizilen katı model "parasolid" uzantılı olarak kaydedilip "Ansys Desing Modeler" da katı model düzenlenip sınır şartları adlandırılmıştır. Katı model kanatsız olarak çizilmiş olup burada ki amaç kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ağ yapısı oluşturmanın oldukça zor olmasından dolayıdır. Katı modeli kanatsız olarak modellemek için analitik bir yaklaşım uygulandı. Bu yaklaşımda havanın taşınım katsayısı "EES" programında eşitlik 3.8 ve 3.13 arasındaki eşitlikler yardımıyla değişen hava sıcaklıklarına göre iterasyon yapılarak hesaplanıp bu değer de h_{yeni} olarak tanımlanmıştır.

Tasarım boyutları boyutları belli bir ısı değiştiriciden alınmıştır. Su için hız sınır şartı 0,35 m/s ile 3,5 m/s aralığında seçilmiştir. Buradaki minimum değer akışın türbülanslı olması için, maksimum değer de korozif etkilerden korunmak için belirlenmiştir. Çizelge 3.4 de analizi yapılan ısı değiştiricinin tasarım parametreleri verilmiştir.

Çizelge 3.4 Analiz parametreleri değerleri

Havanın Giriş Sıcaklığı [°C]	**Havanın Giriş Hızı [m/s]**
27	1.35
Suyun Giriş Sıcaklığı [°C]	**Suyun Giriş Hızı [m/s]**
7	2.4

Çizelge 3.5 Tasarım parametreleri değerleri

Boru Uzunluğu[mm]	300	**Kanatlar Arası Mesafe [mm]**	3.2
Boru Çapı[mm]	8	**Kanat Kalınlığı[mm]**	0.12
Boru Adeti	40	**Kanat Adeti**	94

Çizelge 3.5 Tasarım parametreleri değerleri (Devamı)

Borular Arası Yatay Mesafe [mm]	22	**Isı Değiştiricisi Yüksekliği [mm]**	270.5
Borular Arası Dikey Mesafe [mm]	24.5	**Isı Değiştiricisi Genişliği [mm]**	126

Çizelge 3.6 7°C deki suyun termofiziksel özellikleri

Yoğunluk [kg/m^3]	**Dinamik Viskozite[N.s/m^2]**	**Prandtl Sayısı**
999,7	1,307.10^{-3}	9,45

İçerideki $h_{iç}$ hesaplanması zorlanmış iç akış dikkate alınarak analitik formüller yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\mathrm{Re} = \frac{V \times D}{\upsilon} = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} = 8260,71 \tag{3.14}$$

3000 < Re < 5x10^6 arasında olduğundan dolayı pürüzsüz borularda sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

$$f = \left(0,79 \ln \mathrm{Re} - 1,64\right)^{-2} = 0,0332 \tag{3.15}$$

0.5< Pr < 2000 ve 3x10^3< Re< 5x10^6 koşulu sağlandığından aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılmıştır [11].

$$Nu = \frac{\left(f/8\right) \times \left(\mathrm{Re} - 1000\right) \times \mathrm{Pr}}{1 + 12,7 \times \left(f/8\right)^{0,5} \times \left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} = 74,17 \tag{3.16}$$

$$Nu = \frac{h_i \times D}{k}, \; h_i = 5377[W/m^2K] \tag{3.17}$$

Alan hesaplamaları ise aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$Bir\ Kanat\ Yüzey\ Alanı\ (A) = 270,5 \times 126 - 40 \times \pi \times 4^2 = 32072,38\, mm^2$$

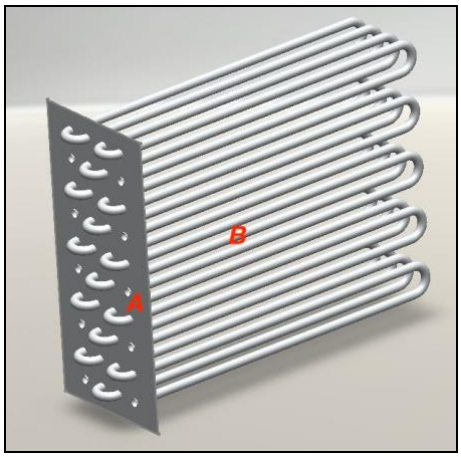
$$Tüm\ Kanat\ Yüzey\ Alanı = 32072,38 \times 188 = 6029607,44\, mm^2$$

$$İki\ Kanat\ Arası\ Boru\ Yüzeyi\ Alanı = \pi \times D \times L = \pi \times 8 \times 3,2 = 80,42\, mm^2$$

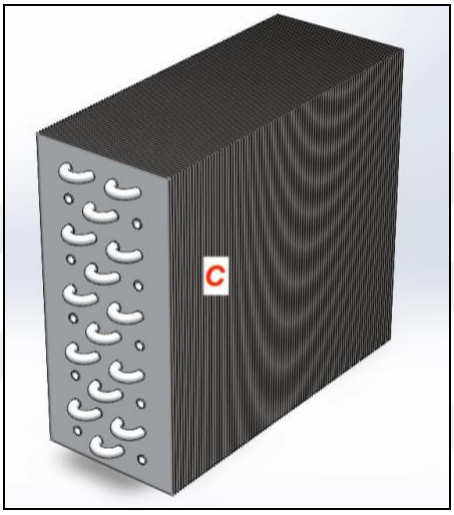
$$Boruların\ Toplam\ Yanal\ Alanı = 93 \times 80,42 \times 40 = 299180,15\, mm^2$$

$$A_{kanatsız}\ (B) = 40 \times \pi \times D \times L = 40 \times \pi \times 8 \times 300 = 301592,89\, mm^2$$

$$A_{kanatlı}\ (C) = Tüm\ Kanat\ Yüzey\ Alanı + Boruların\ Toplam\ Yanal\ Alanı = 6328787,59\, mm^2$$



Şekil 3.4 Bir kanadın ve boruların toplam yanal alanı



Şekil 3.5 Toplam kanatlı yüzey alanı

$h_{dış}$ ve h_{yeni} olarak nitelendirilmiş olan ısı transfer katsayıları ise NTU- Yöntemi kullanılarak "Engineering Equation Solver" (EES) programı aracılığıyla hesaplatılmıştır. Modelde 4 yatay sıra bulunduğundan ve hava borular üzerinden akarken sıcaklığı sabit kalmayacağı için alanlar dörde bölünerek, her bir yatay borudan çıkan hava diğer bir yatay borunun üzerine giriş sıcaklığı alınarak iterasyonlar ile hesaplatılmıştır.

