T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI-BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFER PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELER: DENEYSEL VE HAD YAKLAŞIMI

İsmail SEVİMLİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Temmuz, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI-BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFER PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELER: DENEYSEL VE HAD YAKLAŞIMI

İsmail SEVİMLİ tarafından hazırlanan tez çalışması 30.07.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Aliihsan KOCA, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Zafer GEMİCİ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Kanatlı-Borulu Isı Değiştiricilerde Isı Transfer Performansına Etki Eden Parametreler: Deneysel ve HAD Yaklaşımı" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

İsmail SEVİMLİ

İmza

Sevgili aileme

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesinde değerli katkılarını ve desteklerini sağlayan, akademik hayatımda lisans öğrenimimden itibaren yol gösteren sayın danışmanım Doç. Dr. Zafer GEMİCİ'ye derin teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarda teknik destek ve laboratuvar imkânı sağlamak suretiyle katkıda bulunan Beko Merkez Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği ekibi lideri sayın Vasi Kadir ERTİŞ'e, ayrıca teknik konularda uzmanlık deneyimini paylaşan Ünsal KAYA'ya teşekkür ederim.

Deney sisteminin kurulumunda birlikte çalıştığımız ve deneysel çalışmaların yürütülmesinde değerli zamanını ve teknik bilgilerini paylaşan Soner YILMAZ'a teşekkür ederim.

Laboratuvar imkanlarını sunan ve deneysel sistemin kurulumunda maddi destek sağlayan Beko Merkez Ar-Ge işletmesine, ayrıca yüksek lisans ve doktora tez çalışmalarına destek veren Ar-Ge direktörümüz sayın Dr. Emre OĞUZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatımın başlangıcından bu yana her anında yanımda olan, sevgilerini, sabırlarını ve manevi desteklerini hiçbir zaman eksik etmeyen değerli annem ve babama en derin saygılarımla teşekkür ederim.

İsmail SEVİMLİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

1 GİRİŞ 1

1.1 Ev Tipi Buzdolabı 1

1.1.1 Avrupa Birliği Enerji Etiketi Güncellemeleri 2

1.1.2 Isıl Verimi Etkileyen Faktörler 3

1.1.3 Evaporatör Tipleri ve Özellikleri 6

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 8

3 MATEMATİKSEL MODEL 15

3.1 Akışkanlar Dinamiği 15

3.1.1 Hız Sınır Tabaka 16

3.1.2 Isıl Sınır Tabaka 17

3.1.3 Basınç Düşüşü 18

3.2 Boyutsuz Sayılar 19

3.2.1 Reynolds Sayısı 20

3.2.2 Prandtl Sayısı 21

3.2.3 Nusselt Sayısı 21

3.2.4 Colburn-j Faktörü (j_H) 22
3.2.5 Figure of Merit (FOM) 22
3.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) 22
3.4 Isı Transferi 24
3.4.1 İletim ile Isı Transferi 25
3.4.2 Taşınım ile Isı Transferi 26
3.4.3 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı 27
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR **28**
4.1 Deney Sistemi ve Ölçüm Aletleri 28
4.2 Basınç Düşüşü Ölçümleri 36
4.3 Deney Matrisi Oluşturulması 39
4.4 Belirsizlik Analizi 41
4.5 Korelasyonların Oluşturulması 42
5 ANALİZLER **44**
5.1 Isı değiştirici Geometrisi 44
5.2 Ağ Bağımsızlaştırma 45
5.3 Doğrulama 48
5.4 Boyutsuz Karşılaştırma Sayıları 51
5.5 Isı Değiştirici Parametrelerinin İncelenmesi 51
5.5.1 Kanat Sayısı Değişimi 52
5.5.2 Kanat Kalınlığı Değişimi 57
5.5.3 Boru Çapı Değişimi 60
5.5.4 Borular Arası Akış Yönünde Mesafe Değişimi 63
5.5.5 Kanat Tipi Değişimi 66
6 SONUÇ **80**
KAYNAKÇA **85**

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **91**

SİMGE LİSTESİ

ST	Akışa dik yönde borular arası mesafe
Cirf	Atalet direnç katsayısı
P	Basınç
N	Boru adeti
D	Boru çapı
jH	Colburn-j faktörü
μ	Dinamik viskozite
a	Dikdörtgen kısa kenar uzunluğu
b	Dikdörtgen uzun kenar uzunluğu
∀	Hacimsel debi
v	Hava hızı
V	Hız (Akışkan hızı)
Dh	Hidrolik çap
Q	Isı
q	Isı akısı
k	Isı iletim katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı
C	Isıl kapasite debisi
W	İş
Lc	Karakteristik uzunluk
ν	Kinematik viskozite
m	Kütle
x	Mesafe
Nu	Nusselt sayısı

c	Özgül ısı kapasitesi
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
U	Serbest akış hızı
T	Sıcaklık
σ	Standart belirsizlik
f	Sürtünme faktörü
α	Termal genleşme katsayısı
U	Toplam ısı transfer katsayısı
L	Uzunluk
Cvrf	Viskoz direnç katsayısı
A	Yüzey alanı
g	Yerçekimi ivmesi
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
COP	Coefficient of Performance
DC	Doğru Akım
DNS	Direct Numerical Simulation
DOE	Design of Experiment
ε-NTU	Effectiveness–Number of Transfer Units
EPS	Expanded Polystyrene
FOM	Figure of Merit
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
LMDT	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
POT	Plate on Tube
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes
S/N	Signal-to-Noise Ratio
SBS	Side-by-Side
SST	Shear Stress Transport
VIP	Vakum Yalıtım Paneli
XPS	Extruded Polystyrene

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Soldan sağa: kombi, Frenchdoor, 4 kapılı ve SBS buzdolabı kabin tipleri **1**

Şekil 1.2 Buzdolabı yan duvarının yalıtım katmanlarını gösteren kesiti **3**

Şekil 1.3 Alttan donduruculu kombi tipi buzdolabı (Arçelik, 2025) **4**

Şekil 1.4 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şematik çizimi ve T-s diagramı (Çengel vd., 2024) **5**

Şekil 1.5 Buzdolaplarında kullanılan evaporatör türleri: minikanal (a), kanatlı-borulu (b), çıplak borulu (c), rollbond (d), POT (e)..... **6**

Şekil 1.6 Soldan sağa: düz, herringbone ve dalgalı kanat tipleri **7**

Şekil 3.1 Katı, sıvı ve gaz moleküllerinin düzen ve hareketleri (Çengel & Cimbala, 2017)..... **15**

Şekil 3.2 Dış akış ve iç akış örnekleri (Çengel & Cimbala, 2017)..... **16**

Şekil 3.3 Yağ, su ve hava için viskozite eğrileri (Çengel & Cimbala, 2017) **16**

Şekil 3.4 Sınır tabaka kalınlığı ve akış hızı ilişkisi (Fox vd., 2015) **17**

Şekil 3.5 Düz plaka üzerinde sınır tabakanın gelişimi (Fox vd., 2015)..... **17**

Şekil 3.6 Bir boruda ısıl takabanın gelişimi (L. T. Bergman vd., 2011)..... **18**

Şekil 3.7 Fan ve sistem eğrisinin çakıştığı çalışma noktasını içeren grafik..... **19**

Şekil 3.8 Ev duvarlarında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları (Çengel & Ghajar, 2015) **25**

Şekil 3.9 1 boyutlu duvar üzerinde sıcaklık farkı sonucunda oluşan sıcaklık gradyanı (Çengel & Ghajar, 2015)..... **25**

Şekil 3.10 Her iki tarafında taşınım olan iki katmanlı bir düzlem duvarda ısı transferi (Çengel & Ghajar, 2015) **26**

Şekil 3.11 Çapraz akışlı ısı değiştiricisi için sıcaklık değişim grafiği **27**

Şekil 4.1 Rüzgar tünelinin şematik gösterimi **29**

Şekil 4.2 Isı değiştirici akış tüneli şematik gösterimi **29**

Şekil 4.3 Isı değiştirici tünelinin üstten fotoğrafı **29**

Şekil 4.4 Tünel girişinden fotoğraf **32**

Şekil 4.5 Üstte giriş, altta çıkış bölümündeki termokupl bağlantı ağ yapıları ... **33**

Şekil 4.6 Deneyde kullanılan evaporatörün önden, üstten ve sağdan görünüşü **33**

Şekil 4.7 HP 34970A Veri Kayıt Cihazı (Keysight, 2025) **34**

Şekil 4.8 Su banyosu ve diyafram pompa görselleri (PolyScience, 2025) **34**

Şekil 4.9 Deney sistemi ve ölçüm elemanlarının şematik gösterimi **35**

Şekil 4.10 Deney veri toplama sistemi arayüz tasarımı **35**

Şekil 4.11 Basınç ölçüm noktalarının tünel girişine göre konumları (mm) **37**

Şekil 4.12 Isı değiştiricinin basınç düşüşü (sistem) eğrisi **37**

Şekil 4.13 Bal peteğinin rüzgâr tüneli bağlantısı **38**

Şekil 4.14 Bal peteği geometrisinin hava hızına bağlı basınç düşüşü eğrisi **38**

Şekil 5.1 Isı değiştiricisi izometrik görüntüsü **44**

Şekil 5.2 Isı değiştiricini önden, sağdan ve üstten görünüşü **44**

Şekil 5.3 Isı değiştirici kesit görüntüsü **45**

Şekil 5.4 Isı değiştirici basınç düşüşü – ağ elemanı sayısı ilişkisi **48**

Şekil 5.5 Isı değiştirici ısı transferi – ağ elemanı sayısı ilişkisi **48**

Şekil 5.6 XZ, XY ve YZ düzlem kesitleri **52**

Şekil 5.7 Kanat sayısı değişken ısı değiştirici geometrilerinin önden görünüşleri **53**

Şekil 5.8 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin basınç düşüşü eğrileri **54**

Şekil 5.9 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin Colburn-j faktörü eğrileri **55**

Şekil 5.10 Kanat sayısı geometrilerinin XZ eksenindeki hız kontürleri **55**

Şekil 5.11 Kanat sayısı geometrilerinin XY eksenindeki sıcaklık kontürleri **56**

Şekil 5.12 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin FOM değerleri **56**

Şekil 5.13 Eksiltilmiş1 geometrisi izometrik ve üstten görünüm **57**

Şekil 5.14 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin basınç düşüşü eğrileri..... **58**

Şekil 5.15 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin Colburn-j faktörü eğrileri .. **59**

Şekil 5.16 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin FOM değerleri..... **60**

Şekil 5.17 Farklı kanat boru çaplarının basınç düşüşü eğrileri **61**

Şekil 5.18 Farklı kanat boru çaplarının Colburn-j faktörü eğrileri **62**

Şekil 5.19 Farklı kanat boru çaplarının FOM değerleri **63**

Şekil 5.20 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının basınç düşüşü eğrileri..... **64**

Şekil 5.21 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının Colburn-j faktörü eğrileri... **65**

Şekil 5.22 Akış boyunca borular arası mesafenin değiştiği geometriler için YZ eksenindeki hız kontürleri..... **65**

Şekil 5.23 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının FOM değerleri..... **66**

Şekil 5.24 Yukarıdan aşağıya: Herringbone15°, Herringbone30°, Dalgalı15° ve Dalgalı30° kanat tipi geometrik ölçüleri..... **67**

Şekil 5.25 Farklı kanat tipi tasarımlarına sahip geometrilerin üstten görünüşleri **68**

Şekil 5.26 Farklı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri..... **69**

Şekil 5.27 Farklı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri **70**

Şekil 5.28 Parçalı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri **71**

Şekil 5.29 Parçalı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri..... **71**

Şekil 5.30 Herringbone kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri **72**

Şekil 5.31 Herringbone kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri **73**

Şekil 5.32 Herringbone geometrilerinin XZ eksenindeki hız kontürleri..... **73**

Şekil 5.33 Herringbone geometrilerinin YZ eksenindeki sıcaklık kontürleri **74**

Şekil 5.34 Dalgalı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri..... **75**

Şekil 5.35 Dalgalı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri **76**

Şekil 5.36 Dalgalı kanat geometrilerinin YZ eksenindeki hız kontürleri **77**

Şekil 5.37 Dalgalı kanat geometrilerinin YZ eksenindeki sıcaklık kontürleri **77**

Şekil 5.38 Farklı kanat tipi tasarımlarının FOM değerleri **79**

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Buzdolabında kullanılan yalıtım malzemeleri ve ısıl iletkenlik katsayıları (ASHRAE, 2014) **4**

Tablo 4.1 Su ve havanın belirlenen sıcaklıklardaki termofiziksel özellikleri (Çengel & Cimbala, 2018) **30**

Tablo 4.2 Deney sisteminde kullanılan ölçüm aletlerinin belirsizlikleri **36**

Tablo 4.3 Deney tasarımında kullanılan Taguchi ortogonal L9 matrisi..... **40**

Tablo 5.1 Su ve havanın belirlenen sıcaklıklardaki termofiziksel özellikleri (Çengel & Cimbala, 2018) **46**

Tablo 5.2 Hava tarafı için deneysel ve HAD sonuçları..... **49**

Tablo 5.3 Su tarafı için deneysel ve HAD sonuçları..... **50**

Tablo 5.4 Kanat sayısı değişimi çalışmasında kullanılan geometrilerin özellikleri **53**

Tablo 5.5 Kanat kalınlığı analizinde kullanılan geometriler ve yapısal özellikleri **57**

Tablo 5.6 Boru çapı değişimi analizinde kullanılan geometriler ve yapısal özellikleri **60**

Tablo 5.7 Borular arasındaki akış yönündeki mesafe değişimi analizlerinin geometrileri ve yapısal özellikleri..... **63**

Tablo 5.8 Farklı kanat tipi tasarımına sahip geometrilerin yapısal özellikleri.... **67**

ÖZET

Kanatlı-Borulu Isı Değiştiricilerde Isı Transfer Performansına Etki Eden Parametreler: Deneysel ve HAD Yaklaşımı

İsmail SEVİMLİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarının taze gıda kabininde kullanılan kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin farklı su sıcaklığı, su debisi ve hava debisi değerlerinde ısı transferi performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel çalışmaların yapılmasındaki amaç, kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin geometrik tasarım parametrelerinin; kapasite, ısı transfer katsayısı, basınç düşüşü üzerindeki etkilerinin inceleneceği HAD analizi için doğrulama veri setinin oluşturulmasıdır.

Deneysel altyapı; rüzgâr tüneli ile hava debisi kontrol edilen bir akış kanalı, bu akış kanalı içerisine yerleştirilmiş bir ısı değiştirici, su banyosu, veri toplama sistemi, diyafram pompa, rotametre, termokupllar, manometre ve iklimlendirme sistemi bileşenlerinden oluşmaktadır. Kullanılan akışkanlar, boru içerisinde sıcak su ve boru dışında ise havadır. Isı değiştiricisinin, sistem basınç düşüşü eğrisi 0-80 L/s debi aralığı için elde edilmiştir. Deney çalışmaları sonucunda oluşturulan veri seti, ANSYS Fluent programında oluşturulan analizler ile karşılaştırılarak deneysel ile HAD çalışmaları arasında basınç düşüşünde %12,2, ısı transferinde ise hava tarafı

için %12 ve su tarafı için %17,8 hata ile analiz sonuçları elde edilmiştir. HAD analizleri sayesinde deneysel sistemde kullanılan ısı değiştiricisi için *f* sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı korelasyonları elde edilmiştir.

Doğrulaması gerçekleştirilen analiz geometrisi üzerinden kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat tipi, boru çapı ve boru akış yönündeki aralığı geometrik parametrelerinin ısı transferi performansına ve basınç düşüşüne olan etkileri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda; kanat kalınlığının artışının yarattığı ısı transferi avantajının basınç kaybına oranla daha düşük olduğunu ve bu nedenle genel ısı değiştirici performansında bir düşüşe neden olduğunu göstermiştir. Boru çapının 8,8 mm'den 10 mm'ye çıkartılması, 508>*Re*>1524 Reynolds sayısı aralığında genel ısı değiştirici performansını %7-7,64 oranında düşürmüştür. Borular arası dikey mesafenin artması sonucunda ısı transferi kötüleşmiş ve basınç kaybında kayda değer bir değişiklik olmamıştır. Bu durum, genel ısı değiştirici performansının düşüşüne neden olmuştur.

Parçalı ve parçalı-şaşırtmalı geometrilerinin genel ısı değiştirici performansı, 450>*Re*>763 aralığında temel alınan geometriden sırasıyla %13,26-12,10 ve %18,43-15,99 daha iyidir. Dalgalı15° geometrisi, 450>*Re*>763 aralığında Eksiltilmiş2 geometrisine göre %0,94-2,38 daha iyi performans gösterirken, Dalgalı30° geometrisi ise aynı koşullarda Eksiltilmiş2'ye oranla %3,44-4,58 daha yüksek genel ısı değiştirici performansı sergilemektedir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı-borulu ısı değiştirici, ısı transferi, HAD, deneysel, ev tipi buzdolabı

ABSTRACT

Parameters Affecting Heat Transfer Performance in Fin-and-Tube Heat Exchangers: An Experimental and CFD Approach

İsmail SEVİMLİ

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zafer GEMİCİ

This study experimentally investigates the heat transfer performance of finned tubular heat exchangers used in the fresh food compartment of household refrigerators under varying water temperatures, water flow rates, and air flow rates. The objective of the experimental work is to generate validation data for CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis by examining the effects of geometric design parameters—such as capacity, heat transfer coefficient, and pressure drop—on finned tubular heat exchangers.

The experimental setup consists of a wind tunnel with controlled air flow rate, a heat exchanger placed within this flow channel, a water bath, data acquisition system, diaphragm pump, rotameter, thermocouples, manometer, and climate control system. The working fluids are hot water inside the tube and air outside it. The pressure drop curve of the heat exchanger was obtained for a flow rate range of 0-80 L/s. The dataset generated from the experiments was compared with analyses conducted in ANSYS Fluent, yielding results with errors of %12.2 in pressure drop, %12 in heat transfer on the air side, and %17.8 on the water side.

Through CFD analysis, f friction factor and Nusselt number correlations were derived for the heat exchanger used in the experimental system.

The validated analysis geometry was employed to study the effects of geometric parameters—such as fin count, fin thickness, fin type, tube diameter, and spacing along the flow direction—on heat transfer performance and pressure drop. The findings revealed that while increasing fin thickness enhances heat transfer, its advantage is outweighed by a greater pressure loss, leading to an overall decline in heat exchanger performance. Increasing the tube diameter from 8.8 mm to 10 mm resulted in a 7-7.64% reduction in overall heat exchanger performance within the Reynolds number range of 508>*Re*>1524. An increase in vertical spacing between tubes degraded heat transfer without significantly altering pressure drop, thereby reducing overall performance.

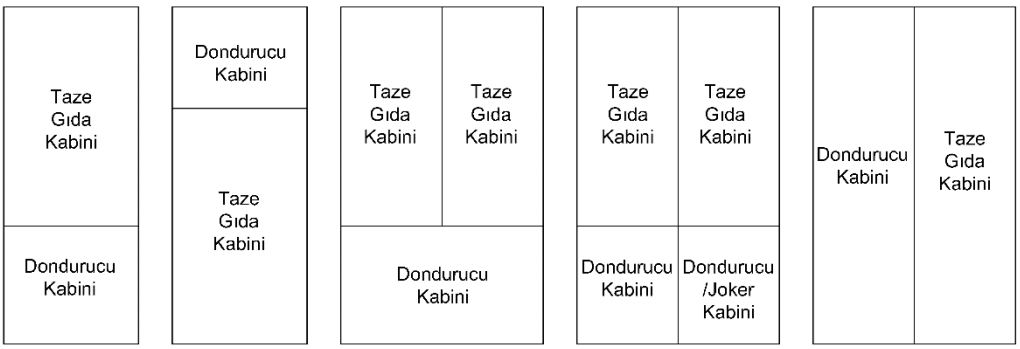
The “Parçalı” and “ParçalıŞaşırtmalı” geometries demonstrated superior overall heat exchanger performance compared to the baseline geometry by %13.26-12.10 and %18.43-15.99, respectively, within the Reynolds number range of 450>*Re*>763. The “Dalgalı15°” geometry outperformed the “Eksiltilmiş2” geometry by %0.94-2.38 under the same conditions, while the “Dalgalı30°” geometry exhibited a %3.44-4.58 higher overall heat exchanger performance compared to “Eksiltilmiş2”.

Keywords: Finned-tube heat exchanger, heat transfer, CFD, experimental, household refrigerator

1
GİRİŞ

1.1 Ev Tipi Buzdolapları

Buzdolapları; yiyecek ve içeceklerin saklama koşullarına uygun bir ortam sağlamak amacıyla tasarlanmış, soğutma sistemi ile donatılmış beyaz eşyalardır. Genellikle dondurucu ve taze gıda kabini olmak üzere iki bölümden oluşmaktadırlar. Ev tipi buzdolapları; boyutları, malzeme seçimleri, sundukları teknolojiler ile bireylerin ve ailelerin gıda saklama ihtiyaçlarını karşılamaktadır. Kabin boyutları, iç hacimleri, soğutucu ya da dondurucu bölme sayıları ve konumları, enerji sınıfları buzdolaplarını ayıran özelliklerdir. Kabin tiplerine göre Şekil 1.1'de yer verildiği üzere: alttan donduruculu ve üstten donduruculu kombi, 4 kapılı, French door (3 Kapılı), SBS (Side-by-side) olarak sıralanabilir.



Şekil 1.1 Soldan sağa: kombi, Frenchdoor, 4 kapılı ve SBS buzdolabı kabin tipleri

Taze gıda bölümü; meyve, sebze, süt ürünleri, kahvaltılık gibi soğuk ortamda saklanması gereken ve günlük olarak tüketilen ürünleri barındırmaktadır ve genellikle +2 °C ile +8 °C arasında sıcaklık ayarına sahiptir. Bu bölümde meyve ve sebzeler için nem kaybını düzenleyecek özel çekmeceler, et ve balık gibi besinlerin konulabileceği "chiller" çekmeceleri, şişelerin soğutulabileceği özel alanlar gibi kullanıcının hayatını kolaylaştıran ve yaşam kalitesini arttıran teknolojik çözümler

de yer almaktadır. Dondurucu bölümü ise gıdaların genellikle -18 °C ile -24 °C sıcaklık aralığında tutulduğu ve uzun süreli olarak yiyeceklerin saklanmasına olanak sağlayan bölmedir. Sıcaklık aralığının daha geniş olduğu ve bu iki bölmenin özelliklerini kullanıcının seçimine bırakan bölmelere sahip buzdolapları da bulunmaktadır. Hem taze gıda hem de dondurucu bölmesi olarak kullanılan bu bölmelere "joker" ya da "değişken" bölme adı verilmektedir.

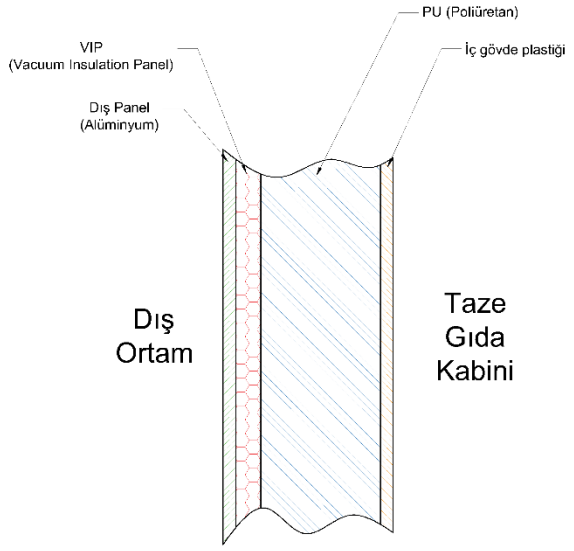
Buzdolabı, kullanıcılarının gıdalarını sağlıklı şekilde saklama imkânı sunması ve sıcaklık kontrolü yaparak bozulmalarını önlemesi sayesinde kullanıcılarının hayatında vazgeçilmez bir beyaz eşya konumundadır. Gün boyunca elektrik şebekesine bağlı olarak çalışan buzdolaplarının yıllık enerji tüketimleri otoriteler tarafından sınırlandırılmakta ve sınıflandırılmaktadır. Buzdolabının; yıllık enerji tüketimi, enerji sınıfı, kullanılabilir hacmi, ses seviyesi, iklim sınıfı bilgilerinin yer aldığı resmî belgeye "enerji etiketi" adı verilmektedir. Ülkelerin ve siyasal birliklerin kendi belirlediği sınırlar ve sınıflamalara sahip enerji etiketleri bulunmaktadır. Enerji etiketleri; kullanıcının satın aldığı ürünün, otoriteler tarafından belirlenen testler sonucunda ortaya çıkan sınıflandırma değerlerinin resmi bir belgesidir.

1.1.1 Avrupa Birliği Enerji Etiketi Güncellemeleri

Soğutma çevrimleri günümüz beyaz eşya sektöründe insanların yaşamını kolaylaştıran buzdolabı, çamaşır makinesi, bulaşık makinesi, kurutma makinesi gibi cihazlarda yer almaktadır. Avrupa birliğinin yayınladığı son enerji regülasyonlarının daha düşük enerji tüketimini hedefleyen kararları, beyaz eşyaların enerji verimliliğinin arttırılmasını tetikleyen itici bir güç olmuştur. Dünyadaki iklim değişikliklerinin yarattığı olumsuz etkilerin baskın hale gelmesi üreticilerin dünyaya ve doğaya daha saygılı bir pozisyon almalarını zorunlu hale getirmiştir. Buzdolabında yapılan enerji regülasyonlarındaki değişimler ile yeni en düşük enerji sınıfı (G sınıfı), eski enerji etiketindeki "A+" enerji sınıfı ile denk enerji tüketimini yansıtmaktadır. Bu değişiklik ile buzdolaplarında en yüksek enerji sınıfı olan A enerji sınıfı, eski "A+++" enerji sınıfından %40-45 daha verimlidir. Yenilenen enerji sınıfları; yeni enerji sınırlarına uygun ürünlerin üretilmesi, rekabetin sürdürülmesi ve yüksek enerji sınıflarına tekrardan ulaşılması motivasyonuna sahip firmaların beyaz eşya teknolojilerini yeniden değerlendirilmesini sağlamıştır. (European Commission, 2019).

1.1.2 Isıl Verimi Etkileyen Faktörler

Buzdolaplarının verimini etkileyen ana iki faktör: yalıtım ve soğutma çevrimini oluşturan parçaların verimidir. Buzdolabı dışarıdan içeriye incelendiğinde Şekil 1.2'de görüldüğü üzere en dış bölümde alüminyum panel, bu panel yüzeyine yapıştırılan ve ısı iletkenliği oldukça düşük olan Vakum Yalıtım Panel (VIP), iç gövde plastiği ile panel arasındaki alana doldurulan poliüretandan oluştuğu görülebilir. Bu katmanlı yapı, buzdolabının dış ortamdan iletimle gerçekleşen ısı transferini, sonuç olarak ısı kazancını azaltmak için kullanılmaktadır.



Şekil 1.2 Buzdolabı yan duvarının yalıtım katmanlarını gösteren kesiti

Ev tipi buzdolaplarında kullanılan yalıtım malzemeleri: poliüretan, VIP (Vakum Yalıtım Paneli), polistiren köpük (EPS/XPS), aerogel olarak vb. sıralanabilir. Bu yalıtım malzemeleri arasında ısıl iletkenliği en düşük olan malzeme VIP'tir. VIP, merkezinde yer alan bir yalıtkan çekirdek ile bu çekirdeğin etrafına yerleştirilen, nem ve gaz geçişini engelleyen bariyer plakalardan oluşur. Üretim sürecinde uygulanan vakum sayesinde panel içerisindeki hava miktarı minimum seviyeye indirilerek yüksek düzeyde ısı yalıtımı sağlanır. VIP yalıtım plakasının ısı iletkenliğinin diğer yalıtımlara göre daha düşük olması sayesinde VIP yalıtımı olmayan bir buzdolabına VIP eklenerek buzdolabının enerji tüketiminin azaltılması sağlanabilmektedir (R. Zhao vd., 2020). Buzdolabı ve soğutma sistemlerinde kullanılan yalıtım malzemelerinin ortam sıcaklığındaki ısıl iletkenlik katsayıları Tablo 1.1'deki gibidir.

Tablo 1.1 Buzdolabında kullanılan yalıtım malzemeleri ve ısıl iletkenlik katsayıları (ASHRAE, 2014)

Malzeme	**Isıl İletkenlik Katsayısı [W/m^{2}K]**
Cam Köpüğü	0,039
Polistiren (XPS)	0,033
Poliüretan	0,026
VIP Panel	0,004

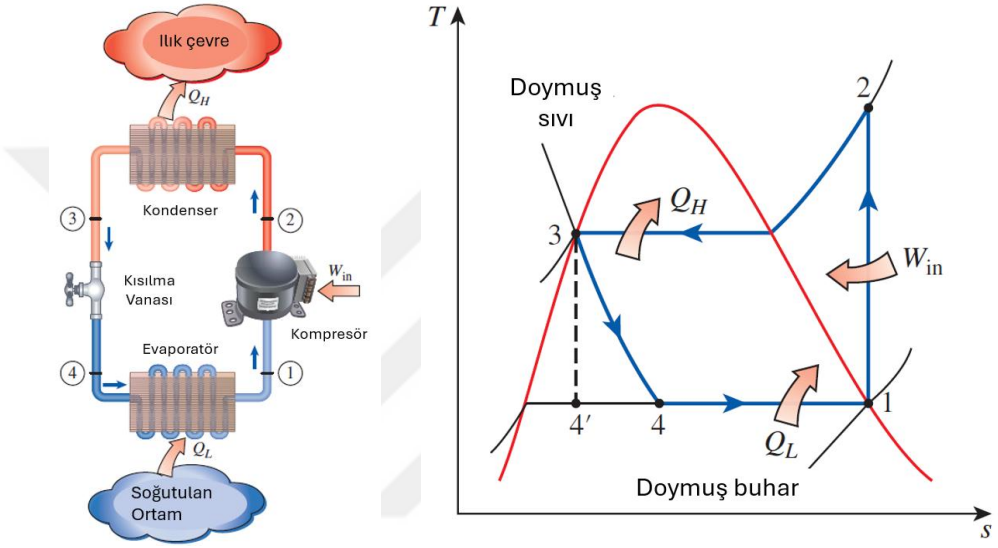
Kombi tipi buzdolabı, bir taze gıda kabini ve bir dondurulmuş gıda kabininden oluşur. Dondurucu kabinin yerleşimine göre üstten donduruculu ya da alttan donduruculu buzdolabı olarak adlandırılır. Şekil 1.3'te 70 cm genişlikte ve alttan donduruculu bir kombi buzdolabı yer almaktadır. Buzdolaplarının farklı yüzeylerindeki yalıtım malzemelerinin özelliği ve kalınlığı enerji sınıfına göre değişkenlik göstermektedir. Yalıtım kalınlıkları, buzdolabının yüzeylerindeki değişken ısı kazancına göre farklılık göstermektedir. Kabin dibindeki sıcak bölgenin buzdolabına olan ısı kazancının azaltılması için bu bölgede daha iyi yalıtım malzemeleri ve arttırılmış yalıtım kalınlıkları bulunur. Bir buzdolabındaki yalıtım yüzeyleri; yalıtım malzemelerinin özellikleri, maliyetleri ve kalınlıkları arasında yapılan optimizasyon çalışması ile belirlenmektedir.



Şekil 1.3 Alttan donduruculu kombi tipi buzdolabı (Arçelik, 2025)

Buzdolaplarında kullanılan soğutma çevriminin termal ve mekanik veriminin yüksek olması, harcanan elektrik enerjisinin azaltılmasını sağlamaktadır. Buzdolabı

soğutma çevrimi, en basit haliyle, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olarak ele alınırsa 4 temel parçadan oluştuğu söylenebilir. Bu komponentler sırasıyla; kompresör, yoğuşturucu (kondenser), kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır (evaporatör). Her üreticinin farklı evaporatör, kondenser, kompresör ve kısılma vanası seçimleri; paralel, seri, yarı-paralel gibi farklı soğutma çevrimleri bulunmaktadır. Soğutma çevrimlerinin üreticiden üreticiye farklılaşması ile birçok karmaşık çevrim şekilleri ortaya çıkmıştır. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı Şekil 1.4'te bulunmaktadır.



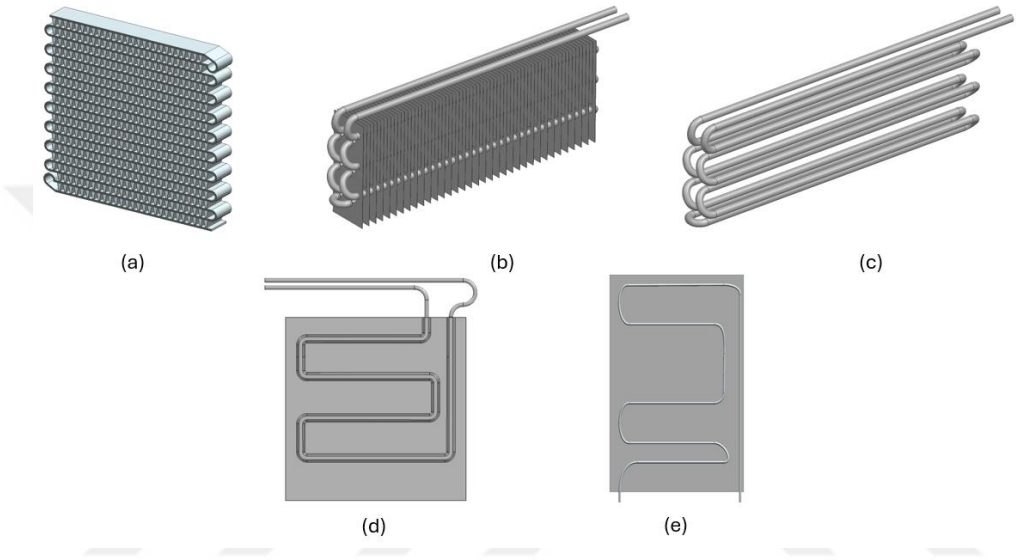
Şekil 1.4 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şematik çizimi ve T-s diyagramı (Çengel vd., 2024)

Kompresör, soğutma çevrimindeki soğutkanın sistem içerisinde döngüsünü sağlamaktadır. Buzdolabında soğutma çevrimindeki oldukça fazla hareketli mekanik komponentlere sahip yegâne parçadır. Soğutkan, bir elektrik motoru sayesinde sıkıştırılarak sistemde dolaşımda tutulmaktadır. Elektrik motoruna verilen güç ile buzdolabında elde edilen soğutma kapasitesinin oranı COP (Coefficient of Performance) değerini oluşturur. COP, soğutma sisteminin verimliliğini gösteren bir ölçüttür ve birimsizdir (Çengel & Boles, 2019).

$$COP_{SoğutmaMakinesi} = \frac{Soğutma\ Etkisi}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_{soğutma}}{W_{net,giren}} \tag{1.1}$$

1.1.3 Evaporatör Tipleri ve Özellikleri

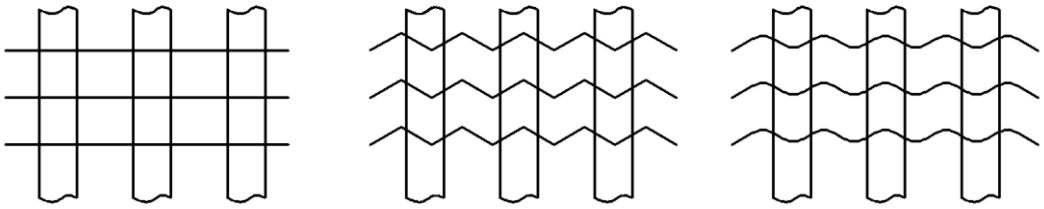
Isı değiştiriciler; paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı olarak 3 ana başlık altında incelenebilir. Buzdolabı kabinlerinde yer alan evaporatörler, çapraz akışlı ısı değiştiricilerdir. İç bölümde soğutkan, dış bölümde ise hava akışkan olarak kullanılmaktadır. Evaporatörler, geometrik özelliklerine göre farklı isimler almaktadırlar. Şekil 1.5'te evaporatör türleri olan mini-kanal, kanatlı-borulu, çıplak borulu, rollbond ve POT türlerinin görselleri mevcuttur.