Çizelge 3.7 EES Programından Alınan Çıktılar

Yatay Sıra	**Hava Giriş Sıcaklığı [°C]**	**Hava Çıkış Sıcaklığı [°C]**	**Su Giriş Sıcaklığı [°C]**	**hdış [W/m²K]**	**hyeni [W/m²K]**
1	27	21,6	7	54,53	1135
2	21,6	17,66	7	54,13	1127

Çizelge 3.7 EES Programından Alınan Çıktılar (Devamı)

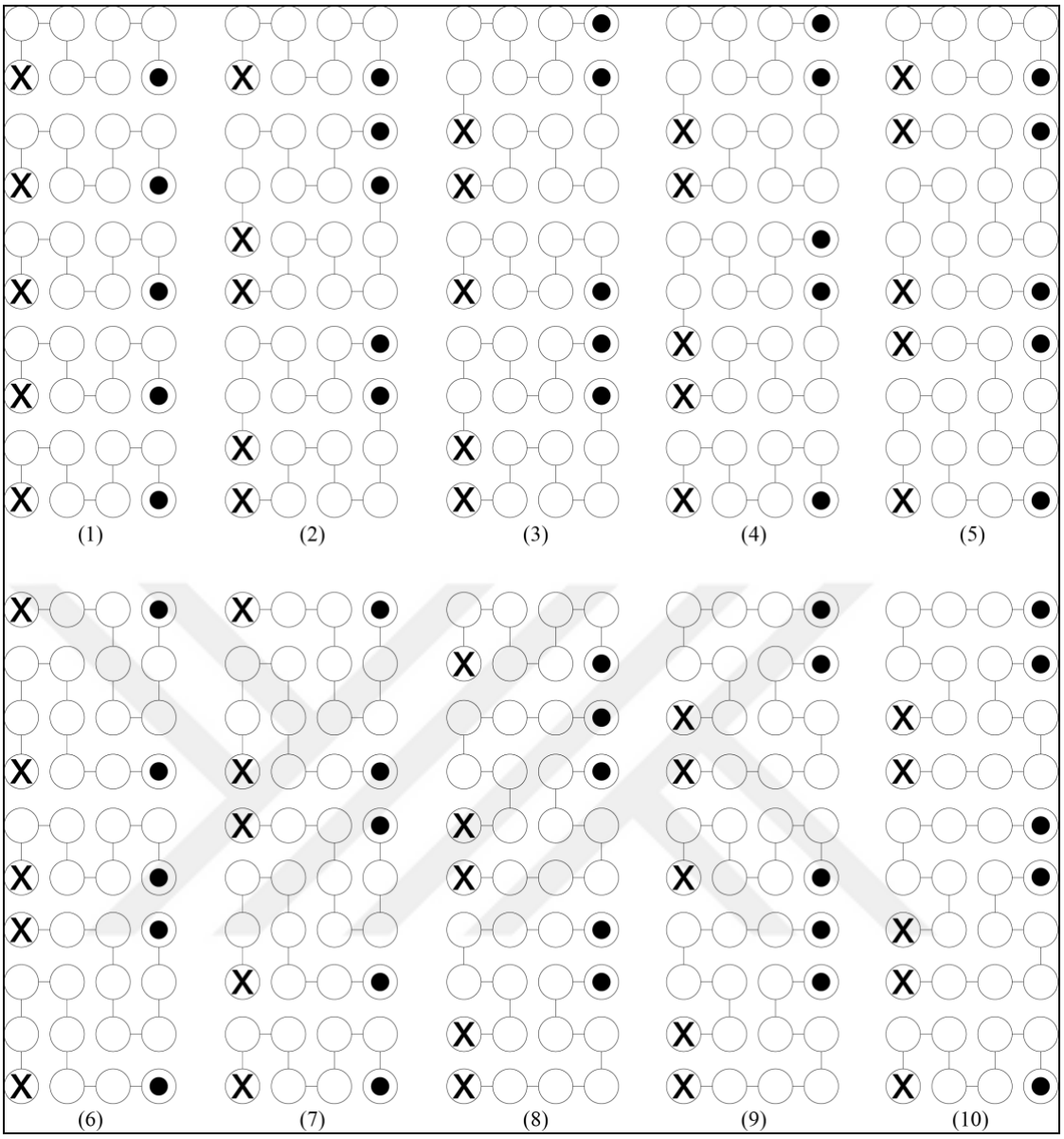
3	17,66	14,78	7	53,83	1121
4	14,78	12,68	7	53,62	1116

Yukarıda bulunmuş olan boru yüzeylerine tanımlanmış olacak ısı transfer katsayıları değerlerinden birincisi sabit tutulup diğerleri için bir üstekiyle ortalaması alınarak kullanılacak olan ısı transfer katsayıları belirlenmiştir.

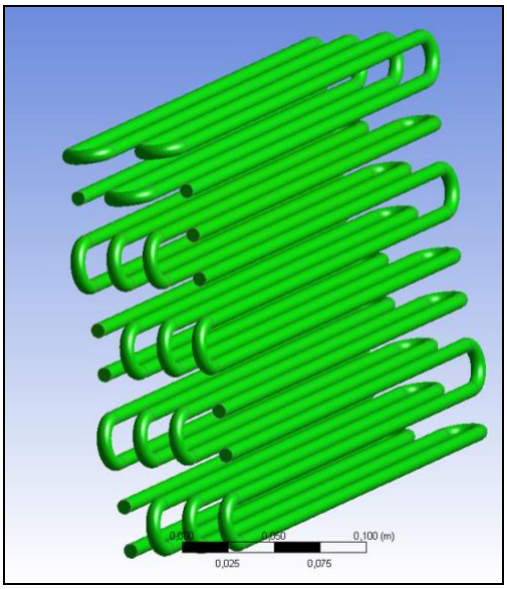
Çizelge 3.8 Boru Yüzeylerine Tanımlanacak Olan Isı Transfer Katsayıları

Yatay Sıra	**h_{yeni} [W/m^{2}K]**
1	1135
2	1131
3	1124
4	1118,5

Isı değiştiricisinin modellenmesinde “Solidworks” paket programı kullanılmıştır. Geometrik parametreler ve ağ yapısıyla ilgili parametreler aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Yapılan sayısal çalışmalar için 10 farklı devre tasarımı Şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.6 10 Farklı Isı Değiştiricinin Devre Tasarımlarının Kesit Görünüşleri



Şekil 3.7 4x10 Boyutlarındaki Isı Değiştiricinin Katı Modeli

“Ansys Design Modeler”'de modellenen geometriye, “Ansys Mesh”'te ağ yapısı atılmış, Fluent’te çözdürülmesi sağlanmıştır.

Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Relevance	95
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (12,0150 °)
Min Size	Default (4,1571e-002 mm)
Max Face Size	Default (4,15710 mm)
Max Size	Default (8,31420 mm)
Growth Rate	Default (1,10740)
Minimum Edge Length	25,1330 mm

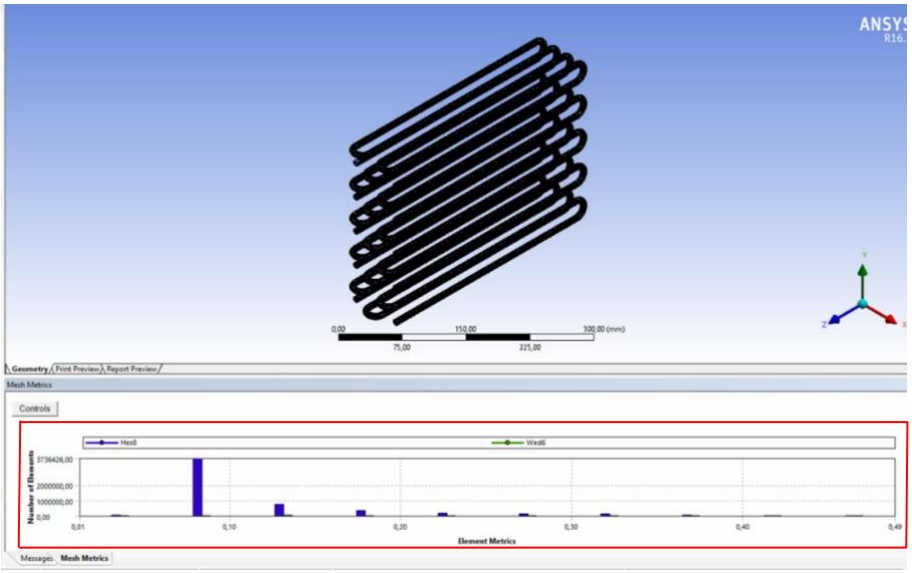
Şekil 3.8 Ağ Yapısına gerekli değerlerin verilmesi