Şekil 1.5 Buzdolaplarında kullanılan evaporatör türleri: minikanal (a), kanatlı-borulu (b), çıplak borulu (c), rollbond (d), POT (e)

Bu ısı değiştiricilerin geometrik özellikleri ve ayrıştığı noktalar şu şekildedir: POT, boruların metal bir plaka üzerine kaynaklanması ile oluşturulmuş ve düz bir zemine sahip bir ısı değiştiricidir. Metal plaka sayesinde yüzey alanının arttırılması sağlanmıştır. Çıplak borulu ısı değiştiriciler, istenilen uzunlukta boruların bükülerek daha kompakt hale getirilmesi ile oluşturulmuş ve yüzey alanını arttıracak yapılara sahip olmayan ısı değiştiricilerdir. Kanatlı-borulu ısı değiştiriciler, çıplak borulu olan ısı değiştiricilere kanat yapısı eklenerek yüzey alanının arttırılması sonucunda oluşturulmuş ve soğutma sistemi üreticileri tarafından çokça tercih edilen ısı değiştiricilerdendir. Rollbond, ısı değiştirici iki paralel plaka üzerinde belirlenen yerlerde şişirme yapılarak boru benzeri iç kanalın açılması ile oluşturulmuş ısı değiştiricilerdir. Mini-kanal ısı değiştiriciler, çok sayıda küçük kanaldan oluşan ve sık kanat yapılarına sahip kompakt ısı değiştiricilerdir. İç ve dış akış bölgelerinde tıkanmaya karşı oldukça hassaslardır.

Kanatlı-borulu bir ısı değiştiricisinin geometrik değişkenleri: boru çapı, boru geçiş uzunluğu, boru sıra sayısı, boru geçiş sayısı, borular arası mesafe, boru malzemesi, kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe, kanat sayısı, kanat geometrisidir. Kanatlar, ısı değiştiricisinde; hava tarafındaki ısı transfer yüzey alanını arttırmak için tasarlanmış olan ve borular ile temas halindeki ince plakalardır. Şekil 1.6'da kanatların tasarımına göre düz, dalgalı, Herringbone çizimleri mevcuttur.



Şekil 1.6 Soldan sağa: düz, herringbone ve dalgalı kanat tipleri

Bu tez çalışması kapsamında taze gıda bölümünde yer alan bir düz kanatlı-borulu evaporatörün deneysel çalışmalar sayesinde HAD analizinin doğrulaması yapılarak, ısı değiştiricinin kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat tipi, boru çapı ve boru akış yönündeki aralığı gibi geometrik parametrelerinin ısı transferi performansına ve basınç düşüşüne olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca deneysel olarak incelenen ısı değiştirici geometrisi için Nusselt sayısı ve basınç düşüşü korelasyonları oluşturulmuştur.

2
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması kapsamında, kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin performanslarını inceleyen ve geometrik parametrelerinin etkilerini deneysel ya da HAD analizleri ile çalışmış olan makaleler incelenmiştir.

C. C. Wang ve diğerleri ε-NTU metodu ile 15 farklı ısı değiştiricilerini incelemişlerdir. Isı değiştiricilerin kanat kalınlığı, kanat aralığı ve boru sayısı değişkenlerdir. Wang yaptığı çalışmalar sonucunda; düşük Reynolds sayısı ve sık kanat aralığında en yüksek Colburn j-faktörünü elde ettiğini, boru sayısının sürtünme faktörü üzerinde etkisi olmadığını, kanat kalınlığını hem sürtünme katsayısı hem de ısı transferinde göz ardı edilir bir etkisi olduğunu ve kanat aralığının ısı transferinde ihmal edilebilir olduğunu tespit etmiştir (C.-C. Wang vd., 1996).

M.A. Madi ve diğerleri, 5 farklı geometriye sahip 10 kıvrımlı (corrugated) kanatlı ve 6 farklı geometriye sahip 14 düz kanatlı ısı değiştiricisini test etmişlerdir. Hava tarafındaki ısı taşınımının, ısı değiştiricisinin performansının hesaplanmasında önemli rol oynadığına değinen yazarlar, bu çalışmada oluşturulan korelasyonların mümkün olan en yakın sonucu vermesini amaçlamışlardır. Bu hedef ile yapılan çalışmalarda oluklu kanat geometrisinin yapısal boyutlarına bağlı olarak hesaplanan f faktörü ve Colburn-j faktörü korelasyonları elde etmişlerdir. Oluşturulan bu korelasyonlarda yenilikçi bir yöntem olarak ısı değiştirici yüzeyleri ile bağıntılı olan akışkan akışı ve ısı transferi göz önünde bulundurularak geometrik özelliklerin oranlarının bağıntılarda yer alması sağlanmıştır. Kanat tipinin, sürtünme faktörü ve ısı transferine oldukça etki ettiği bulunurken boru sıra sayısının sürtünme faktörü üzerinde göz ardı edilebilir bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Kanat kalınlığının düşürülmesi ile j faktörünün arttığı ve kanat kalınlığının

sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin oldukça az olduğu sonucuna da ulaşılmıştır (Madi vd., 1998).

Kanat geometrisinin geliştirilmesi ile alakalı olarak Y. J Du ve C. C. Wang, kanat yüzey alanında açılan yarık (slit) formu ile ısı değiştirici üzerinden geçen havanın karışmasını arttıracak çalışmayı 31 adet farklı yarıklı kanat geometrisine sahip kanatlı-borulu evaporatörler üzerinde incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda Colburn-j ve f faktörü için iki adet korelasyon elde etmişlerdir. Boru sayısının arttırılmasının Re>2000 üzerinde etkisinin önemsizleştiğini, tek sıra borulu evaporatörlerin çoklu sıralı olanlara göre daha düşük ısı transferi performansı sağladıklarını ancak Re<2000 koşulunda ise tek sıra borulu evaporatörlerin daha iyi ısı transferi performansı sağladıklarını tespit etmişlerdir (Du & Wang, 2000).

C.C. Wang ve K. Y. Chi düz kanatlı-borulu ısı değiştiriciler için daha küçük (9,52-7,94-7 mm) boru çaplarında performans ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir. Açık çevrim bir rüzgâr tünelinde tasarlanan bu deney ısı değiştirici borularında sıcak su beslenerek gerçekleştirilmiştir. 18 farklı örnek ile yapılan deney çalışmalarında boru çapı, boru sayısı ve kanat aralığı faktörleri incelenmiştir. N>=4 ve Re>2000 için kanat aralığının Colburn j faktörü üzerinde bir değişim yaratmadığı, N=1,2 için 300<Re<3000 aralığında kanat aralığını azalması ile ısı transfer katsayılarının iyileştiği tespit edilmiştir (C.-C. Wang & Chi, 2000).

Kim Y. ve Kim Y. Yaptıkları çalışmada; su yerine etil-glikol ve su karışımını soğutkan gibi kullanılarak bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Deney düzeneğine giren hava nemlendirici ve ısıtıcı yardımıyla +3 °C sıcaklıkta, %60 bağıl nemde kontrol altında tutulmaktadır. Test sistemi bir rüzgâr tüneli ve bu rüzgâr tüneline bağlantısı yapılan ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Hava ile su tarafında %5'lik bir kapasite hatası ile kararlı sonuçlar alındığı belirtilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda kanat aralığı değişiminin Colburn-j faktörüne etkisi, Reynolds sayısının değişiminin farklı kanat aralıkları için Colburn-j faktörünü değiştirmesi, farklı boru sıra sayısının (1<N<4) Colburn-j faktörü üzerine etkisi, 4 ve 8 sıra evaporatörler için sıralı ve şaşırtmalı düzenin Colburn-j faktörü üzerine etkisi incelenmiştir. Colburn-j faktörü denkleminin N=1-4, kanat aralığı= 7,5-15 mm, Re=600-200 aralığında geçerli olan korelasyonu elde edilmiştir (Kim & Kim, 2005).

Z.Y. Guo ve diğerleri "entransy" büyüklüğünü yaptıkları ısı transferi çalışması ile yayınlamışlardır. Entransy, bir objenin ısı transfer kabiliyetini gösteren bir fiziksel büyüklüktür. Bu büyüklük elektrik devrelerinde enerji biriktiren kapasitör yapısı için kullanılan formülden ısı transfer mekanizmasına yapılan analoji ile türetilmiştir. Entransy yayınımı, ısı transferi işlemi sırasında ısı transferinin tersinmezliğinin bir ölçüsü olarak açığa çıkmaktadır. Sabit ısı akısı yüzey sınır koşulu için iletim entransy yayınımı değeri minimum iken, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu için iletim entransy yayınımı maksimize edildiğinde optimum noktaya yaklaşmaktadır (Guo vd., 2007).

Evaporatörlerde, soğutkan bölümünden 10-100 kat daha düşük olan hava tarafı ısı transfer katsayısını iyileştirmek için kanat yapıları eklemek gerekli ve efektif bir yöntemdir. G. Xie ve diğerleri tarafından yapılan bu çalışmada boru sayısı 2-7 arasındaki ısı değiştiriciler için yazılmış olan HAD kodu ile öncelikle sonuçlar doğrulandıktan sonra boru sayısının Nusselt sayısına, sürtünme faktörüne etkileri incelenmiştir. Yapılan analizler ile; boru sayısı arttıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün azaldığı, boru çapının ya da kanat aralığının artışının ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşünde azalmaya sebep olduğu, boru aralığının ısı transferindeki etkisinin kanat aralığı ve boru çapına oranla daha önemsiz olduğu sonuçları elde edilmiştir. Yapılan bu analiz çalışması, deney ile desteklenen geometri için korelasyon elde edilmesini sağlamış, literatürdeki korelasyon açığını kapatmıştır (Xie vd., 2009).

L. Tian ve diğerleri, dalgalı kanatlı-borulu bir ısı değiştirici için şaşırtmalı ve düz boru düzeninde girdap oluşturucuların eklenmesi ile oluşturulan geometrileri deneysel olarak incelemiş ve HAD ortamında karşılaştırmalarını yapmışlardır. Dalgalı kanatlar periyodik olarak değişen açıları ile akışın yönünü değiştirdikleri için akışın karışmasına yardımcı olmaktadır. Kanat yüzeylerinde açılan girdap oluşturucular basınç düşüşünü arttırmaktadır fakat oluşturulan girdapların ısı transferine etkisi ile karşılaştırıldığında basınç düşüşünün öneminin azaldığı belirtilmiştir (Tian vd., 2009).

Z.Y. Guo ve diğerleri yaptıkları diğer bir çalışmada ısı değiştiricilerdeki performans karşılaştırmalarında entransy yayınımı formülüne göre incelendiğinde akış düzeninden bağımsız şekilde ısı değiştiricisinin performansını belirlemek mümkün hale gelmektedir. Bu şekilde farklı tipte ısı değiştiricilerinin karşılaştırılması için

faydalı bir yöntem elde edilmiş olur. Ayrıca ısı değiştiricisinin tersinmezliği ve verimliliği arasında da bir köprü görevi görmüş olacaktır. Verimlilik- NTU yani P-NTU formülasyonu bu şekilde geometriden bağımsız hale getirilerek elde edilebilmektedir (Guo vd., 2010).

J. M. Wu, Y. He ve W. Tao iki sıralı bir ısı değiştiricide nümerik olarak ısı transferini ve basınç düşüşünü iyileştirmeye yönelik olarak çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, ilk boru boyutunun ikinciden küçük olması sayesinde ısı transferinde ve basınç düşüşünde iki borunun de eşit boyutta olduğu standart konfigürasyona göre, iyileşme gözlemlenmişlerdir. Bu çıkarımdan yola çıkılarak ilk sıra boruların etrafındaki kanatların üzerine kanatçık girdap oluşturucular açılmıştır. İki borunun da aynı çapta olduğu konfigürasyon ile karşılaştırıldığında çapı düşürülen ilk sıra borular sayesinde basınç düşüşü azaltılmış, girdap oluşturucular ile de ısı transferinin iyileştirilmesi sağlanmıştır (Wu & Tao, 2011).

H. Han ve diğerleri, farklı boru tiplerini entransy yayınımı ve termal direnç değeri ile incelemişlerdir. Oval ya da dairesel olarak 3 farklı boru şekli ve dalgalı ya da patlatılmış (louver) olmak üzere 2 farklı kanat geometrisi ile nümerik olarak çalışma yapılmıştır. Oval borunun dairesel olana göre ısı transfer performansının daha iyi olduğu ve art izi bölgesindeki iyileşme sayesinde daha düşük basınç düşüşüne sahip olduğu tespit edilmiştir (Han vd., 2013).

D. Juan ve Q. Qin gerçekleştirdikleri çalışmada; HAD analizlerini kullanarak düz plakalı kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin kanat yüksekliği, kanat aralığı, boru çapı ve boru sıra aralığı parametrelerini incelemişlerdir. Genetik algoritma optimizasyonu yardımıyla ısı transfer hızının maksimum, basınç kaybının minimum olduğu geometrinin bulunmasını sağlamışlardır. Genetik algoritma sayesinde, *Re*=1200-14000 aralığında temel alınan ısı değiştiriciye oranla: ısı transfer katsayısını %8,2-14,7 oranında arttırırken toplam basınç kaybının %4,4-8 oranında azaldığı bir konfigürasyonu tespit etmişlerdir (Juan & Qin, 2014).

C. Wang ve diğerleri, düz kanatlı, patlatılmış (louver) kanatlı ve yarı-çukur (semi-dimple) girdap oluşturuculu kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafı performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Toplamda 18 adet örnekte; 1,6-2 mm kanat aralığı, 1,2 ve 4 boru sıra sayısına sahip geometriler farklı hava hızlarında

incelenmiştir. Kanat aralığı 1,6 mm, tek sıra borulu geometri için patlatılmış kanat en yüksek ısı transfer katsayısını sağlamıştır. Kanat aralıklarının 2 mm olduğu tek sıralı kombinasyonda hava hızı 2 m/s'nin altında iken yarı-çukur girdaplı kanat öne çıkarken, hızın artması ile patlatılmış kanat üstün performans göstermiştir. 2 ve 4 boru sıra sayısında patlatılmış kanadın diğer kanatlardan %2-15 daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğu kaydedilmiştir (C. C. Wang vd., 2015).

H. Wang ve diğerleri, kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde kullanılan H-tipi kanat yapısının Taguchi metodu kullanılarak: sıra sayısı, kanat uzunluğu, yatay boru aralığı, dikey boru aralığı, kanat kalınlığı ve kanat aralığı parametreleri incelenmiştir. Farklı parametrik özellikleri yansıtan 18 geometri, doğrulanmış HAD analizleri ile bilgisayar ortamında incelenmiştir. Analiz sonuçlarının genel termo-hidrolik performans analizinde kanat aralığı, kanat yüksekliği ve kanat kalınlığının birleşik katkı oranı %83,98 olarak bulunmuş ve bu üç önemli parametrenin tasarımda öncelikli olarak düşünüldüğü konfigürasyonun analizi sonucunda *Re*=9000-24000 aralığında JF boyutsuz sayısının %11,4-16,0 oranında arttığı gözlemlenmiştir (H. Wang vd., 2016).

X. Liu ve diğerleri yaptıkları çalışmada geniş kanat aralıklarına sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde perfore (delikli yüzey) yapılarının ısı transfer performansı incelenmiştir. HAD analizlerinin doğrulamaları korelasyonlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 7,5-20 mm kanat aralıklarında farklı delik boyutu ve adetlerinin analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda temel alınan geometriye göre optimum perfore tasarımında *Re*=750 iken %0,3, *Re*=2350 iken ise %8,1 Colburn-j faktörü artışı gözlemlenmiştir. Perfore yapılar toplam yüzey alanını küçülttüğü için *Re*=750 ve 7,5 mm kanat aralığında ısı transferi %6,3 azalmıştır (Liu vd., 2016).

L. Zhao ve diğerleri, eliptik borulu dikdörtgen kanatlı ısı değiştiricileri (RFETHX) deneysel sonuçlar ve korelasyonlar ile doğruladıkları HAD analizlerinde incelemişlerdir. 2 ve daha fazla boru sıra sayısına sahip geometrilerdeki ısı transfer katsayısının ikinci sıra kanatlarda en yüksek, ilk ve son sıra kanatlarda ise en düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Sıra sayısı arttıkça kanat aralığının Colburn-j faktörü ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin azaldığını, yatay boru aralığının etkisinin ise güçlendiği çıkarımını yapmışlardır. Yanıt yüzey metodu analizi gerçekleştirilmiş ve yatay boru aralığı ile kanat aralığı etkileşiminin genel ısı

transferi performansı üzerindeki rolünün altı boru sıralı tasarımda iki boru sıralı tasarıma göre daha etkin olduğunu ortaya koymuşlardır (L. Zhao vd., 2018).

A. Okbaz ve diğerleri, deneysel olarak 5 farklı patlatılmış (louver) kanatlı ve 3 farklı dalgalı kanatlı ısı değiştirici olmak üzere 8 kanatlı-borulu ısı değiştirici test edilmiştir. Deney için hazırlanan prototiplerde kanatlar alüminyum, borular ise bakır olarak üretilmiş ve yüzey kaplaması uygulanmamıştır. Kanat aralığı 2,5 mm olan ısı değiştiriciler 2, 3 ve 4 boru sıra sayısında üretilmiştir. Ek olarak patlatılmış kanat geometrisine sahip ısı değiştiricilerde 2,1 ve 3,2 mm kanat aralığı olan seçenekler üretilmiştir. Colburn-j faktörü kıyaslandığında patlatılmış kanatlı geometrilerin dalgalı kanatlı geometriye göre 2 boru sıra sayısında %16,4-6,9, 3 boru sıra sayısında %28,5-18,3 ve 4 boru sayısında %25,0-11,7 daha yüksek ısı transferi performansı gösterdiği tespit edilmiştir. Patlatılmış kanatlı-borulu ısı değiştirici tasarımının hem ısı transferini hem de genel ısı değiştirici verimini arttırdığı ve dalgalı kanatlı modellere kıyasla daha üstün performans sergilediği ortaya koyulmuştur (Okbaz vd., 2020).

K. Lindqvist ve diğerleri, açık kaynak kodlu HAD programı olan OpenFOAM kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada, boruların birbirleri ile olan iki eksendeki uzaklıklarının değişimini incelenmişlerdir. Yapılan nümerik çalışmada elde edilen Reynolds sayısı, sürtünme faktörü ve Colburn-j faktörü korelasyonlar ile karşılaştırılarak analizin doğrulanması sağlanmıştır. Boruların çapraz aralığının kısaltılmasının ısı transferini arttırdığı ve düşük Reynolds sayısındaki nümerik analizlerin türbülanslı ve laminer çözümlerde benzer sonuçlar verdiği sonuç bölümünde paylaşılmıştır (Lindqvist vd., 2021).

Lee ve diğerleri, dalgalı kanatlı ve eliptik borulu bir ısı değiştiricisinin tasarım parametrelerini deneysel ve HAD analizleri ile incelemişlerdir. Deneysel sistemde boru içerisinde sıcak su ve boru dışındaki akışta ise hava kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değiştiricisinin basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısı ölçümleri kullanılarak HAD analizinin doğrulama ve ağ bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. İncelenen parametreler: kanat yapısının dalga boyu, dalga yüksekliği ve kanatlar arasındaki mesafedir. Gerçekleştirilen HAD analizleri sonucunda kanat yapısının dalga yüksekliğinin artışının ısı transfer katsayısını arttırdığı fakat beraberinde basınç düşüşünü de arttırdığı tespit edilmiştir. Optimum *j/f* oranı 8 mm kanat dalga boyu ve 3 mm fin yüksekliğinde elde edilmiştir. Eliptik

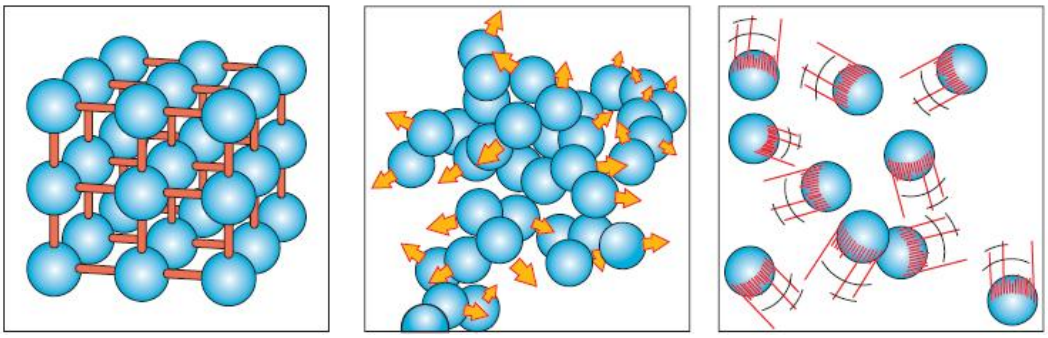
borunun dairesel boruya göre daha iyi termal-hidrolik performans sunduğu bulunmuştur (Lee vd., 2022).

Xing-Yu Liang ve diğerleri ResNet yapay sinir ağında ıslak ve kuru koşullarda kanatlı-borulu evaporatörlerde hem basınç düşüşü hem de ısı transferini tahmin eden bir yapay zekâ programını GREATLAB programında elde ettikleri geniş veri havuzu ile sağlamışlardır. Fiziksel formülleri içeren bu yapay sinir ağı soğutkan basınç düşüşünü ortalama %0,14, hava tarafındaki basınç düşüşünü de %0,49 hata ile tahmin edebilmektedir. Önceki çalışmalardan soğutkan tarafındaki basınç düşüşü tahminlerini iyileştirmesi ile ayrışmaktadır (Liang vd., 2024).

3
MATEMATİKSEL MODEL

3.1 Akışkanlar Dinamiği

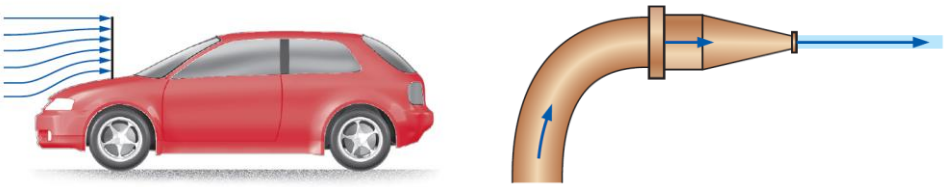
Doğada maddelerin genellikle karşılaştığımız formları: katı, sıvı ve gaz formlarıdır. Sıvı ve gaz formundaki maddeler literatürde "akışkan" olarak adlandırılmaktadırlar. Akışkanlar Mekaniği hem statik hem de dinamik olarak akışkan olarak tanımlanan maddelerin davranışlarını; birbiri ve diğer maddeler ile olan etkileşimlerini inceleyen bilim dalıdır. Bu bilim dalının dinamik akışlar ile ilgilenen alt bilim dalına "Akışkanlar Dinamiği" adı verilmektedir. Bu tez kapsamında incelenecek olan hava ve su akışkanları için kullanılacak olan formüller, eşitlikler, boyutsuz sayılar, ampirik denklemler ve yaklaşımlar bu bilim dalında çalışmış olan bilim insanlarının literatüre olan katkılarıdır.



Şekil 3.1 Katı, sıvı ve gaz moleküllerinin düzen ve hareketleri (Çengel & Cimbala, 2017)

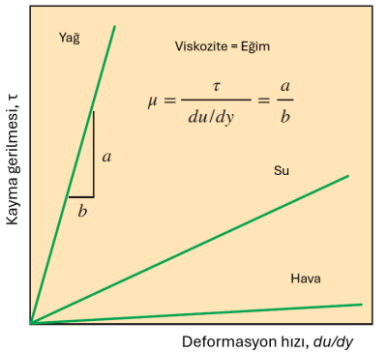
Bir akışın duvarla çevrelendiği ve akışkanın bu sınırlar içerisinde harekete zorlandığı akışlar, iç akış; akışkanın bir levha, kanat, yüzey veya boru üzerinde sınırlandırılmaksızın aktığı akışlar ise dış akış olarak tanımlanmaktadır. İç akışlarda, akış kesitinin bütününde viskoz etkiler gözlemlenirken; dış akışta ise sınır tabakası bölgesine yakın olan bölgelerde ve art izi bölgelerinde viskoz akış

meydana gelir. Serbest akış hızına yakın ve eşit olan bölgelerde ise viskoz etkiler ihmal edilmektedir. Kanatlı-borulu ısı değiştiriciler hem iç hem de dış akış dinamiklerinin birlikte ele alındığı termal elemanlardır. Boruların içerisinde akan akışkan için iç akış dinamikleri, kanat ve boru çevresinde akan akışkan için ise dış akış dinamikleri geçerlidir.



Şekil 3.2 Dış akış ve iç akış örnekleri (Çengel & Cimbala, 2017)

Bir katı yüzey üzerinde akan ya da farklı hızlardaki akışkanlar arasında meydana gelen, akmaya karşı direnç olarak adlandırılan özellik viskozite olarak adlandırılmaktadır. Viskozite, akışkanların akmaya karşı olan iç dirençlerini temsil etmektedir. Akışkanlar, akışkan ile katı yüzey ya da farklı hızlardaki iki akışkan arasındaki kayma gerilmesinin deformasyon hızına oranla değişime göre Newton tipi ve Newton tipi olmayan akışkanlar olarak ayrılırlar. Yağ, hava ve su, Newton tipi akışkanlardır. Bu iki akışkan için de kayma gerilmesinin deformasyon hızı ile doğru orantılı olarak değiştiği bilinmektedir. Kayma gerilmesinin deformasyon hızına bölümü ya da Şekil 3.3'teki eğrilerin eğimi, akışkanların viskozite değerlerini vermektedir. Viskozite değerleri küçükten büyüğe doğru: hava, su ve yağ olarak sıralanır.



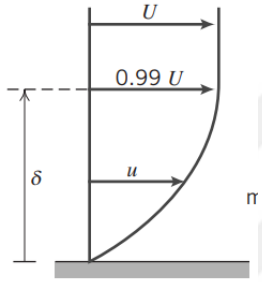
Şekil 3.3 Yağ, su ve hava için viskozite eğrileri (Çengel & Cimbala, 2017)

3.1.1 Hız Sınır Tabaka

Viskoz etkiler sonucunda akışkanın katı ile olan etkileşimi ilk kez Ludwig Prandtl tarafından 1904 yılında sınır tabaka kavramı ile açıklamıştır. Bu tanımı yapmak için

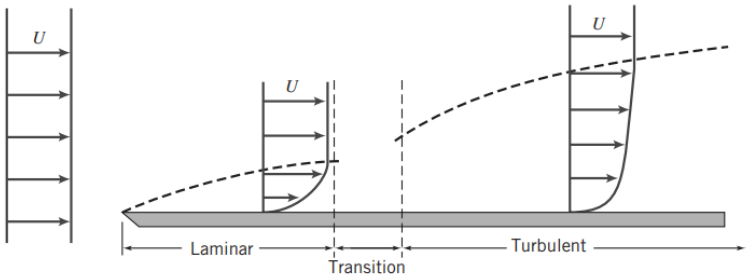
kaymazlık şartı kabulü yapılması gerekmektedir. Kaymazlık şartı ise sabit bir yüzey ile temas halinde olan bir akışkanın, yüzey ile temas halinde olan moleküllerinin hızlarının yüzey hızına eşit olduğu kabulüdür. Bu kabul ile sabit bir plaka üzerindeki akışta plaka ile temas halinde olan akışkan moleküllerinin hızları 0'a eşittir.

Hız sınır tabakası kalınlığı "δ" harfi ile gösterilmektedir. Şekil 3.4'te bir sabit plaka üzerinde U serbest akış hızı ile akan akışkan için hız sınır tabaka, u=0 olduğu yüzey ile u=0.99*U olduğu serbest akış bölgesi arasında kalan ve viskoz etkilerin baskın olduğu bölge olarak tanımlanabilir. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere olan oranı olan Reynolds sayısı, çok doğaldır ki sınır tabaka ile de bağlantılıdır.



Şekil 3.4 Sınır tabaka kalınlığı ve akış hızı ilişkisi (Fox vd., 2015)

Düz bir sabit plaka üzerinde akan havanın sınır tabaka kalınlıkları Şekil 3.5'teki örnekte olduğu gibi incelenirse: giriş bölgesinde laminer (laminar), plaka boyunca ilerledikçe geçiş akışı (transient), akabinde türbülanslı (turbulent) bir akış rejimi oluştuğu görülecektir.

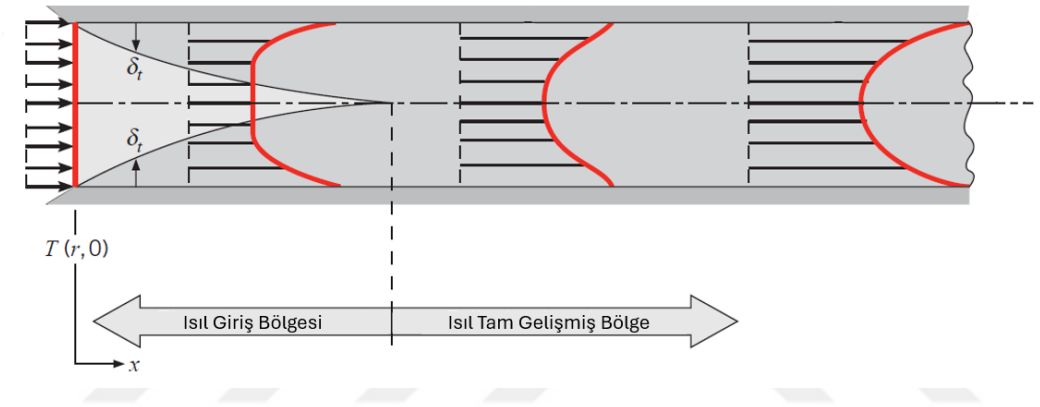


Şekil 3.5 Düz plaka üzerinde sınır tabakanın gelişimi (Fox vd., 2015)

3.1.2 Isıl Sınır Tabaka

Isıl sınır tabaka, viskoz akış bölgesinde meydana gelen, taşınım ve iletim ile ısı transferi etkilerinin gözlemlendiği ve sıcaklık değişiminin belirgin olduğu ince katmanı temsil etmektedir. Hız sınır tabaka yaklaşımına benzer bir analojiye

sahiptir. Hız sınır tabaka yaklaşımında hız değerinin kaymazlık şartı ile kurduğu ilişki, ısıl sınır tabaka yaklaşımında sıcaklık değerleri ile kurulmuştur. Sabit bir yüzey sıcaklığına sahip plaka üzerinde akan akışkanın bu plaka ile temas halinde olan moleküllerinin sıcaklığının yüzey sıcaklığına eşit olduğu kabulü yapılmaktadır. Yüzey normali doğrultusunda sıcaklık değeri, serbest akış sıcaklığına doğru artmakta ya da azalmaktadır. Şekil 3.6'da ısıl sınır tabakanın boru içerisindeki gelişimi yer almaktadır. Sıcaklık profilinin geliştiği bölgeye "Isıl giriş bölgesi", sıcaklık profilinin gelişimini tamamladığı bölgeye ise "Isıl tam gelişmiş bölge" adı verilmektedir. Sıcaklık profili, taşınım ile olan ısı transferini belirleyen faktörlerden biridir.



Şekil 3.6 Bir boruda ısıl takabanın gelişimi (L. T. Bergman vd., 2011)

Isıl sınır tabakanın kalınlığı, hız sınır tabaka kalınlığından ayrı olarak değerlendirilmekte ve bu iki değer arasındaki ilişki akışkanın iletkenliğine, özgül ısısına ve viskozitesine bağlı olarak değişmektedir. Hız ve ısıl sınır tabaka arasındaki ilişki Prandtl sayısı ile açıklanmaktadır.

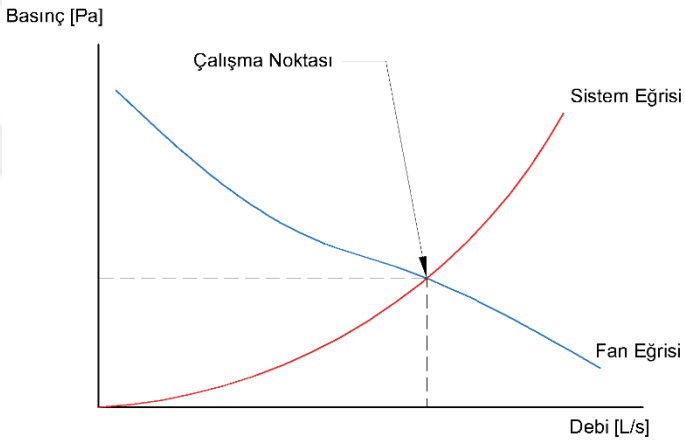
3.1.3 Basınç Düşüşü

Isı değiştiricilerdeki sıvı ya da gaz akışkanının sistemde dolaşmasını sağlayarak ısı transferinin iki akışkan arasında meydana gelmesini sağlayan cihazlar: pompa, fan, üfleç benzeri turbomakinelerdir. Bu turbomakinelerin çalışma noktalarını ve çalışma debilerini sistemde karşılayacakları basınç düşüşleri belirlemektedir. Bu sebeple kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin hem dış hava tarafında hem de boru içindeki akışta meydana gelen basınç kayıpları fan ya da pompa gücünü ve çalışma debisini etkilemektedir.

Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde boru iç yüzeyinde bir karıştırıcı ya da yüzey alanı arttırıcı geometri bulunmadığı sürece burada oluşan basınç düşüşünü düz boruda meydana gelen basınç düşüşü olarak almak mümkündür. Düz borularda basınç düşüşünü Darcy-Weisbach denklemi ile elde etmek mümkündür. Bu denklemdeki "*f*" sürtünme katsayısı türbülanslı akış için Moody diyagramından elde edilebilir.

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho v^2}{2} \tag{3.1}$$

Hava tarafındaki fan gücünün ve çalışma debisinin belirlenmesinde HAD ile ya da deneysel olarak elde edilen sistem basınç eğrileri kullanılabilir. Kanatlara sahip, girift yapıdaki ısı değiştiricilerin basınç düşüşü ölçümleri için deneysel yöntemler oldukça kolaylık sağlamaktadır. Bu çalışma kapsamında da oluşturulan deney sistemi üzerindeki evaporatörün basınç düşüşü deneysel olarak ölçülmüştür. Şekil 3.7'de bir sistem eğrisi ve fan eğrisinin çalışma noktasının gösterimi mevcuttur.