Details of "Sweep Method" - Method	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	5 Bodies
Definition	
Suppressed	No
Method	Sweep
Element Midside Nodes	Use Global Setting
Src/Trg Selection	Manual Source
Source	5 Faces
Target	Program Controlled
Free Face Mesh Type	Quad/Tri
Type	Number of Divisions
Sweep Num Divs	Default
Sweep Bias Type	No Bias
Element Option	Solid
Constrain Boundary	No

Şekil 3.9 Ağ Yapısında Süpürme Metodunun Uygulanması

Details of "Inflation" - Inflation	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	5 Faces
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	5 Edges
Inflation Option	Total Thickness
Number of Layers	7
Growth Rate	1,2
Maximum Thickness	1,2 mm
Inflation Algorithm	Pre

Şekil 3.10 Kritik Bölgelere Inflation verilmesi

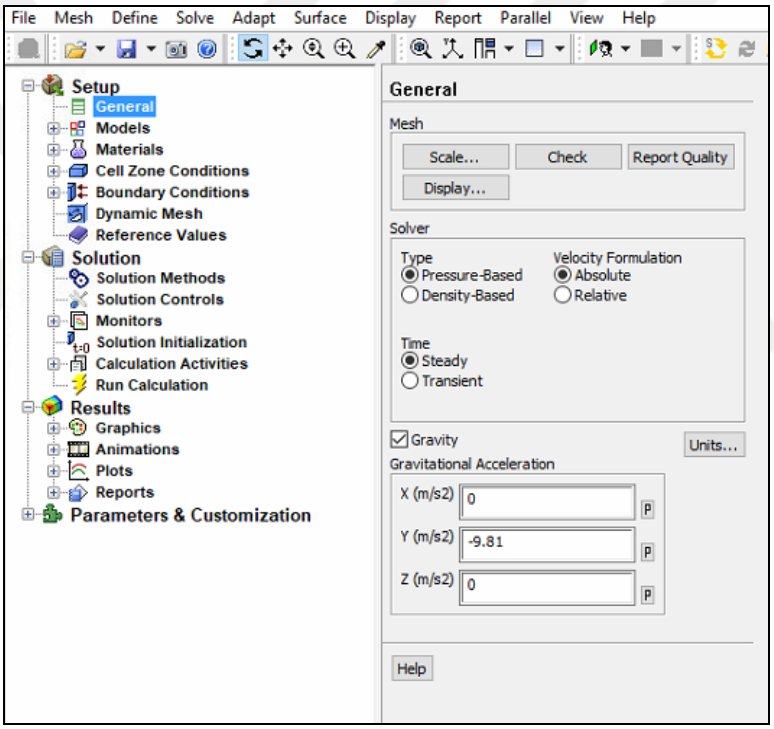


Şekil 3.11 Girilen Değerler Sonrası Genel Ağ Yapısı Görünümü ve Kalitesi

Bu ay yapısının kalitesini kontrol etmek için “skewness” değerine bakılmıştır. Bu değerin için referans sıfırdır. Ve maksimum olabilecek değer de 0,7’dir. Ağ yapsının ortalaması sıfıra ne kadar yakınsa ağ yapısı mükemmele o kadar yakın demektir. Bu modelde de “skewness” değerinin ortalaması 0,08 olarak bulunmuş ve yine maksimum değer de 0,49 olarak çıkmıştır. Buna göre ağ yapısı analize vermek için uygun özellikleri taşımaktadır.

Yukarıda belirtilen şekillere göre ağ yapısı'e gerekli özellikler verilmiş, “Fluent” de çözümlemesi yapılmıştır. Aşağıdaki şekiller de Fluent'e verilen özellikler gösterilmiştir.

Fluent çözümlemesinin aşamaları aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Analizler sürekli sistem olarak yapılır ve yer çekimi olarak y yönünde -9,81 m/s^2 girilmiştir.



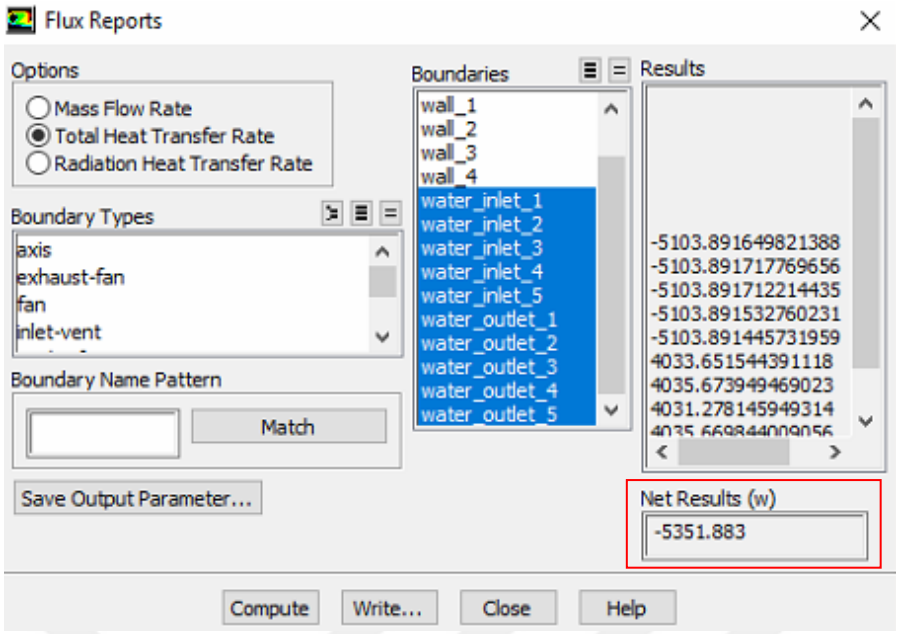
Şekil 3.12 Fluent Menülerinin Görünümü

Enerji denklemi açık olarak çözümleme yapılmıştır ve akış modeli olarak bu çalışmadaki geometriye en uygun akış modeli olan k-Omega SST modeli seçilmiştir. Malzeme olarak dış akış için hava, iç akış için su tanımlanmıştır. Tanımlana sınır koşulları çizelge 4.5 de verilmiştir.