Şekil 3.7 Fan ve sistem eğrisinin çakıştığı çalışma noktasını içeren grafik

3.2 Boyutsuz Sayılar

Akışkanlar dinamiğindeki denklemler ve eşitsizlikler, etken olan birden çok parametrenin ortak bir birimde hesaplamalara katılmasını ve bu ortak birimde sonucun elde edilmesini sağlamaktadırlar. Boyutsuzlaştırma işlemi, denklemlerin ortak parametrelere bağlı olarak sadeleştirilmesini ve birimden bağımsız olarak ele alınabilmelerini sağlamaktadır. Bu şekilde hem gerekli parametreler sadeleştirilmiş hem de bu boyutsuzlaştırılmış denklemlere etki eden parametrelerin etkilerinin daha iyi analiz edilmesi sağlanmış olur. Akışkanlar dinamiği ve ısı transferinde

çokça kullanılan boyutsuz sayılara: Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Nusselt sayısı, Colburn-j faktörü ve FOM (Figure of Merit) örnek olarak verilebilir.

3.2.1 Reynolds Sayısı

Reynolds sayısı, akışkana etki eden atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Bu boyutsuz sayı, akış rejiminin özelliklerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Akış rejimleri literatürde 3 ana türde sınıflandırılmıştır. Sırasıyla laminer, geçiş ve türbülanslı olarak akış rejimleri adlandırılmaktadır. Laminer akışlar, viskoz etkiler sonucunda oluşmuş paralel akış tabakalarının düzenli bir şekilde aktığı akış rejimidir. Türbülanslı akış ise kaotik olarak bir çalkalanma içeren ve kaymama şartını sağlayan yüzey üzerinde düzensiz ve belirsiz bir şekilde akışkanın hareket ettiği rejimdir. Laminer ve türbülanslı akış rejimi arasındaki geçişi sağlayan ve iki akışın da özelliklerinin gözlemlendiği akışlara geçiş rejimi adı verilmektedir. İç ve dış akışlarda akışkanın viskozitesine, hızına ve üzerinde ya da içerisinde aktığı geometrinin karakteristik uzunluk değerine bağlı olarak akış rejimi belirlenmektedir. Osborne Reynolds tarafından 1880'li yıllarda borulardaki iç akış üzerinde yapılan deneyler ile elde edilen Denklem 3.2'deki boyutsuz "Reynolds Sayısı" akışkanların laminer mi yoksa türbülans bir akış karakteristiği mi gösterdiğinin belirlenmesini sağlamaktadır (Reynolds, 1883).

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} = \frac{V L_c}{v} \tag{3.2}$$

Reynolds sayısı sayesinde akış rejiminin tasarım aşamasında tahmin edilmesi sağlanmaktadır. Akışların türbülanslı olmaya başladığı Reynolds sayısı kritik Reynolds sayısıdır. Dairesel borulardaki iç akış için kritik Reynolds sayısı değeri genellikle Re_{kr}=2300 olarak, türbülanslı akışın meydana geldiği Reynolds sayısı ise Re>4000 olarak kabul edilmektedir. Bu iki değer aralığındaki bölge (2300<Re<4000) geçiş akışı rejimine sahiptir.

Dış akışta ise pürüzsüz düz bir levha üzerinde akış temel alınarak kritik Reynolds sayısı genellikle $Re_{kr}=5\text{x}10^5$ kabul edilmektedir. Bu levha üzerindeki akış rejimi $Re>3\text{x}10^6$ değerinden sonra tamamen türbülanslı hale geldiği de literatürdeki kabuller arasındadır.

3.2.2 Prandtl Sayısı

Hız ve ısıl sınır tabakalar arasındaki kalınlıkları ya da diğer bir deyişle yayınımlarını karşılaştıran ve bir akışkan özelliği olan Prandtl sayısı boyutsuz bir parametredir. Denklem 3.3'te verilen bu boyutsuz sayı, momentum yayınımının ısının yayınımına oranıdır.

$$Pr = \frac{Momentumun\ molek\ddot{u}ler\ yayınımı}{Isının\ molek\ddot{u}ler\ yayınımı} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho c_p}} = \frac{\mu c_p}{k} \tag{3.3}$$

Ludwig Prandtl tarafından ortaya konan bu değer, bir akışkanın ısıl ve hız sınır tabakaları arasındaki ilişkiyi; dolayısıyla ısıl yayınım becerisini belirtmektedir. Gazların Prandtl sayıları yaklaşık 1 iken, sıvı metallerin Prandtl sayıları $Pr<1$; yağların Prantl sayıları ise $Pr>1$'dir. Gazlar için momentum ve ısıl yayınımlarının aynı hızda olduğu; sıvı metallerde ısının momentuma göre çok daha hızlı yayıldığı ve yağlarda ise ısının momentuma oranla daha yavaş yayıldığı söylenebilir (Çengel & Ghajar, 2023).

3.2.3 Nusselt Sayısı

Taşınım, akışkanın yığın hareketini ile gerçekleşen ısı transferi ile moleküller arası iletim ile yoluyla gerçekleşen ısı transferini kapsayan bir mekanizmadır. Nusselt sayısı, taşınım analizlerinde boyutsuzlaştırma yoluyla değişken sayısını azaltılmak amacıyla tanımlanmış boyutsuz bir sayıdır. Bu sayı, taşınım ile gerçekleşen toplam ısı transferinin, yalnızca iletimle gerçekleşen ısı transferine oranı olarak ifade edilir. Adını, taşınım çalışmalarında önemli katkıları bulunan Wilhelm Nusselt'ten almıştır.

$$Nu = \frac{\dot{q}_{taşınım}}{\dot{q}_{iletim}} = \frac{h\Delta T}{k\frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} \tag{3.4}$$

Nusselt sayısının 1'e eşit olması durumu akışkan içerisindeki ısı transferinin sadece iletim ile yapıldığını göstermektedir. Nusselt sayısının artması durumunda taşınım ile ısı transferinin iyileştirildiği söylenebilir. Farklı sıcaklığa sahip iki plaka arasında gerçekleşen bir akışta; akışkanın hızının arttırılması, ısı taşınım katsayısını ve dolayısıyla boyutsuz Nusselt sayısını arttıracak ve ısı transferi iyileştirecektir.

3.2.4 Colburn-j Faktörü (j_H)

Colburn-j faktörü, zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin etkinliğinin akışkan özellikleri ve akış rejimi özelliklerinden bağımsız olarak karşılaştırılması amacıyla kullanılan ve düz bir plaka üzerindeki laminer akışta gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ile geliştirilmiş olan bir boyutsuz sayıdır. Bu yöntem ilk kez Colburn tarafından tanımlanmıştır (Colburn, 1933). Laminer bir düz plaka akışında geliştirilmesine rağmen bir yüzey üzerindeki türbülanslı akış için de kullanılabilmektedir. Temelde Stanton sayısı ve Prandtl sayısının bir fonksiyonu olan bu boyutsuz sayı Denklem 3.8'deki gibi ifade edilmektedir.

$$j_H = StPr^{2/3} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \tag{3.8}$$

3.2.5 Figure of Merit (FOM)

Isı değiştirici tasarımlarının karşılaştırılmasında kullanılan önemli boyutsuz parametrelerden biri de Figure of Merit (FOM)'dir. FOM, ısı değiştirici performansının belirlenmesinde ısı transferi ile basınç düşüşü kriterlerini birlikte değerlendirmektedir. Bu parametre, farklı ısı değiştirici geometrilerinin karşılaştırmalı analizlerinde bir performans ölçütü olarak yaygın biçimde kullanılmaktadır. Isı transferi performansı Nusselt sayısı ile, basınç kayıpları ise f sürtünme faktörü ile temsil edilmektedir. FOM, bu iki temel parametreyi bir araya getirmektedir. Denklem 3.9'da verilen formülde yer alan "0" alt indisli parametreler, karşılaştırma için referans alınan temel geometrinin değerlerini ifade etmektedir (Gemici & Budakli, 2024).

$$FOM = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{3.9}$$

3.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), uluslararası literatürdeki tabiriyle "Computational Fluid Dynamics" (CFD); akışkanlar mekaniği ve ısı transferi bilimlerinin temellerinden türetilmiştir. HAD; matematik, mühendislik ve bilgisayar biliminin ortak çalışmaları sonucunda geliştirilmiştir. Hesaplamalı analizler ile akış problemlerinin bilgisayar gücüyle çözülmesine olanak sağlamaktadır. Bilgisayar tarafından yapılan matematiksel hesaplamalar sayesinde

ilk önce havacılık ve uzay endüstrilerinde kullanılan ve geliştirilen HAD yazılımları; günümüzde otomotiv, kimya, havacılık, biyomedikal, inşaat, metalürji, nükleer enerjisi ve rüzgâr enerjisi endüstrilerindeki tasarım ve geliştirme aşamalarında yer almaktadır (Tu vd., 2022).

Akışkanlar mekaniğinin temelinde olan 3 fizik yasası HAD yazılımlarının da temelini oluşturmaktadır. Bu fizik yasaları:

1. Akışkanın kütlesinin korunumu,
2. Newton 2. Yasası: Momentumun korunumu,
3. Termodinamiğin 1. Yasası: Enerjinin korunumudur.

Bu sebeple, HAD yazılımlarının temelini oluşturan ana denklemler: kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumu denklemleridir.

Endüstriyel uygulamalarda oldukça fazla karşılaşılan türbülanslı akışın matematiksel olarak modellenerek diferansiyel elemanlar yardımıyla çözülmesini sağlayan türbülans modellerinin geliştirilmesi de sağlanmıştır. Ticari yazılımlarda kullanılan türbülans modelleri: RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes), LES (Large Eddy Simulation) ve DNS (Direct Numerical Simulation) olarak sıralanabilir. LES, büyük girdap yapılarını doğrudan çözen; küçük girdap yapılarını ise modelleyen bir türbülans modelidir. DNS ise hiçbir türbülans modellemesi kullanmadan girdap gibi türbülanslı akış yapılarını direkt olarak çözen türbülans modelidir. LES ve DNS türbülans modelleri çözüm süreleri ve işlem yüklerinin fazlalığı sebebiyle endüstride daha az tercih edilen iki modeldir. RANS ise türbülans hesaplamalarının zamana bağlı olarak ortalama alınarak çözülmesini sağlamaktadır. Bu yaklaşım sayesinde türbülansın ortalama etkilerinin hesaplanmasını sağlayarak daha ekonomik ve hızlı bir çözüm ortaya koymaktadır. Türbülanslı akışın detaylarının istendiği durumlarda RANS modeli yetersiz kalmakta, daha fazla işlem yükü olan diğer modellere geçilmesi önerilmektedir.

RANS denklemlerinde yer verilen başlıca türbülans modelleri: Spalart-Allmaras, k-epsilon ve k-omega olarak incelenebilir. En çok bilinen bu türbülans modelleri RANS denklemlerine ek olarak türbülans çözümlerini sağlayan denklemleri oluşturmaktadırlar. Spalart-Allmaras, tek denklemli bir türbülans modelidir. Dış akış ve turbomakine uygulamalarında tercih edilmektedir. K-Epsilon modeli iki denklemli bir türbülans modelidir. k, türbülans kinetik enerjisini, ε ise bu enerjinin

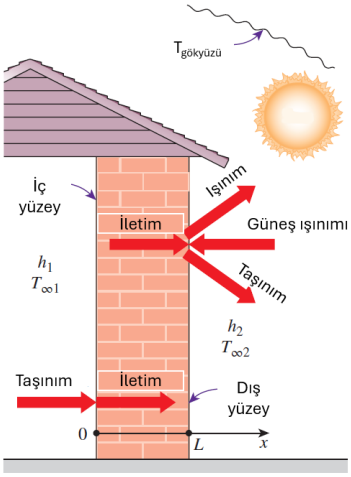
dağılım oranını hesaplayan denklemdir. Dış akış ve aerodinamik alanlarında tercih edilmektedir. K-omega modeli de iki denklemli bir türbülans modelidir. k, türbülans kinetik enerjisi, ω ise özgül türbülans dağılım oranını yansıtmaktadır. İç akış, akış ayrılmalarının ve ters basınç gradyanlarının oluştuğu akışlarda tercih edilmektedir. K-Epsilon ve K-Omega modelleri baz alınarak geliştirilen alt türbülans modelleri de mevcuttur.

Ticari ve açık kaynak kodlu olmak üzere iki farklı türde HAD yazılımları mevcuttur. Açık kaynak kodlu yazılımlar, herhangi bir ticari kâr amacı gütmeden oluşturulan ve katılımcıların da gönüllü olarak geliştirdikleri yazılımlardır. Akışkanlar dinamiği alanındaki bilinen en büyük ve kapsayıcı açık kaynak kodlu yazılım OpenFOAM yazılımıdır. 1990'larda Henry Weller tarafından bir C++ kütüphanesi olarak geliştirilen "FOAM" 2004 yılında açık kaynak kodlu hale getirildi. 2004 yılı itibariyle de kullanıcıların bağışları ve katkılarıyla OpenFOAM Foundation kurumu sayesinde geliştirilmesine devam edilmektedir (CFD Direct, 2025). Ticari olarak sağlanan yazılımlar; ANSYS, Siemens, COMSOL, Converge firmaları tarafından firmalara ve bireysel kullanıcılara sunulmaktadır. Bu tez çalışmasında da ANSYS firmasının Fluent yazılımının 2024R1 sürümü HAD analizleri için kullanılmıştır.

3.4 Isı Transferi

Isı, sıcaklık farkı sonucu bir sistemden diğerine transfer edilebilen bir enerji türüdür. Yüksek sıcaklıktaki bir sistemden düşük sıcaklıktaki bir sisteme doğru transfer edilir ve sıcaklık dengesine ulaşıldığında ısı transferi durur. Isı transferi hem bir büyüklüğe hem de bir yöne sahip olması sebebiyle vektörel bir büyüklüktür. Termodinamik yaklaşımından farklı olarak ısı transferi, ısının hem ne kadar miktarda aktarılacağı ile hem de aktarım hızı ve süresi ile ilgilenmektedir.

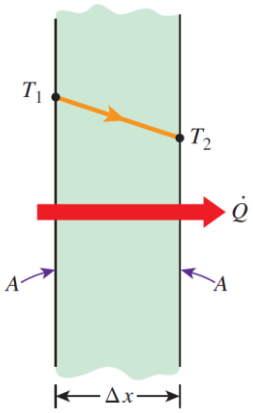
Isı transferi bilimi, ısıl denge halindeki sistemlerden ziyade ısı dengesinin olmadığı ve ısının aktarıldığı durumlar ile ilgilenmektedir. Isının 3 farklı yolla sistemler arasında aktarıldığı bilinmektedir. Bu ısı transferi mekanizmaları; iletim, taşınım ve ışınımdır. Şekil 3.8'de bir evin dış sınırlarında meydana gelen ısı transferi mekanizmaları şematize edilmiştir.



Şekil 3.8 Ev duvarlarında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları (Çengel & Ghajar, 2015)

3.4.1 İletim ile Isı Transferi

Durgun gaz, sıvı ve katı ortamlarında; ısı enerjisinin yüksek enerjili parçacıklardan yakınındaki düşük enerjili parçacıklara aktarılması ile gerçekleşen ısı transferi mekanizması iletim (conduction) olarak tanımlanmaktadır. Katılarda iletim, parçacıkların titreşimi ve elektron transferi ile enerji aktarımı sayesinde gerçekleşirken; sıvı ve gazlarda ise parçacıkların rastgele hareketleri sırasında çarpışmaları ve yayılmaları ile enerjilerini birbirlerine aktarmaları sonucunda gerçekleşmektedir.



Şekil 3.9 1 boyutlu duvar üzerinde sıcaklık farkı sonucunda oluşan sıcaklık gradyanı (Çengel & Ghajar, 2015)

Isı iletim hızı, ortamın geometrisi, malzemesi, kalınlığı ve sıcaklık farkına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Denklem 3.10'daki ısı iletimi denklemi, ısı

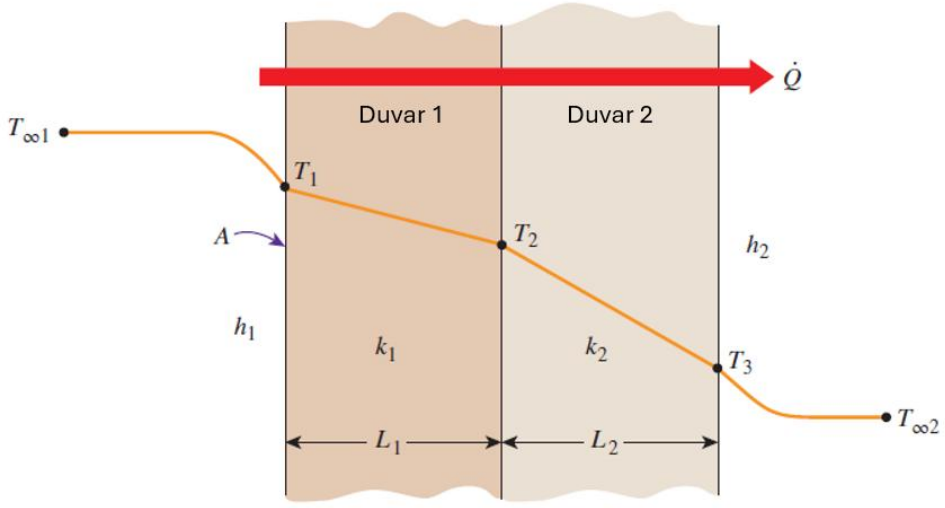
iletim mekanizmasını diferansiyel şekline indirgeyen bilim insanı J. Fourier adıyla anılmakta ve "Fourier ısı iletim kanunu" olarak bilinmektedir.

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA\frac{dT}{dx} \ [W] \tag{3.10}$$

Malzemelerin ısıl iletkenlik katsayısı k, ısı iletme kabiliyetinin bir ölçüsüdür. Havanın oda sıcaklığında ısı iletkenlik katsayısı 0,026 W/mK iken, alüminyumun 237 W/mK'dir. Alüminyum havaya göre yaklaşık 9000 kat daha iyi bir ısı iletim katsayısına sahiptir.

3.4.2 Taşınım ile Isı Transferi

Taşınım, bir katı yüzey ile bu yüzey ile temas halinde olan sıvı ya da gaz akışkan arasındaki ısı transferi olarak tanımlanmaktadır. Hem iletim hem de akışkan hareketinin birleşiminden oluşan bir ısı transfer mekanizmasıdır. Akışkan hızının artması, taşınım ile gerçekleşen ısı transferini arttırmaktadır. Akışkanın durağan hale gelmesi durumunda ısı transferi sadece iletim ile gerçekleşmektedir.



Şekil 3.10 Her iki tarafında taşınım olan iki katmanlı bir düzlem duvarda ısı transferi (Çengel & Ghajar, 2015)

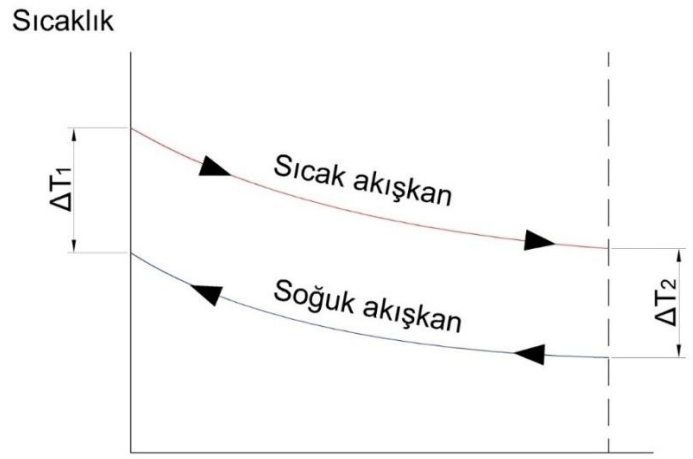
Taşınım ile ısı transferinde eğer akışkan bir fan, pompa, üfleç gibi turbomakineler yardımıyla hareket etmeye zorlanıyorsa bu ısı transfer mekanizmasına zorlanmış taşınım adı verilmektedir. Akışkanın bir turbomakine yardımıyla harekete zorlanmadığı ve ısınan akışkanın ile soğuk akışkan arasındaki yoğunluk farkı sebebiyle kaldırma kuvveti etkisinde akışın meydana geldiği ısı transfer

mekanizmasına da doğal taşınım adı verilmektedir. Denklem 3.11'deki taşınım ısı transferi denklemi "Newton Soğutma Kanunu" olarak bilinmektedir.

$$\dot{Q}_{taşınım} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [W] \tag{3.11}$$

3.4.3 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Isı değiştiricilerde karşılıklı olarak akan iki farklı sıcaklıktaki akışkan arasında ısı transferi meydana gelmekte ve soğuk olan akışkanın ısı çekerek ısındığı, sıcak olan akışkanın ise ısı vererek soğuduğu bilinmektedir. Bu ısı alışverişinin bir sonucu olarak ortaya çıkan sıcaklık değişimi sonucunda ısı değiştirici boyunca akışkanlar ilerlediğinde aralarındaki sıcaklık farkının kapandığı ve ısı transferinin de bu sebeple azaldığı bilinmektedir. Sıcaklık değişim eğrileri Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Çapraz akışlı ısı değiştiricisi için sıcaklık değişim grafiği

Isı değiştiricide bulunan iki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferinde, sıcaklık farkı değişimi doğrusal olmadığından dolayı, ısı transferi hesaplamalarında doğrusal ortalama yerine logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılır. Bu ifade, enerji denkliklerinden türetilmiş olup, sıcaklık değişiminin logaritmik karakterini yansıtır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMDT) olarak adlandırılan bu hesaplama Denklem 3.13'teki gibidir. *ΔT1*; sıcak akışkanın giriş ve soğuk akışkanın ise çıkış sıcaklığı arasındaki fark, *ΔT2* ise sıcak akışkanın çıkış ve soğuk akışkanın giriş sıcaklığı arasındaki farktır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\,(\Delta T_1/\Delta T_2)} \tag{3.13}$$

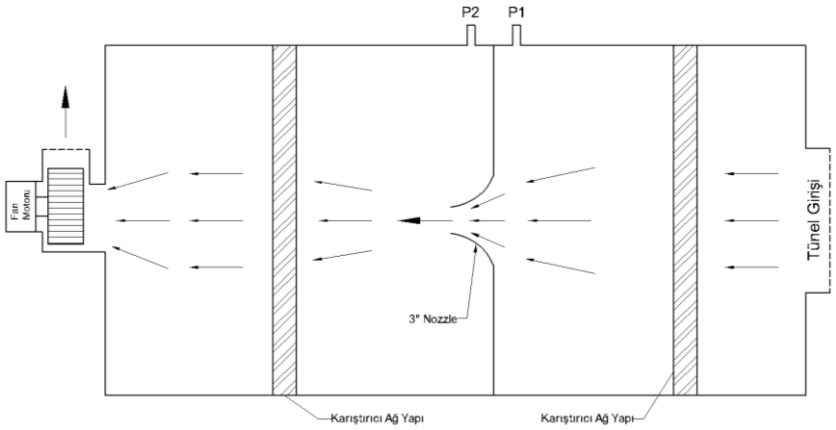
4
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deney Sistemi ve Ölçüm Aletleri

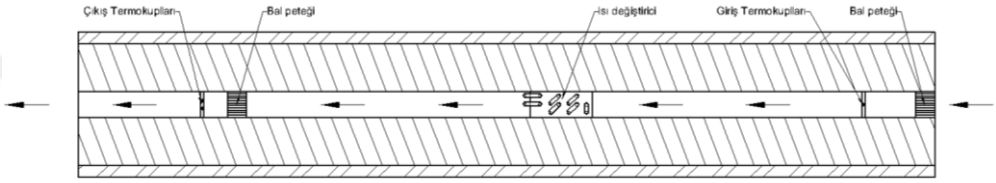
Isı değiştiriciler için geçerli deney düzeneği standardı ASHRAE 41.2'dir. Rüzgâr tüneli ölçümleri için geçerli olan standart ise ASHRAE 51-16'dır. Bu iki belge, bir akışkanı hava olan ısı değiştiricilerinin performans ve kapasitelerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

ASHRAE 51-16 standardına göre inşa edilmiş bir rüzgâr tüneli fan performansının ölçülmesinde kullanılmaktadır. Isı değiştiriciler üzerinden geçen havanın debisinin ve basınç düşüşünün ölçülmesinde de bu tünel yapısından faydalanmak mümkündür.

ASHRAE 51-16 standardına göre oluşturulmuş olan rüzgâr tüneli bu deney sisteminde sabit hava debisinin elde edilmesinde kullanılmıştır. Evaporatörün yerleştirildiği kapasite ölçüm düzeneğinden çıkan hava rüzgâr tüneline giriş yapmakta, lülenin iki ucu arasındaki basınç farkı yardımıyla da geçen hava debisi ölçülmektedir. Şekil 4.1'de bu rüzgâr tünelinin fan ölçümü için kullanılan kurulumu gösterilmektedir. Şekil 4.2'de ise ısı değiştiricisinin kapasite ölçümü için oluşturulmuş olan ölçüm tüneli bulunmaktadır (ASHRAE, 1992, 2016).

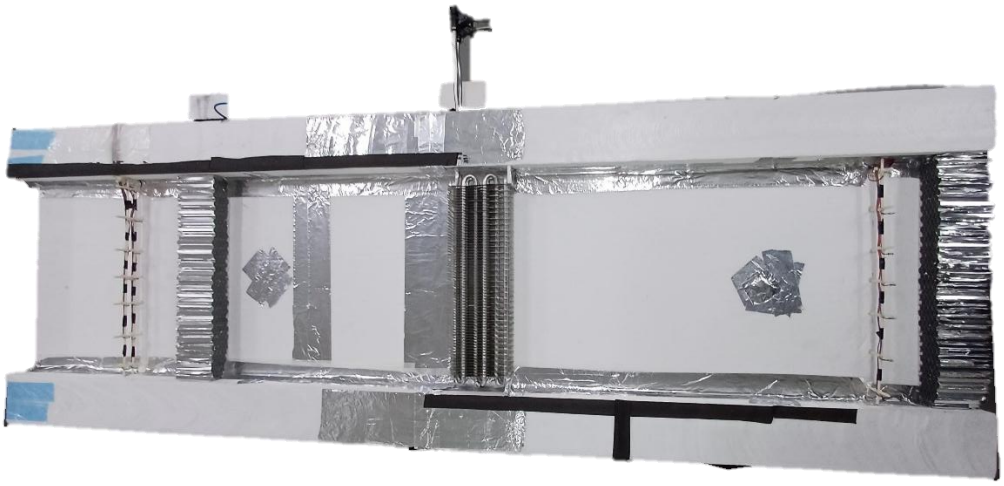


Şekil 4.1 Rüzgar tünelinin şematik gösterimi



Şekil 4.2 Isı değiştirici akış tüneli şematik gösterimi

Şekil 4.3'te üst bölümü açık olan ısı değiştirici deney düzeneği incelendiğinde giriş bölümünden çıkışa sırasıyla: bal peteği, termokupl ızgara yapısı, statik basınç ölçüm noktaları, evaporatör, statik basınç ölçüm noktaları, bal peteği ve termokupl ızgara yapısı bulunmaktadır. Bu ölçüm yöntemi, geçmişte ısı değiştirici çalışmalarının gerçekleştirildiği ve literatür bölümünde de yer verilen çalışmalar ile benzer bir yaklaşım kurularak oluşturulmuştur (Kim & Kim, 2006; C.-C. Wang vd., 1996; Wongwises & Chokeman, 2005).



Şekil 4.3 Isı değiştirici tünelinin üstten fotoğrafı

Tünelin dış duvarları ısı kaybını azaltmak ve aynı zamanda yapısal bir iskelet oluşturmak amacıyla strafordan oluşturulmuştur. ASHRAE 41.2 standardında belirtilen ölçüm sınırları çerçevesinde tüneldeki ısı kaybını ısı değiştirici kapasitesinin en çok %1'i kadar olması istenmektedir. Deney düzeneği tasarımına başlamadan önce tahmini bir ısı transferi hesaplanarak gerekli yalıtım kalınlıkları belirlenmiştir (ASHRAE, 1992).

Tablo 4.1 Su ve havanın belirlenen sıcaklıklardaki termofiziksel özellikleri (Çengel & Cimbala, 2018)

Özellik	**Su (@60 [°C])**	**Hava (@20 [°C])**
Yoğunluk [kg/m^3]	983,3	1,204
Özgül Isı [J/kg°C]	4185	1007

ε-NTU yöntemi ile giriş sıcaklıkları ve debileri bilinen akışkanların çıkış sıcaklıkları ampirik verim eğrileri yardımıyla tahmin edilebilmektedir. Tablo 4.1'deki akışkan özellikleri kullanılarak her iki akışkan için de ısıl kapasite debilerinin hesaplanmasıyla başlanabilir.

$$Su \rightarrow 5\ \left[\frac{L}{dk}\right] = 8{,}333334x10^{-5}\left[\frac{m^3}{s}\right] * 983{,}3\left[\frac{kg}{m^3}\right] = 0{,}082\ \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (4.1)$$

$$C_{su} = \dot{m_{su}} c_{su} = (0{,}082) * (4185) = 343{,}2\ \left[\frac{J}{Ks}\right] \quad (4.2)$$

$$Hava \rightarrow 20\ \left[\frac{L}{s}\right] = 0{,}02\left[\frac{m^3}{s}\right] * 1{,}184\left[\frac{kg}{m^3}\right] = 0{,}024\ \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (4.3)$$

$$C_{hava} = \dot{m_{hava}} c_{hava} = (0{,}024) * (1007) = 24{,}2\ \left[\frac{J}{Ks}\right] \quad (4.4)$$

Yukarıdaki hesaplama yardımıyla C_{min} değerinin hava tarafından 24,2 J/Ks olduğu belirlenmiştir. En fazla ısı geçişi bu değer sayesinde elde edilebilir. Bu değer, bir ısı değiştiricinin mükemmel koşullardaki ısıl kapasitesini temsil etmektedir.

$$q_{max} = C_{min} * \left(T_{h,i} - T_{c,i}\right) = (24{,}2) * (60 - 25) = 847\ [W] \quad (4.5)$$

Çapraz akışlı bir ısı değiştiricide yapılacak olan deneylerde ısıl etkinliğin 1'den küçük olması beklenir. Isı kaybı hesaplanmasında 847 W olan maksimum ve teorik ısıl kapasite değeri ile yapılacak olan yalıtım hesaplaması sayesinde, kurulacak olan deney düzeneğinin bu koşulları rahatça sağlaması beklenmektedir. ASHRAE standardına göre beklenen ısı kaybı değeri yukarıdaki teorik maksimum hesaplama ile tekrar edilirse 8,5 W olarak hesaplanır (T. L. Bergman vd., 2015).

Yalıtımın dış yüzeyinin sabit yüzey sıcaklığına sahip olduğu ve yalıtımdaki ısı transferinin iletim ile gerçekleştiğini kabul edilerek nihai yalıtım kalınlığı bulunabilir. Strafor kalınlığı 10 cm'dir. Strafor malzemesi 0,035 W/mK iletim katsayısına sahiptir. Strafor kalınlığının yetersiz olması sebebiyle strafor yüzeyi üzerine yapıştırılacak yalıtım köpüğü kalınlığı da hesaplamalar sonucunda bulunacaktır. Yalıtım köpüğünün ısı iletim katsayısı 0,03 W/mK'dir. Strafor yüzeyi üzerine yapılacak olan yalıtımın kalınlığının belirlenmesinde aşağıdaki seri bağlı yalıtım bağıntısı kullanılabilir.

$$\frac{1}{U} = \frac{L_{strafor}}{k_{strafor}A} + \frac{L_{yalıtım}}{k_{yalıtım}A} = \frac{0{,}1}{0{,}035A} + \frac{L_{yalıtım}}{0{,}03A} \tag{4.6}$$

$$Q = UA\Delta T \rightarrow 8{,}5 = \frac{1}{\frac{0{,}1}{0{,}035A} + \frac{L_{yalıtım}}{0{,}03A}} A(60 - 25) \tag{4.7}$$

$$L_{yalıtım} = 3{,}8\ [cm] \tag{4.8}$$

Yapılan hesaplamalar sayesinde teorik olarak mümkün olan en yüksek ısı geçişi için teorik olarak mümkün olan minimum direnç ile gerçekleşmesi halinde %1 ısı kaybı koşulunu sağlayacak olan yalıtım kalınlığı tespit edilmiştir. Bir yalıtım köpüğü 2,5 cm kalınlığındadır. 2 adet yalıtım köpüğü istenilen yalıtım miktarını sağlamaktadır. Bu ısı kaybının daha da azaltılması adına bir kat daha yalıtım köpüğü eklenerek toplamda 3 kat yalıtım köpüğü strafor üzerine uygulanmıştır. Bu yalıtımın uygulandığı deney sisteminin fotoğrafı Şekil 4.4'te mevcuttur.

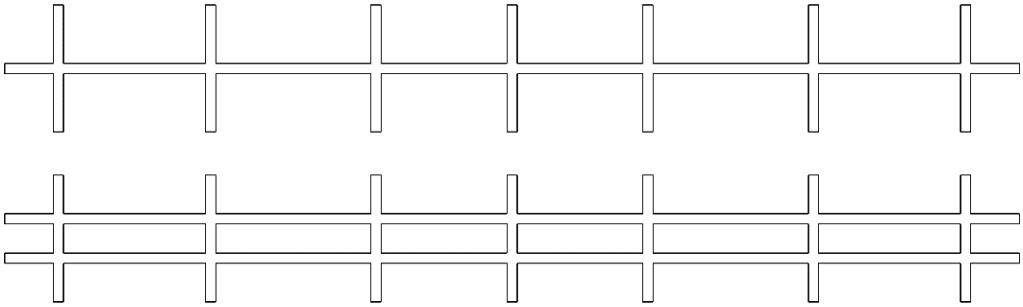


Şekil 4.4 Tünel girişinden fotoğraf

Tünel yalıtımında strafor ve yalıtımlı köpük bant beraber kullanılmıştır. Strafor dış iskeletin bütününde bir mukavemet yaratırken yalıtım köpük bant sayesinde de ortama olan ısı kaybının ASHRAE standartlarında belirtilen sınırlar içerisinde kalması sağlanmıştır.

Oluşturulan ısı değiştirici tünelinde termokupl ölçümü öncesinde giriş ve çıkış bölgesinde bal peteği kullanılmıştır. Tünelin hem girişinde hem de çıkışında hava düzenleyici olarak bal peteği kullanılması termokupllarda okunacak değerlerin havadaki türbülanslı akış sebebiyle oluşacak osilasyonu en düşük seviyeye getirmek içindir. Bal peteği yapısı standart üretim olarak tedarik edilmiş olup, 400x100x55 mm ölçülerindedir. Isı değiştiricisinin sistem eğrisi elde edilirken ölçümün etkilenmemesi için bal peteği yapıları sistemden çıkartılmıştır.