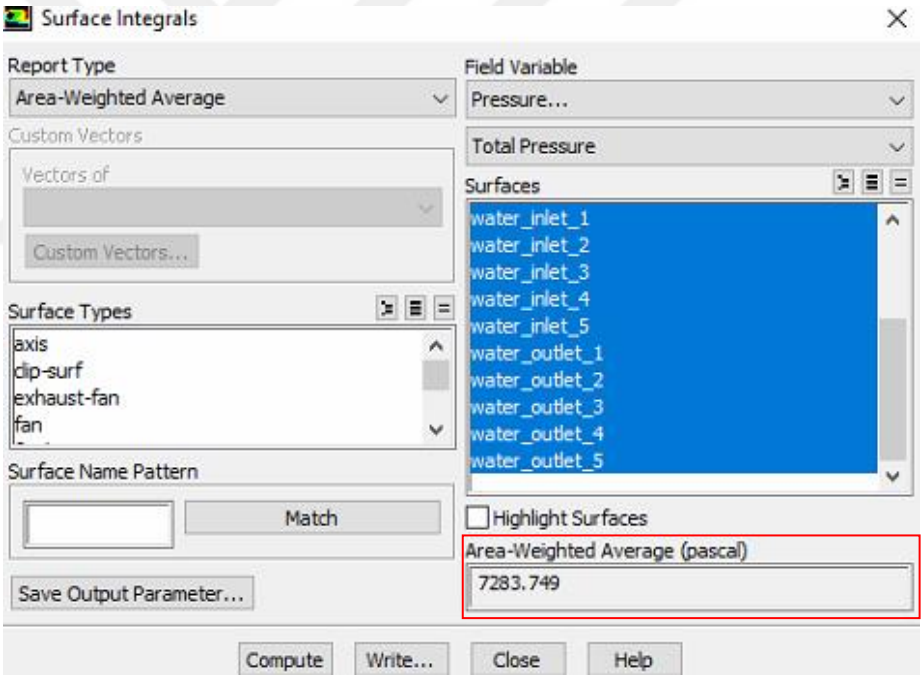
Çizelge 3.9 Fluent Analizlerinde Kullanılan Sınır Koşulları (4x10)

Su Giriş Hızı [m/s] (Tanımlı hız sınır şartı)	2,4
Hava Giriş Hızı [m/s] (Tanımlı hız sınır şartı)	1,35
Su Giriş Sıcaklığı [°C]	7
Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	27
Duvarlarda Taşınım Sınır Şartı [W/m^2K] (h_{yeni})	h_{yeni1}=1135 h_{yeni2}=1131 h_{yeni3}=1124 h_{yeni4}=118,5

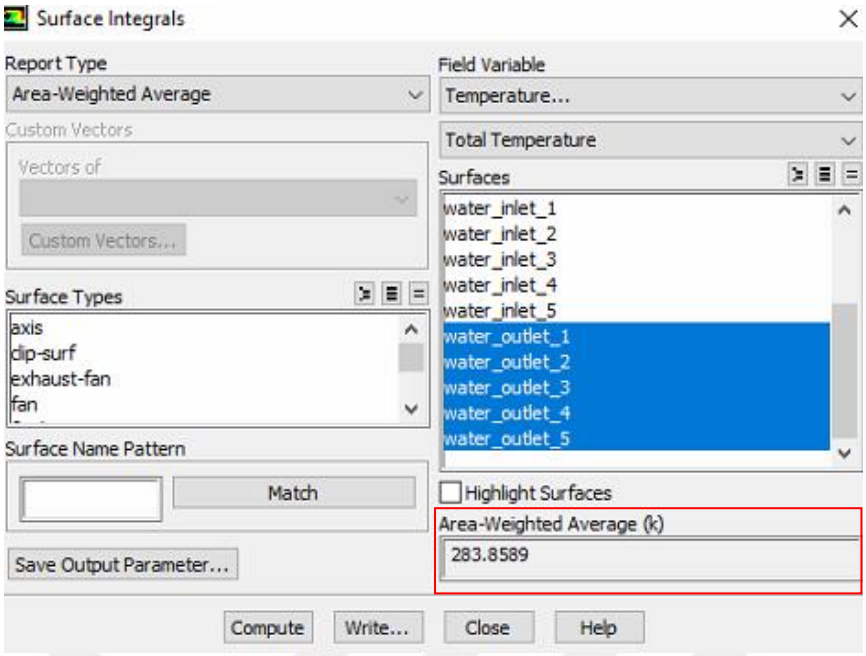
Ağ yapısı bölümünde adlandırılan problemin sınır koşullarını belirten kısımlara gerekli özellikler verilmiştir. Girişe tanımlı hız sınır şartı, çıkışa çıkış basıncı basınç sınır şartı tanımlanıp, yüzeylere analitik olarak hesaplanan h_{yeni} ısı transfer katsayıları girilerek, toplam ısı transferi oranı, suyun çıkış sıcaklığı değeri ve boru boyunca toplam basınç belirlenmiştir. Analiz başlatma hibrit olarak seçilmiştir, tekrarlama sayısı olarak grafiğin yakınsama değerine bakılarak rejime oturduğu nokta temel alınmıştır. Her bir sınır koşulu için farklı tekrarlamalarda yakınsama olup, değişik hızlardaki ısı transfer oranı, basınç düşümü ve sıcaklık değişimi gösterilmiştir. Isı transfer oranı hesabı "Fluent-Results Fluxes" bölümünde toplam ısı transferine bağlı olarak hesaplanmış olup, ekran görüntüleri aşağıda belirlenmiştir. Sıcaklık değişimi ve basınç düşümü "Fluent-Results Surface Integrals" kısmında "area-weighted average" kısmından hesaplanmıştır.



Şekil 3.13 Toplam Isı Transferinin Fluent'te Hesaplanması

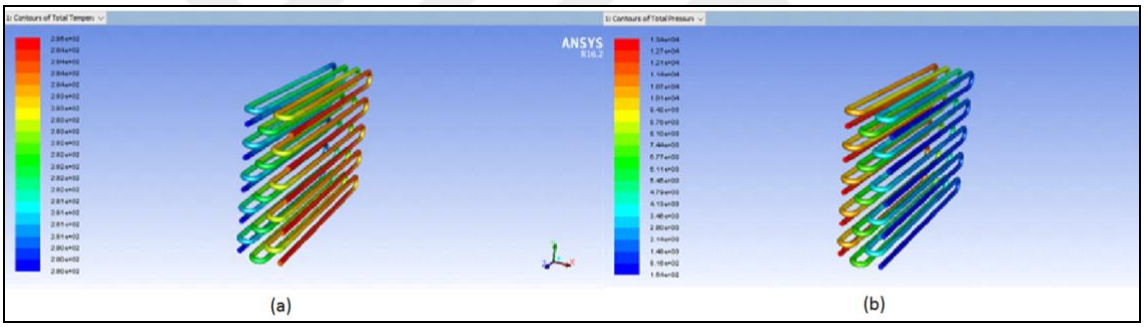


Şekil 3.14 Toplam Basınç Düşümünün Fluent'te Hesaplanması



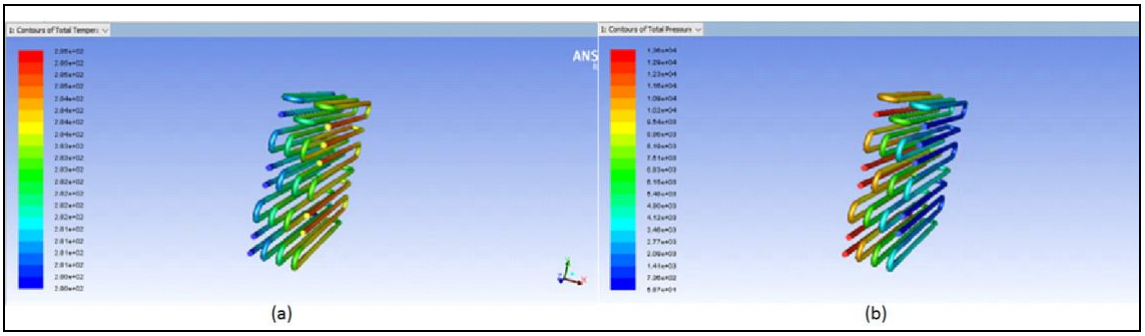
Şekil 3.15 Suyun çıkış sıcaklıklarının Fluent'te hesaplanması

Şekil 3.14 de birinci modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



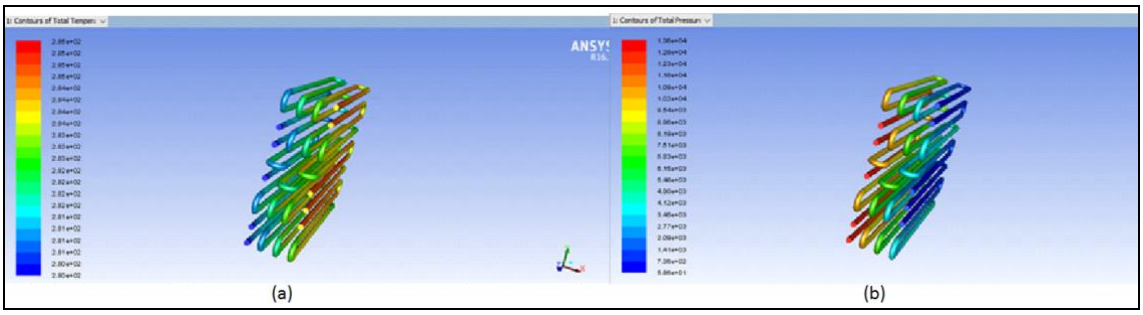
Şekil 3.16 Birinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.15 de birinci modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



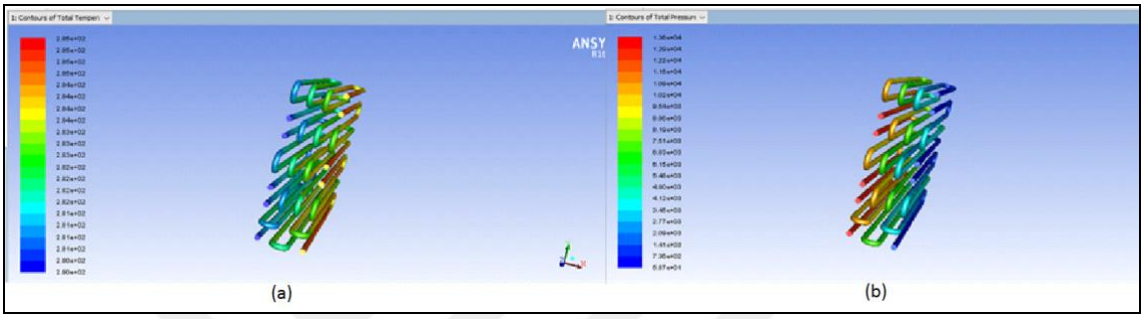
Şekil 3.17 İkinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.16 da üçüncü modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



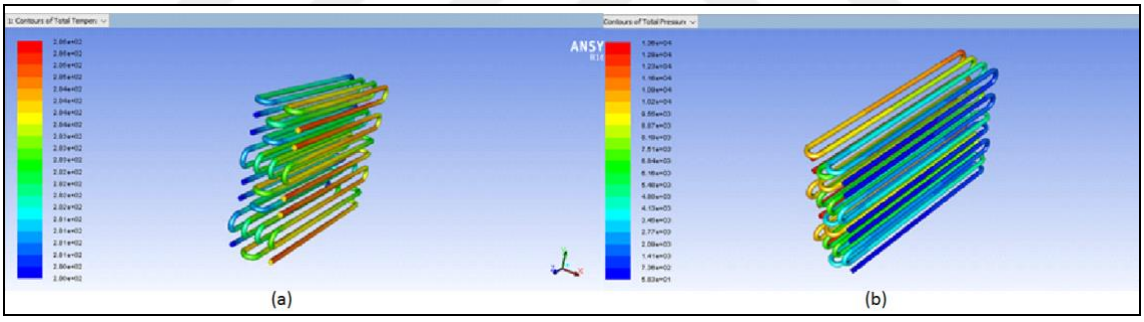
Şekil 3.18 Üçüncü model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.17 da dördüncü modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



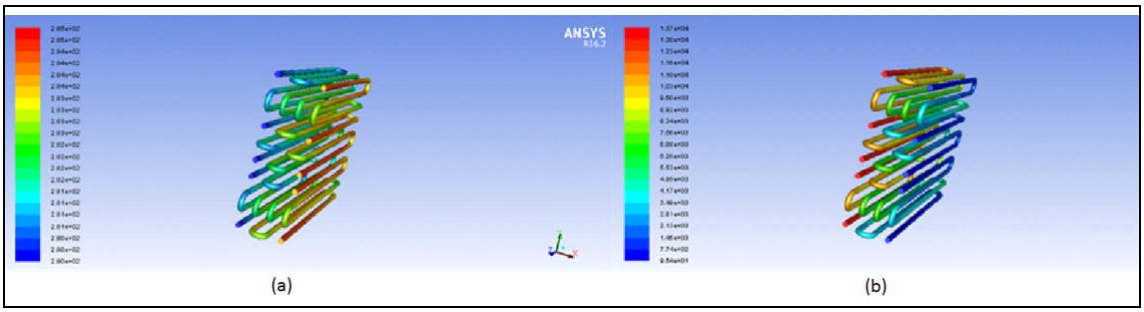
Şekil 3.19 Dördüncü model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.18 de beşinci modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



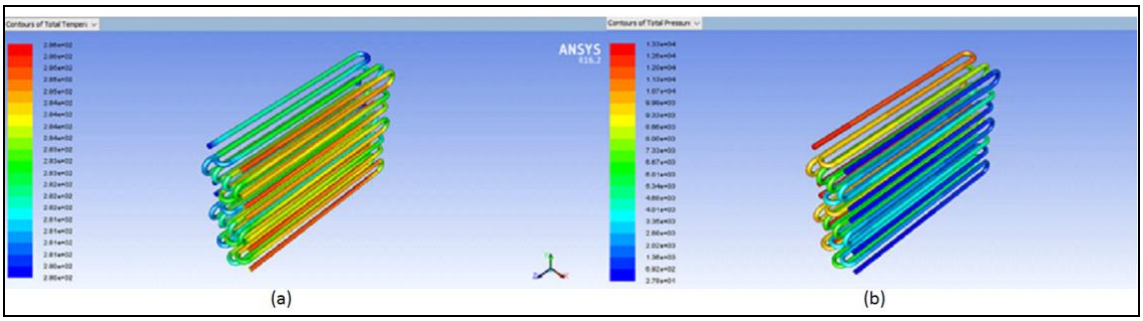
Şekil 3.20 Beşinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.19 da altıncı modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