Termokupl ızgaraları Şekil 4.5'teki gibi hem giriş hem de çıkışa yerleştirilecek şekilde 3 boyutlu yazıcıda üretilerek deney sistemine dahil edilmiştir. Termokupların kanal içerisindeki konumlarının sabitlenmesini sağlayan bu ızgaralar ASHRAE 41.2 standardında belirtilen ölçülere göre tasarlanmıştır. Bu ızgara yapılarında giriş bölümünde 7, çıkış bölümünde 14 adet termokupl bağlantısının yapılabileceği kesişimler bulunmaktadır.



Şekil 4.5 Üstte giriş, altta çıkış bölümündeki termokupl bağlantı ağ yapıları

Soğutma çevriminde evaporatör bölümünde kabine olan ısı transferinin verimliliğinin arttırılması amacıyla 2 sıralı ve dar genişliğe sahip olan evaporatörlere olan ilgi artmıştır. Bu sebeple hem trendi takip etmek hem de literatürdeki buzdolabı akış hacminde kullanılan evaporatörlerin performansının incelenmesi amacıyla ısı değiştirici olarak çift sıralı, 12 geçişli, şaşırtmalı boru dizilimine sahip kompakt bir düz kanatlı-borulu evaporatör seçilmiştir. Seçilen evaporatörün görseli Şekil 4.6'da mevcuttur.



Şekil 4.6 Deneyde kullanılan evaporatörün önden, üstten ve sağdan görünüşü

Veri toplama sisteminde HP 34970A Datalogger cihazı ve VeeSuite programı kullanılarak deney verilerini anlık takip edilmesi ve kayıt altına alınması sağlanmıştır. Şekil 4.7'de deney verilerinin toplanarak işlendiği sistem yer almaktadır.



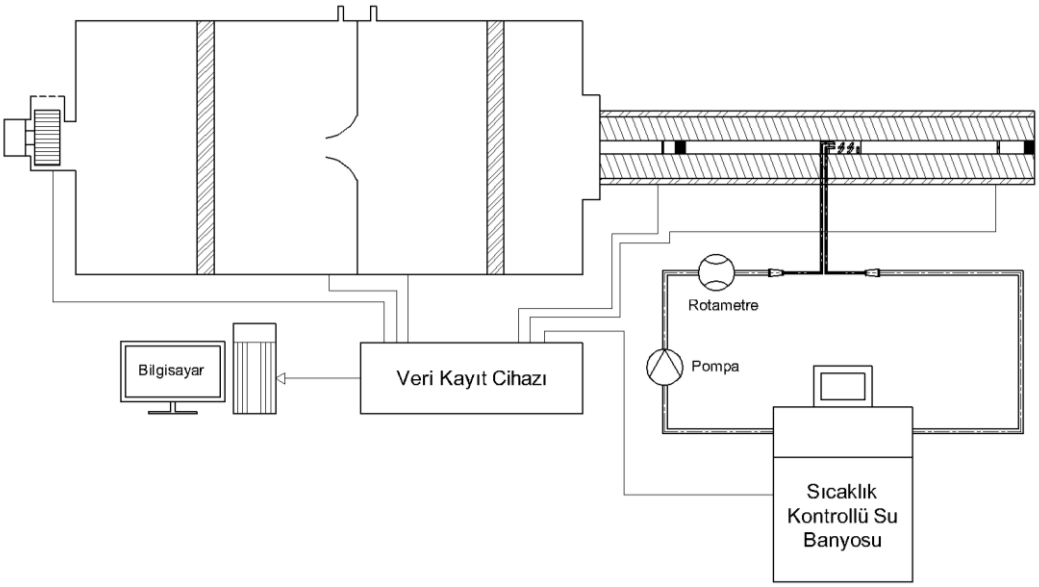
Şekil 4.7 HP 34970A Veri Kayıt Cihazı (Keysight, 2025)

Isı değiştiriciye olan sıcak su beslenmesi Şekil 4.8'de bulunan; diyafram su pompası ve sıcaklık ayarlı su banyosu kullanılarak sağlanmıştır. Su banyosu, Polyscience markasının AD15R modelidir. Bu su banyosu, 0,01 °C hassasiyet ile -40 ile 200 °C sıcaklık aralığında çalışma kabiliyetine sahiptir. Diyafram pompa, 24 V güç beslemesi ile maksimum 11,6 L/dk debi ve maksimum 3,1 bar basınçlandırma kabiliyetine sahiptir. Pompa, DC güç kaynağı ile istenilen voltajda çalıştırılmıştır.



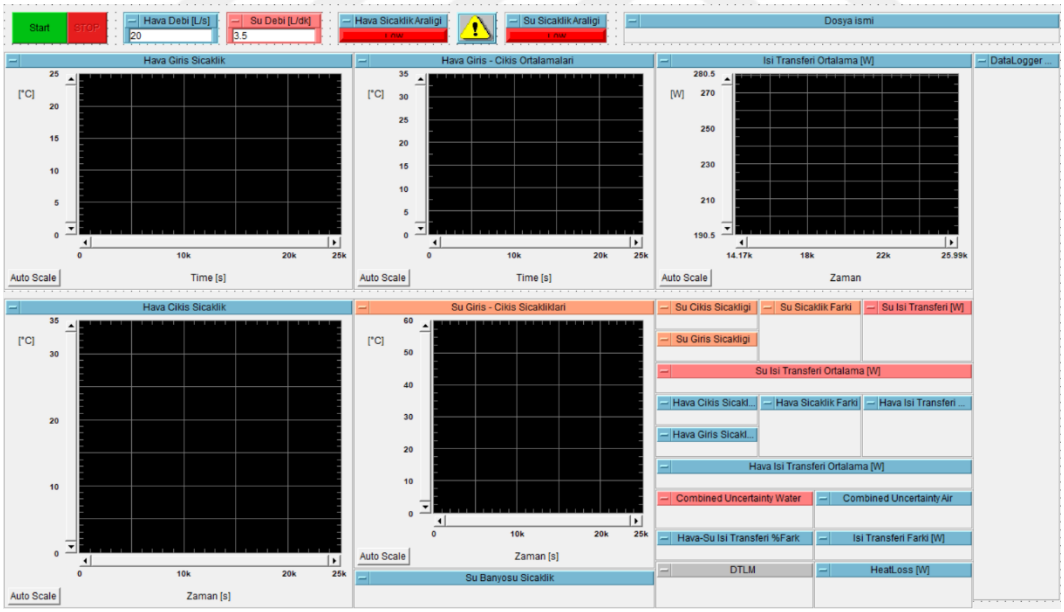
Şekil 4.8 Su banyosu ve diyafram pompa görselleri (PolyScience, 2025)

Oluşturulan deney sisteminin tüm elemanları dahil olduğu hali Şekil 4.9'da mevcuttur. Bu düzenek sayesinde sabit tutulan hava ve su debisinde istenilen sıcaklıkta beslenen sıcak sudan havaya olan ısı transferi, taşınım katsayısı, basınç düşüşü ölçümlerinin yapılması sağlanmıştır. Veri toplama cihazı sürekli olarak bilgisayar ile RS32 bağlantısı ile iletişim halindedir. 5 s'de bir alınan veriler VEE Pro programında oluşturulan yazılım ile kaydedilip, anlık olarak kapasite, belirsizlik hesaplamaları yapılmaktadır.



Şekil 4.9 Deney sistemi ve ölçüm elemanlarının şematik gösterimi

Hazırlanan veri kayıt yazılım arayüzü Şekil 4.10'daki gibidir. Deney sisteminden anlık olarak sıcaklık, sıcaklık farkı, kapasite, belirsizlik değerleri takip edilebilmektedir. Elde edilen değerler bir veri tablosu dosyasına aktarılmaktadır.



Şekil 4.10 Deney veri toplama sistemi arayüz tasarımı

Deney sisteminde kullanılan ölçüm aletlerinin ölçüm aralıkları ve belirsizlikleri Tablo 4.2'de verilmiştir. Kullanılan ölçüm aletlerinin kalibrasyonları günceldir.

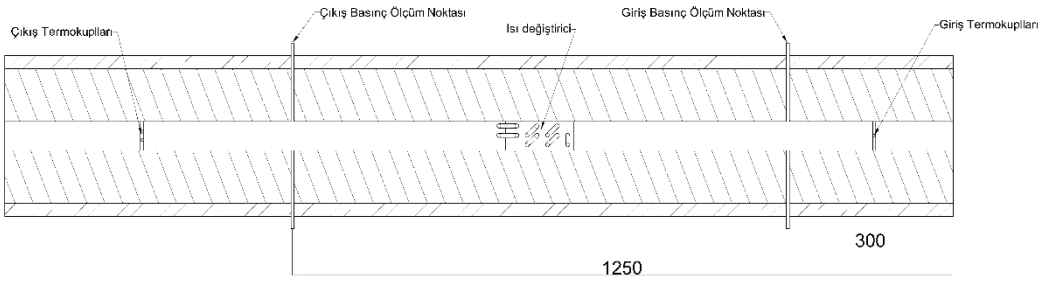
Tablo 4.2 Deney sisteminde kullanılan ölçüm aletlerinin belirsizlikleri

Ölçüm Aleti	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Belirsizliği
T tipi termokupl	-250 ila 350 [°C]	±0,5 [°C]
Rotametre	0 – 11 [L/dk]	±%2,5 [L/dk]
Dijital manometre	0-200 [Pa]	±0,5 [Pa]
Rüzgâr tüneli	0 – 80 [L/s]	±%5 [L/s]

4.2 Basınç Düşüşü Ölçümleri

Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin hava ortamındaki ısı taşınım katsayısını arttırmak amacıyla kanat ve boru geometrisinde değişiklikler yapılarak yüzey alanının arttırılması, hava akışının türbülanslı hale getirilmesi sağlanmaktadır. Bu iyileştirmeler fan ya da üfleç tarafından istenilen debiyi sağlayacak güç değerinin artmasına neden olmaktadır. Fan ve pompaların performans eğrileri üzerinden basınç düşüşüne karşılık gelen çalışma noktası belirlenebilir. Basınç düşüşünün artışı hava debisini etkileyen önemli bir faktördür.

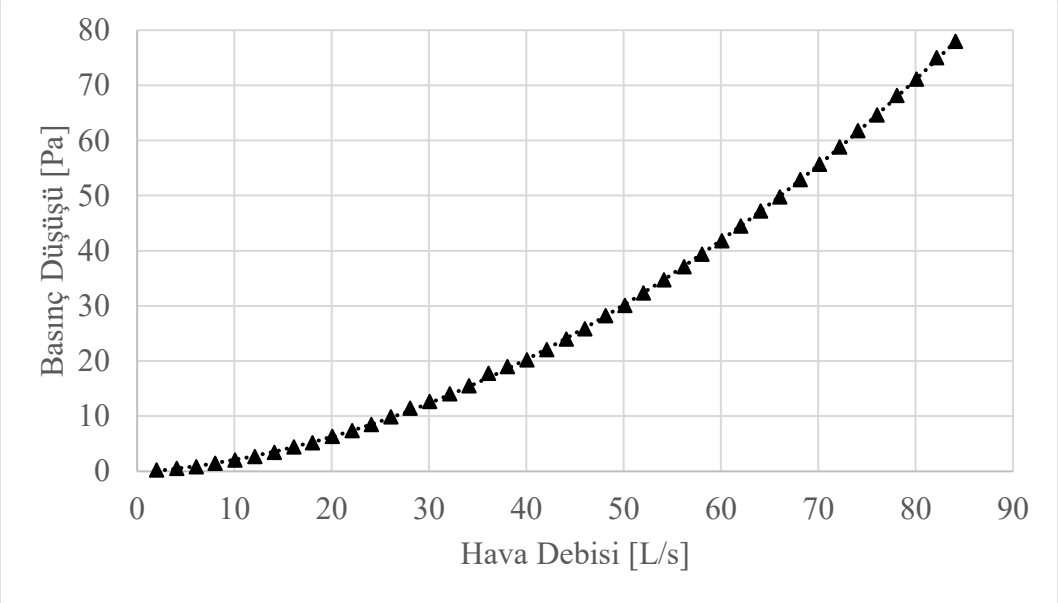
Bir ısı değiştiricisi için seçilecek fanın çalışma noktası oluşturulacak sistem eğrisi ile fan performans eğrisinin aynı grafikte üst üste çizilmesi ile elde edilebilir. Sistem eğrileri istenilen debi aralığında oluşan basınç düşüşünü gösteren eğrilerdir. Bu çalışmada da Şekil 4.11'deki görselde konumlandırılan yerlerden deneyde kullanılan evaporatörün basınç düşüşünün ölçülmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.11 Basınç ölçüm noktalarının tünel girişine göre konumları (mm)

Deney sisteminde basınç farkını ölçen manometrenin ölçüm belirsizliği ölçülen değerin ±%0,25'idir. Basınç düşüşü ölçüm deneyleri 20 °C ortam sıcaklığı ve %50 bağıl nemde gerçekleştirilmiştir. 0-84 L/s debi aralığı 2 L/s adımlar ile taranarak sistem eğrisi oluşturulmuştur. Sistem eğrisi Şekil 8'de mevcuttur. Debi değerinin artışı ile basınç düşüşü arasında doğrusal bir ilişki olmadığı görülebilir. Elde edilen denklem 2.dereceden bir polinomdur. Eğri denklemi aşağıdaki gibidir:

$$y = (0{,}0094)x^2 + (0{,}1356)x - 0{,}2081 \tag{4.9}$$



Şekil 4.12 Isı değiştiricinin basınç düşüşü (sistem) eğrisi

Basınç düşüşü deneyinin ölçüm sonuçları, HAD analizinin doğrulanmasında kullanılacak veri setini de oluşturmaktadır. Analiz başlığı altında bu değerin doğrulama çalışmasına yer verilmiştir.

Isı değiştirici HAD termal analizlerinde deney ile aynı geometrinin oluşturulması ve ağ elemanı sayısında keskin bir artış meydana gelmemesi için bal peteği

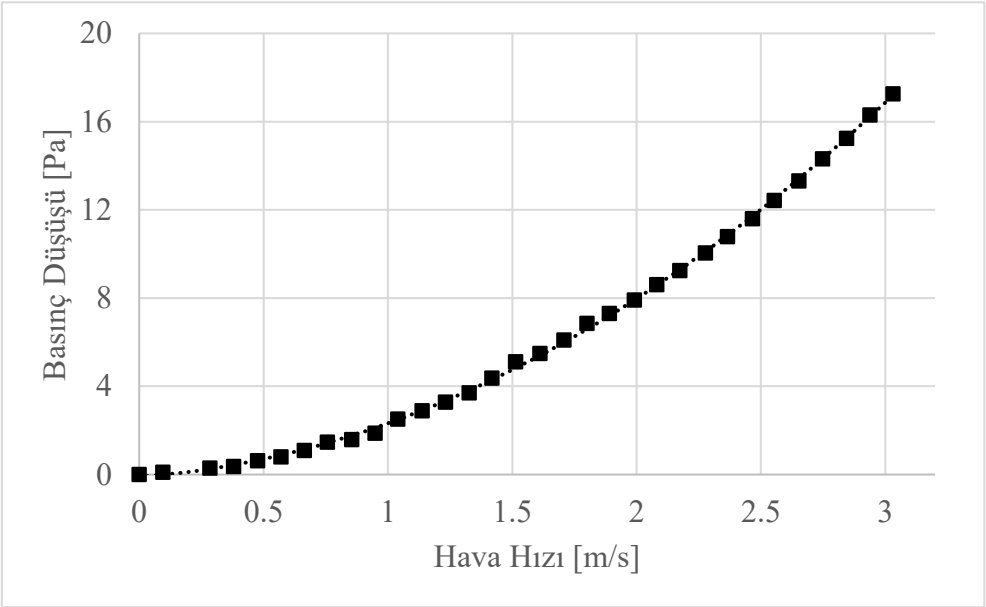
yapısının da analizlere poroz akış hacmi olarak eklenmesi sağlanmıştır. ANSYS Fluent programı, bir poroz malzemenin analize dahil edilmesi için sistem basınç düşüşü eğrisine ihtiyaç duymaktadır. Deneysel olarak bu basınç düşüşünün elde edilmesi için rüzgâr tüneline bal peteği yapısı bağlanılarak ölçümler yapılmıştır. Bal peteği yapısının rüzgâr tüneline bağlantısı Şekil 4.13'teki fotoğraftaki gibidir.



Şekil 4.13 Bal peteğinin rüzgâr tüneli bağlantısı

Sistem basınç düşüşü eğrisinin akış hızı değişkenine bağlı olarak basınç düşüşü fonksiyonu olarak 2. Dereceden bir eğriye uydurulması durumunda; 2.dereceden eğrinin ilk ve ikinci sabit sayıları kullanılarak viskoz direnç faktörü ve atalet direnç faktörü elde edilmektedir. Bal peteği yapısının hava akış hızına bağlı olarak oluşturduğu basınç düşüşü eğrisi Şekil 4.14'te mevcuttur.

$$y = (1{,}6146)x^2 + (0{,}8119)x - 0{,}2081 \tag{4.10}$$



Şekil 4.14 Bal peteği geometrisinin hava hızına bağlı basınç düşüşü eğrisi

Elde edilen ölçüm noktalarından geçen bir ikinci dereceden polinom elde edilmiştir. Elde edilen eğri Denklem 4.10'da mevcuttur. Denklemin katsayıları sırasıyla c_1= 1,6146 ve c_2= 0,8119 'dur. Atalet direnç katsayısı ve viskoz direnç katsayısı Fluent programının kullanıcı kılavuzunda yazan denklemler sayesinde hesaplanmıştır. Deney sonucunda elde edilen eğri katsayılarının denklemlerde yerine koyulması ile program tarafından istenilen katsayılar elde edilmektedir. "Δn" değeri, akış yönü boyunca poroz medyanın kalınlığıdır.

$$\Delta p = 1{,}6146v^2 + 0{,}8119v \tag{4.11}$$

$$C_1 = C_{irf}\frac{1}{2}\rho\Delta n \tag{4.12}$$

$$1{,}6146 = C_{irf}\frac{1}{2}(1{,}145\ [kg/m^3])(0{,}075\ [m]) \tag{4.13}$$

$$C_{irf} = 37{,}60349\ kg/m^2 \tag{4.14}$$

Deneysel çalışmalar ile elde edilen katsayı denklemde yerine yazılarak "inertial resistance factor" (atalet direnç katsayısı) 37,60349 kg/m^2 olarak elde edilmiştir. Benzer bir yaklaşım viskoz direnç katsayısı için aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$C_2 = \frac{\mu}{\alpha}\Delta n \tag{4.15}$$

$$0{,}8119 = \frac{(1{,}9x10^{-5}[kg/ms])}{\alpha}(0{,}075\ [m]) \tag{4.16}$$

$$C_{vrf} = \frac{1}{\alpha} = 571257{,}7\ kg/m \tag{4.17}$$

Elde edilen 571257,7 kg/m viskoz direnç katsayısı da programdaki ilgili katsayı bölümüne eklenerek analiz ile deneysel çalışmalar arasındaki geometrik fark ortadan kaldırılmıştır.