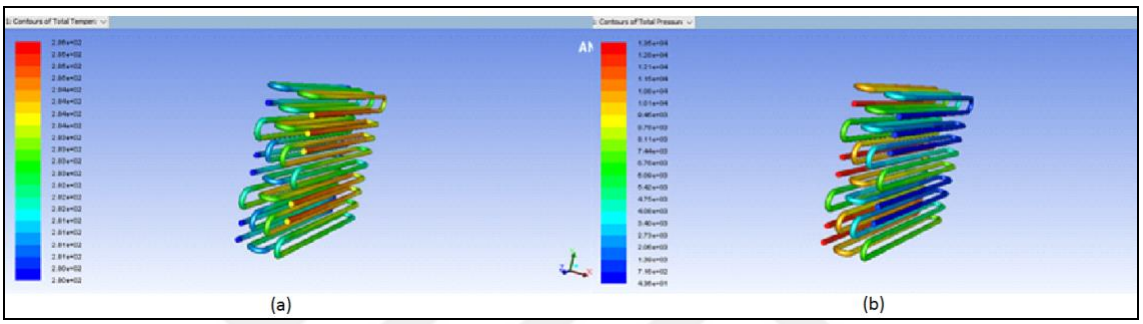
Şekil 3.21 Altıncı model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.20 de yedinci modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



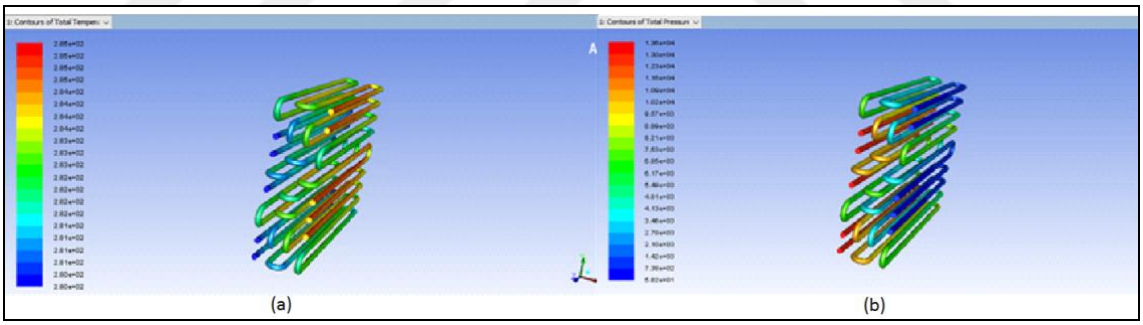
Şekil 3.22 Yedinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.21 de sekizinci modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



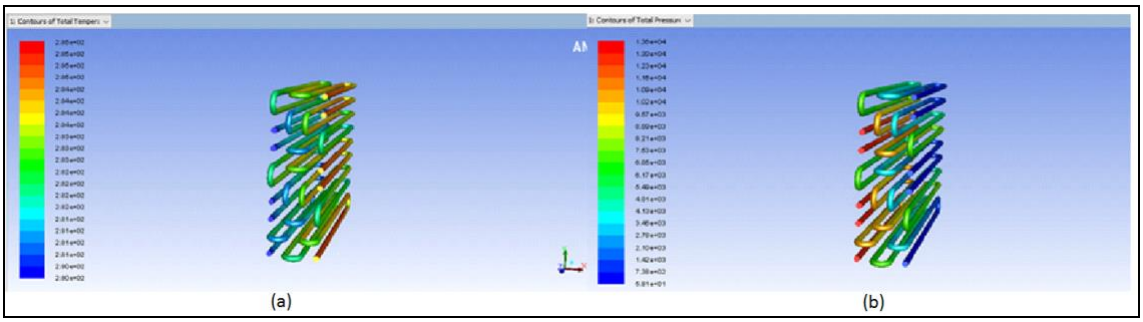
Şekil 3.23 Sekizinci model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.22 de dokuzuncu modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



Şekil 3.24 Dokuzuncu model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

Şekil 3.23 de onuncu modelin sıcaklık ve basınç dağılımları gösterilmektedir.



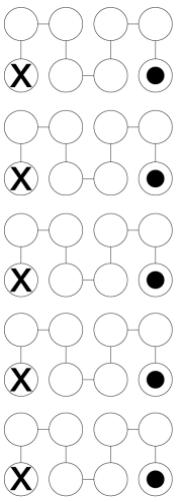
Şekil 3.25 Onuncu model için (a) sıcaklık dağılımı, (b) basınç dağılımı

BÖLÜM 4

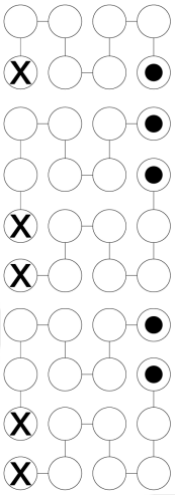
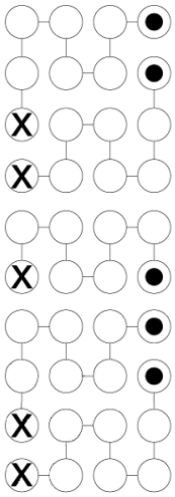
SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan analizlerde 4x10 boyutunda 5 devreli farklı boru dizilimine sahip ısı değiştiricilerdeki toplam ısı transferine, suyun giriş ve çıkış sıcaklık farkına ve toplam basınç düşüşüne bakılmıştır. Yapılan modellerler yukarıdaki üç ana unsura ait optimum verimi vermesi için analizler kendi aralarında kıyaslanmıştır. Yapılan kıyaslama ve boru dizilimleri için analiz sonuçları çizelge 4.1 de verilmiştir.

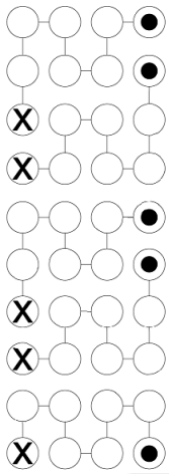
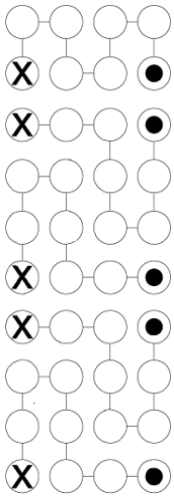
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri

Boru Dizilimi (1)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5356,3	1.çıkış	3,84	12413,2
		2.çıkış	3,84	12412,5
		3.çıkış	3,84	12413,5
		4.çıkış	3,84	12414,7
		5.çıkış	3,84	12412,4

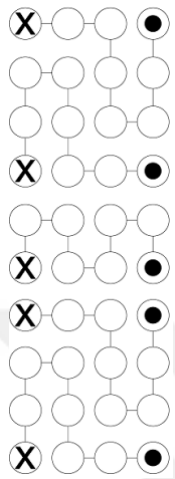
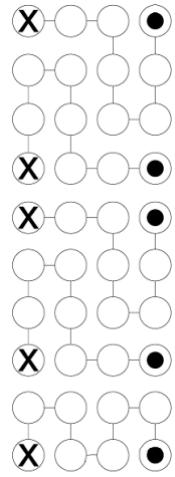
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri(devamı)

Boru Dizilimi (2)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,2	1.çıkış	3,85	12611,2
		2.çıkış	3,86	12608,1
		3.çıkış	3,85	12608,6
		4.çıkış	3,86	12610,5
		5.çıkış	3,85	12608,2
Boru Dizilimi (3)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,2	1.çıkış	3,85	12610,8
		2.çıkış	3,86	12608,4
		3.çıkış	3,85	12603,2
		4.çıkış	3,85	12609,4
		5.çıkış	3,86	12606,6

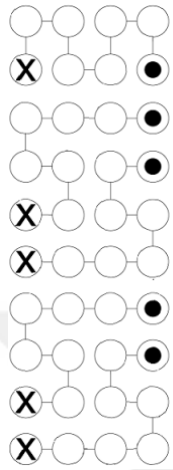
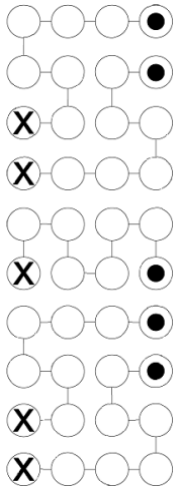
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri (devamı)

Boru Dizilimi (4)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,2	1.çıkış	3,85	12608,4
		2.çıkış	3,85	12609,9
		3.çıkış	3,86	12609,8
		4.çıkış	3,85	12608,7
		5.çıkış	3,86	12606,6
Boru Dizilimi (5)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,2	1.çıkış	3,86	12619,1
		2.çıkış	3,85	12621,9
		3.çıkış	3,86	12617,7
		4.çıkış	3,85	12617,2
		5.çıkış	3,85	12608,3

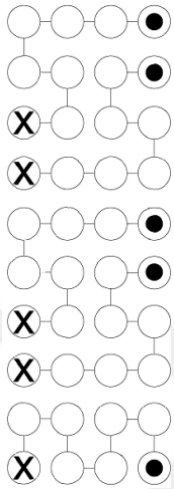
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri(devamı)

Boru Dizilimi (6)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5368,3	1.çıkış	3,87	12684,2
		2.çıkış	3,85	12684,7
		3.çıkış	3,86	12672,5
		4.çıkış	3,87	12685,4
		5.çıkış	3,85	12680,3
Boru Dizilimi (7)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5240,6	1.çıkış	3,87	12279,7
		2.çıkış	3,88	12298,7
		3.çıkış	3,43	12296,1
		4.çıkış	3,88	12319,8
		5.çıkış	3,86	12287,8

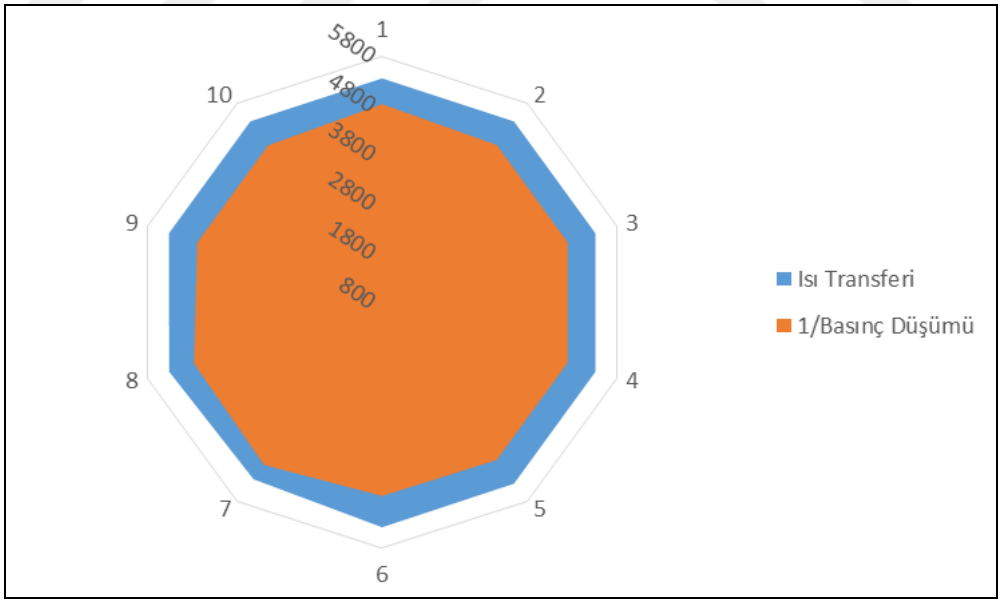
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri(devamı)

Boru Dizilimi (8)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5345,7	1.çıkış	3,85	12465,6
		2.çıkış	3,86	12472,6
		3.çıkış	3,85	12486,8
		4.çıkış	3,86	12461,2
		5.çıkış	3,85	12417,9
Boru Dizilimi (9)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,8	1.çıkış	3,86	12651,1
		2.çıkış	3,85	12649,1
		3.çıkış	3,85	12603,1
		4.çıkış	3,86	12651,7
		5.çıkış	3,85	12646,5

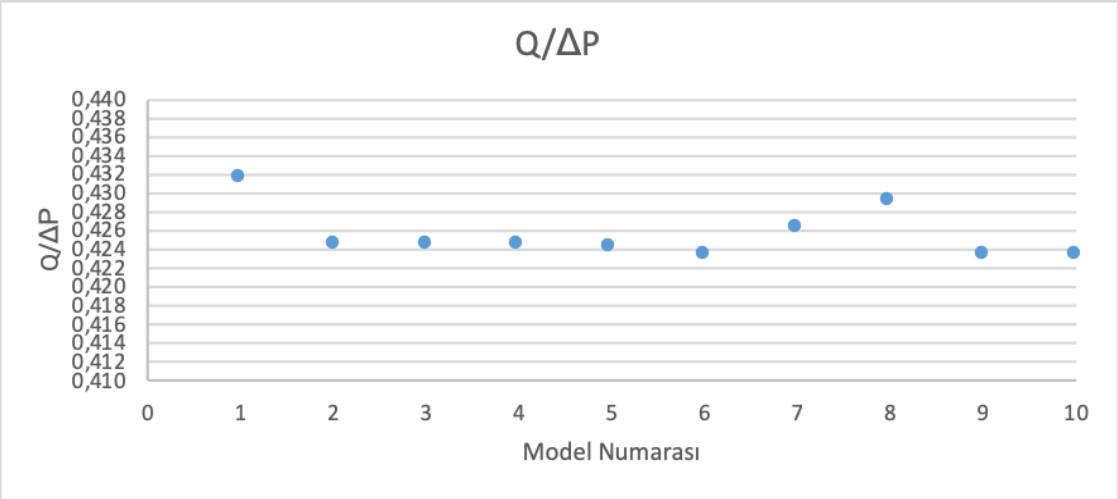
Çizelge 4.1 Farklı devre tasarımları için ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi ve basınç düşümü değerleri(devamı)

Boru Dizilimi (10)	**Isı Transferi [W]**		**Sıcaklık Farkı (ΔT) [°C]**	**Basınç Düşüşü (ΔP) [Pa]**
	5351,8	1.çıkış	3,85	12608,3
		2.çıkış	3,85	12651,6
		3.çıkış	3,86	12653,2
		4.çıkış	3,85	12651,9
		5.çıkış	3,86	12647,6

Çizelge 4.2 Radar Çizelgesinde sonuçların karşılaştırılması



Çizelge 4.3 Q/ΔP Oranının 10 Model İçin Karşılaştırılması



Çizelge 4.3'te görüldüğü üzere, yapılan analizlerden birtakım sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar:

•Tüm devrelerde 40 (4x10) adet boru bulunmaktadır. Bu boyutta kare dizilimde 4, 5, 8 ve 20 devreli modeller oluşturulabilir. Eğer 8 devreli model tasarımı yapılırsa tek bir çeşit devrelemeden oluşacaktır. 20 devrelemede ise çıkış kısmı orta noktadan olacağı için tasarımda istenmemektedir. Geriye 5 ve 4 devreli modeller kalmaktadır. Devre sayısı artıkça ısı transferi artacağı bilindiği üzere 5 devreli modellerin analizi karar verilmiştir.

•Öncelikle yapılan analizlere bakıldığında devrelemenin ısı transferine etkisi açık bir şekilde görülmüştür. Bununla birlikte yapılan devreleme, çıkış sıcaklıklarını da etkilemektedir.

•Her bir modelde, devrelerin arasındaki basınç farklarının maksimum ve minimum arasındaki farklara bakacak olursak sırayla 2.28 Pa, 3,09 Pa, 7.61 Pa, 3.32 Pa, 13.61 Pa, 12.88 Pa, 18.96 Pa, 68.96 Pa, 48.61 Pa ve 44.88 Pa. Bu değerlere göre basınç düşümlerinin Model 1'de devreler arasında bir denge olduğunu göstermektedir. En az basınç düşümü ise Model 7'nin olduğu gözlenmiştir. Hedeflerimizde de basınç düşümünün ısı transferine etkisinden dolayı az olması istenmektedir. Basınç düşümü suyun aldığı yol ile ilgili olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

•Tüm devrelerde suyun aldığı yol aynı olursa suyun giriş ve çıkışları arasındaki sıcaklık farkının en az olduğu gözlenmiştir. Burada hava ve su arasındaki sıcaklık farklarının maksimum olması istenmektedir.

•Modeller incelendiğin devrelerde ilk sütunda suyun aldığı yol ne kadar fazla ise sıcaklık farkının da bir o kadar fazla olduğu gözlemlenmiştir. En az sıcaklık farkı da birinci sütunda tek bir akış yolu bulunan devrelerde gözlemlenmiştir.

•Modellere bakıldığında ilk sütunda 3 adet yolu bulunan devrelerde sıcaklık farkının yüksek olduğu saptanmıştır.

•En yüksek ısı transferine 5368,3 W olarak Model 6'de ulaşılmıştır. Model 6 incelendiğinde ise ilk sütunda devrelerdeki suyun aldığı yollar 3, 1, 2, 3, 1 olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumda sıcaklık farkının daha fazla olduğu da ısı transferinin yüksek oluşuyla nitelendirilebilmektedir.

•Boru sayıları aynı olduğundan ve bizim hedefimizin yüksek ısı transferi düşük basınç düşümü olduğundan Q/ΔP oranı üzerinden karşılaştırma yapılarak optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Sonuç olarak;

Tüm modeller incelendiğinde ısı transferinde, basınç düşümünde ve suyun sıcaklık farklarına bakıldığında çok büyük farklılıklar görülmemiştir. En yüksek ısı transferine Model 6'da 5368,3874 W ; en düşük basınç düşüşüne Model 7'de 12298 Pa ; en yüksek sıcaklık farkına Model 6'da ve Model 7'de 3,86°C elde edilmiştir. Q/ΔP oranlaması üzerinden optimizasyon çalışması yapıldığında en yüksek değere Model 1'de ulaşılmıştır. Bu tezde yapılan çalışmalar ve irdelemeler sonucunda Model 1 ısı transferi ve basınç düşümü göze alınarak optimum model olarak önerilmiştir.

Daha sonra yapılacak çalışmalarda sayısal analizler bir deney tesisatı kurulumu ile doğrulanabilir. Ayrıca yine bu tezde çalışılmaya üçgen dizilimdeki kanatlı borulu ısı değiştiricilerin de bu çalışmadaki yaklaşımsa deneysel ve sayısal çalışmaları yapılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Genceli, O.F. (2010). Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[2] Vardan, A. ve Dhar, P.L. (1998). "A new procedure for performance prediction of air conditioning coils", International Journal of Refrigeration,21: 77-83.

[3] Guo, Z.Y., Zhou, S.Q.,. Li, Z.X ve Chen, L.G. (2001). "Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45: 2119-2127.

[4] Kuo, M.C., Ma, H.K., Chen, S.L. ve Wang, C.C. (2005). "An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry", Applied Thermal Engineering, 26: 1-9.

[5] Wu, Z., Ding, G., Wang, K. ve Fukaya, M. (2007). "Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube", International Journal of Thermal Sciences, 47: 985-997.

[6] Ding, W.K., Fan, J.F., He, Y.L., Tao, W.Q., Zheng, Y.X., Gao, Y.F. ve Song, J. (2011). "A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex configuration", Applied Thermal Engineering, 31: 3106-3116.

[7] Chen, C., Cai, W., Wang, Y. ve Lin, C. (2014). "Performance comparison of heat exchangers with different circuitry arrangements for active chilled beam applications", Energy and Buildings, 79: 164-172.

[8] Chen, C., Cai, W., Wang, Y. ve Lin, C. (2015). "Further study on the heat exchanger circuitry arrangement for an active chilled beam terminal unit", Energy and Buildings, 103: 352-364.

[9] Lee, W., Kim, H. ve Jeong, J. (2016). "Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump", International Journal of Heat and Mass Transfer, 98: 462-471.

[10] Ploskas, N., Laughman, C., Raghunathan, A.U. ve Sahinidis, N.V. (2017). "Optimization of circuatry arrangements for heat exchangers using derivative-

free optimization", Chemical Engineering Research and Design, 2687: 230-243.

[11] Çengel, Y.A. (2012). Isı ve Kütle Transferi: Pratik Bir Yaklaşım, 3. Baskı, Güven Kitabevi, İzmir.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Atalay YILDIRIM

Doğum Tarihi ve Yeri : 29.01.1993 - Düzce

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : atalayy@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üni.	2015
Lise	Sayısal	Düzce Anadolu Öğrt. Lisesi	2011

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2016- halen	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Yıldırım, A. ve Atayılmaz, Ş.Ö. (2018). "Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Sıra Ve Devre Sayısının Isı Transferi Ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal Analizi", 4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne, 411-426.

2. Kuş, B., Yıldırım, A., Sevindir, M.K. ve Ağra, Ö. (2018). "Konvektif Kurutma Fırınında Tuğla Çamurunun Kurutma Karakteristiğinin İncelenmesi", 4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, 530-541.

3. Çermaoğlu, M.F., Yıldırım, A., Sevindir, M.K. ve Ağra, Ö. (2017) "Akışkan Yataklı Kurutucuda Kültür Mantarının Kuruma Karakteristiğinin İncelenmesi", 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 13-16 Eylül 2017, 367-372.