4.3 Deney Matrisi Oluşturulması

Yapılacak olan deneylerde farklı sıcaklık, hava ve su debisi değerlerinde evaporatörden havaya geçen ısı transferi ölçülecektir. Su için 40, 50, 60 °C evaporatör giriş sıcaklığı, su debisinde 2, 3,5 ve 5 L/dk, hava debisinde 15, 20, 25 L/s seviyeleri ile deneyler yapılacaktır. Tüm deneylerin yapılması için 3*3*3=27 adet deneyin tamamlanması gereklidir. Bir deney süresinin 4-5 saatte stabil hale

geldiği yapılan öncül testlerde görülmüştür. 27 adet deneyin gerçekleştirilmesinin zaman, maliyet ve kaynak açısından oldukça zorlayıcı olacağı öngörülmüştür. Bu sebeple bilindik bir yöntem olan ve deney sayısını deneylerin anlamını azaltmadan sağlayan Taguchi yaklaşımı bu çalışmada benimsenmiştir. Taguchi yöntemi parametrelerin ağırlıklarının analiz edilmesinde sinyal-gürültü (S/N oranı) değerlerinin hesaplanmasında kullanılan bir deney tasarımı (DOE) yaklaşımıdır.

Taguchi ortogonal matrisleri parametrelerin etkilerinin deneylerde anlam kaybı olmadan test edilmesini sağlamaktadır. 3 farklı parametrenin 3 farklı seviyede incelenmesine olanak sağlayan ortogonal Taguchi matrisi L9(3^3) matrisidir. Bu matrise Tablo 4.1'de yer verilmiştir. 1,2,3 seviyeleri parametreler azdan çoğa doğru sıralandığındaki seviyeleri temsil etmektedir.

Tablo 4.3 Deney tasarımında kullanılan Taguchi ortogonal L9 matrisi

Deney No	**Su sıcaklığı**	**Su debisi**	**Hava debisi**
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	2	1	2
5	2	2	3
6	2	3	1
7	3	1	3
8	3	2	1
9	3	3	2

Bu deney sonuçlarının ısı transferi olarak elde edilmesi, parametrelerin ağırlıklarının belirlenmesi sağlanabilir. Fakat su sıcaklığı, su debisi ve hava debisi değerleri arttığında ısı transferini arttıran bağımsız parametreler olması sebebiyle ağırlık analizine bu deney matrisinde ihtiyaç yoktur.

4.4 Belirsizlik Analizi

Deney matrisinde yer alan deneylerin sonuçları elde edildikten sonra hava ve su tarafı için ayrı olarak ölçüm belirsizliğinin hesaplanması deney sonuçlarının hataların dahil edilerek yorumlanmasını sağlamaktadır. Ölçüm belirsizliğindeki hatalar deney sistemindeki ölçüm aletlerinin belirsizliklerini içermektedir. Operatör kaynaklı olan hatalar bu hesaplamaya dahil değildir.

Deney sisteminde kullanılan termokupllar ve debimetreler aracılığıyla "$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T$" denklemi ile hava ve su tarafındaki ısı kazancı-kaybının sabit debi ve bilinen giriş-çıkış sıcaklıkları için hesaplanması gerçekleştirilmektedir. Termokupl ve debimetre belirsizliklerinin çarpılarak bu denklem içerisinde artış göstermesi sebebiyle "belirsizliğin yayılımı" (propagation of uncertainty) prensibine göre deney belirsizliği hesaplanmalıdır (Joint Committee for Guides in Metrology, 2008).

Ölçüm aletlerinin belirsizlikleri, üretici firmalar tarafından temin edilen teknik tanıtım formlarından elde edilmiştir. Su debimetresi (rotametre) için hassasiyet değeri 0-11 L/dk aralığında ±%2,5 L/dk, rüzgâr tünelinin 0-80 L/s aralığındaki ölçüm hassasiyeti ±1 L/s'dir. T tipi termokupların ise hassasiyeti ±0,5 K'dir. Kullanılan tüm ölçüm aletlerinin kalibrasyonu günceldir.

Yayılan belirsizlik hem su hem de hava tarafından elde edilen ısı transferi denklemi için uygulanacaktır. Su ve hava için hesaplamalar aşağıda sıralı şekilde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}c_{p,su}\Delta T = \rho_{su}(T)\dot{V}c_{p,su}(T)\Delta T \tag{4.18}$$

$$\sigma_T = 0{,}5\ [K] \qquad \sigma_{\dot{v}} = 4{,}583x10^{-6}\ m^3/s \tag{4.19}$$

$$\sigma_{Q,su} = \pm\sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial T}\sigma_T\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{V}}\sigma_{\dot{v}}\right)^2} \tag{4.20}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T} = \rho_{su}{}'(T)\dot{V}c_{p,su}(T)\Delta T + \rho_{su}(T)\dot{V}c_{p,su}{}'(T)\Delta T \tag{4.21}$$

ρ_{su} ve $c_{p,su}$ değerleri "T" sıcaklığın bir fonksiyonudur. ΔT sıcaklık farkı ise sabit sayıdır.

$$\frac{\partial Q}{\partial \dot{V}} = \rho_{su}(T) c_{p,su}(T) \Delta T \tag{4.22}$$

$$\sigma_{Q,su} = \pm\sqrt{\left[(\rho_{su}{}'(T)\dot{V} c_{p,su}(T)\Delta T + \rho_{su}(T)\dot{V} c_{p,su}{}'(T)\Delta T) * \sigma_T\right]^2 + \left[\left(\rho_{su}(T) c_{p,su}(T)\Delta T\right) * \sigma_{\dot{v}}\right]^2} \tag{4.23}$$

Hava tarafından elde edilen değerlerin belirsizliği her deney koşulu için aşağıdaki adımlar izlenerek elde edilmiştir:

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{m} c_{p,hava} \Delta T = \rho_{hava}(T) \dot{V} c_{p,hava} \Delta T \tag{4.24}$$

$$\sigma_T = 0{,}5\ [K] \qquad \sigma_{\dot{v}} = 1x10^{-5}\ m^3/s \tag{4.25}$$

$$\sigma_{Q,hava} = \pm\sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial T}\sigma_T\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{V}}\sigma_{\dot{v}}\right)^2} \tag{4.26}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T} = \rho_{hava}{}'(T) \dot{V} c_{p,hava} \Delta T \tag{4.27}$$

ρ_{hava} değeri "T" sıcaklığın bir fonksiyonudur. c_p değeri (~1007 J/kgK) deney sıcaklık aralığında değişmediği için sabit sayı olarak kabul edilmiştir. ΔT sıcaklık farkı da sabit sayıdır.

$$\frac{\partial Q}{\partial \dot{V}} = \rho_{hava}(T) c_{p,hava} \Delta T \tag{4.28}$$

$$\sigma_{Q,hava} = \pm\sqrt{\left[(\rho_{hava}{}'(T)\dot{V} c_{p,hava}\Delta T) * \sigma_T\right]^2 + \left[\left(\rho_{hava}(T) c_{p,hava}\Delta T\right) * \sigma_{\dot{v}}\right]^2} \tag{4.29}$$

Denklem 4.23 ve Denklem 4.29'da elde edilen belirsizlik formülleri nihai denklemlerdir. Bu denklemler yapılacak deneylerde su ve hava tarafı için ayrı ayrı hesaplanarak ölçüm aletlerinden kaynaklı olarak ortaya çıkan belirsizliğin elde edilmesi sağlanacaktır.

4.5 Korelasyonların Oluşturulması

Deneyde kullanılan iki sıralı, şaşırtmalı düzendeki ısı değiştiricisinin doğrulama çalışmalarında gerçekleştirilen HAD analizlerindeki veriler kullanılarak f sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı korelasyonları elde edilmiştir. Denklem 4.30 ve Denklem 4.31 kullanılarak Nusselt sayısı ve f sürtünme katsayısı değerleri

Reynolds sayısına bağlı olarak elde edilmiştir. *f* sürtünme katsayısı değeri "Darcy sürtünme katsayısı" denkleminden elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = \frac{hD_h}{k} \tag{4.30}$$

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u^2}\frac{D_h}{L} \tag{4.31}$$

f sürtünme katsayısı korelasyonu 50<*Re*<2200 aralığında geçerlidir. Elde edilen korelasyon Denklem 4.32'deki gibidir.

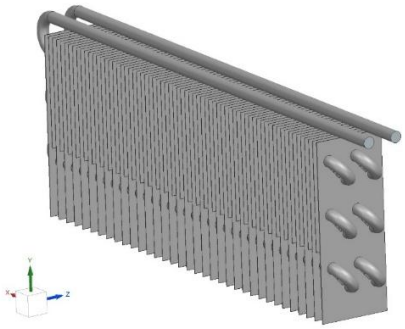
$$f = 38{,}01 * Re^{-2{,}178} \tag{4.32}$$

Nusselt sayısı korelasyonu da 50<*Re*<2200 aralığında geçerlidir. Elde edilen korelasyon Denklem 4.33'teki gibidir.

$$Nu = 0{,}00123 * Re^{4{,}494} \tag{4.33}$$

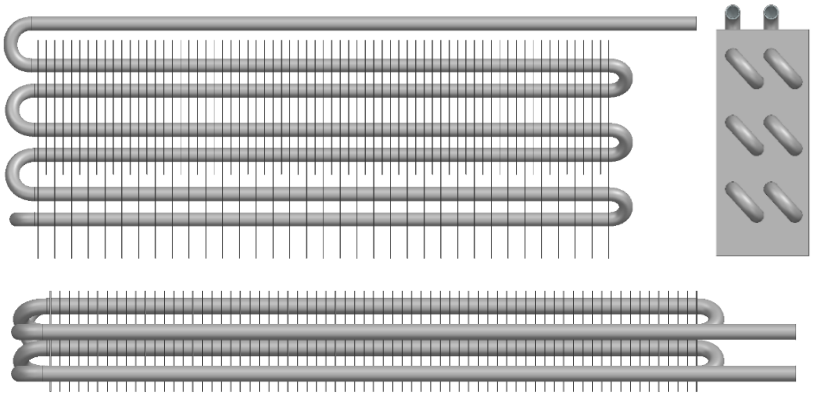
5
ANALİZLER

5.1 Isı Değiştirici Geometrisi



Şekil 5.1 Isı değiştiricisi izometrik görüntüsü

Kanatlı-borulu ısı değiştirici olarak adlandırılan ısı değiştiriciler birden çok boru geçişine ve kanat yapısına sahiptir. Yapılan çalışmada kullanılan ısı değiştirici geometrisinin izometrik görünüşü Şekil 5.1'deki gibidir. Kanat yapılarının daha iyi gözüktüğü üstten, sağdan ve önden görünüşler Şekil 5.2'deki gibidir.

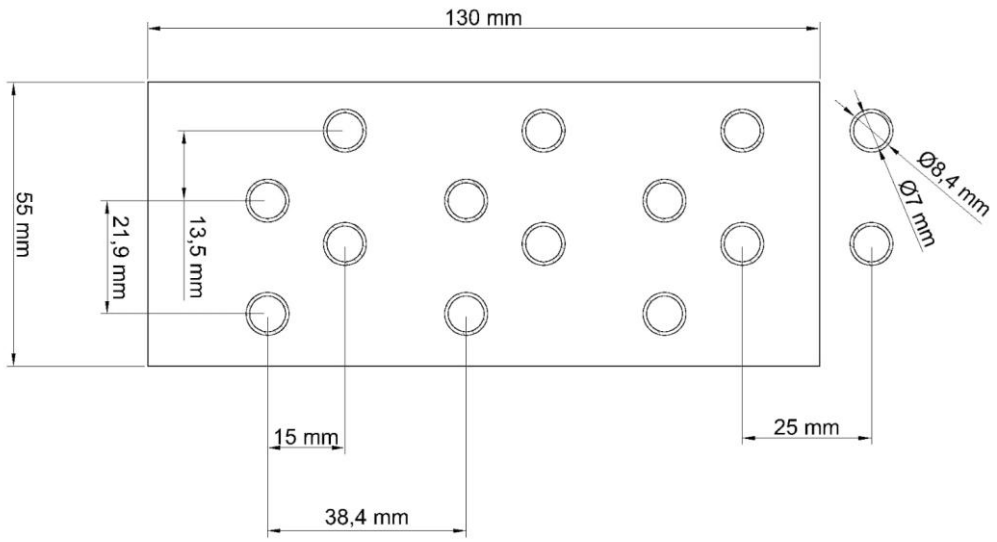


Şekil 5.2 Isı değiştiricini üstten, sağdan ve önden görünüşü

İki sıra, her sırada 6 geçiş olmak üzere toplam 12 boru geçişine sahiptir. Boru dizilimi şaşırtmalı düzendedir. Boru dış çapı 8,4 mm, boru iç çapı 7 mm, boru et kalınlığı ise 0,7 mm'dir. Isı değiştiricisi; 375 mm genişliğe, 55 mm derinliğe ve 130 mm uzunluğa sahiptir.

Isı değiştiricinin kanat uzunlukları değişkendir. 35 adet 130 mm uzunluğunda, 34 adet de 80 mm uzunluğunda kanata sahiptir. Toplamı 69 adet olan kanatların hepsi düz plaka formundadır. Kanatlar arasındaki mesafe 10 mm, kanat kalınlıkları ise 0,25 mm'dir. Üretim aşamasında borulardan geçmesi için boru geçişlerinde oyuklar mevcuttur. Bu boru geçiş oyukları aynı zamanda akışın kanatlar arasında karışmasına yardım eden elemanlar olarak da görev yaparlar. Isı değiştirici boruları ve kanatları alüminyum malzemeden imal edilmiştir.

Borular arası mesafeler Şekil 5.3'te gösterildiği üzere şaşırtmalı düzende değişkenlik göstermektedir. Bir örüntüye sahip 2'li boru çiftleri için akış yönündeki borular arası mesafe 15 mm, akışa dik olan mesafe ise 13,5 mm'dir. Her ikili boru çifti arasında akış yönünde 38,4 mm, akışa dik yönde ise 21,9 mm vardır.



Şekil 5.3 Isı değiştirici kesit görüntüsü

5.2 Ağ Bağımsızlaştırma

Ağ bağımsızlığı (mesh independency) çalışmaları, yapılan HAD analizlerinde; ağ elemanı sayısının değişkenleri etkilemediği eleman sayısının belirlenmesinde kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem sayesinde analizlerin eleman sayısının analiz

doğruluğunu etkilemeden minimum seviyede tutulması sağlanır. Ağ bağımsızlığı çalışmaları için evaporatör deney düzeneği geometrisi kullanılmıştır. Hava debisi 20 L/s, su debisi 5 L/dk olarak belirlenmiştir. Yapılan ağ bağımsızlığı çalışmasında kademeli olarak ağ elemanlarının boyutları küçültülmüş, toplam eleman sayısının artışı sağlanmıştır. Hava ve suyun termofiziksel özellikleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Su ve havanın belirlenen sıcaklıklardaki termofiziksel özellikleri (Çengel & Cimbala, 2018)

Özellik	**Su (@60 [°C])**	**Hava (@20 [°C])**
Yoğunluk [kg/m^3]	983,3	1,204
Kinematik Viskozite [m^2/s]	0,475x10-6	1,516x10-5
Dinamik Viskozite [kg/ms]	0,467x10-3	1,825x10-5
Özgül Isı [J/kg°C]	4185	1007
Prandtl Sayısı	2,99	0,7309
Isıl İletkenlik [W/m°C]	0,654	0,02514

Hava için Reynolds sayısı akış kesiti içerisinde akışın maksimum hıza ulaştığı bölgeden hesaplanmalıdır. Şaşırtmalı düzendeki boru dizilimleri için V_{maks} değeri hesaplanmalıdır (Çengel & Ghajar, 2023).

$$V = \frac{\dot{\forall}}{A} = \frac{0{,}02}{(0{,}052x0{,}4)} \cong 1\ m/s \tag{5.1}$$

$$V_{maks} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V = \frac{0{,}022}{(0{,}022 - 0{,}0084)} (1) \cong 1{,}6\ m/s \tag{5.2}$$

Reynolds sayısındaki eşdeğer hidrolik çap ya da karakteristik uzunluk değeri kanatlar arasındaki akış alanı üzerinden ya da boru dış çapı baz alınarak hesaplanabilir. Kanatlı-borulu ısı değiştirici çalışmalarını içeren derleme makaleleri ve diğer makalelerde boru çapı ve kanatlar arasındaki kesit alanı da eşdeğer hidrolik çap değerinin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Karakteristik uzunluk, geometrik

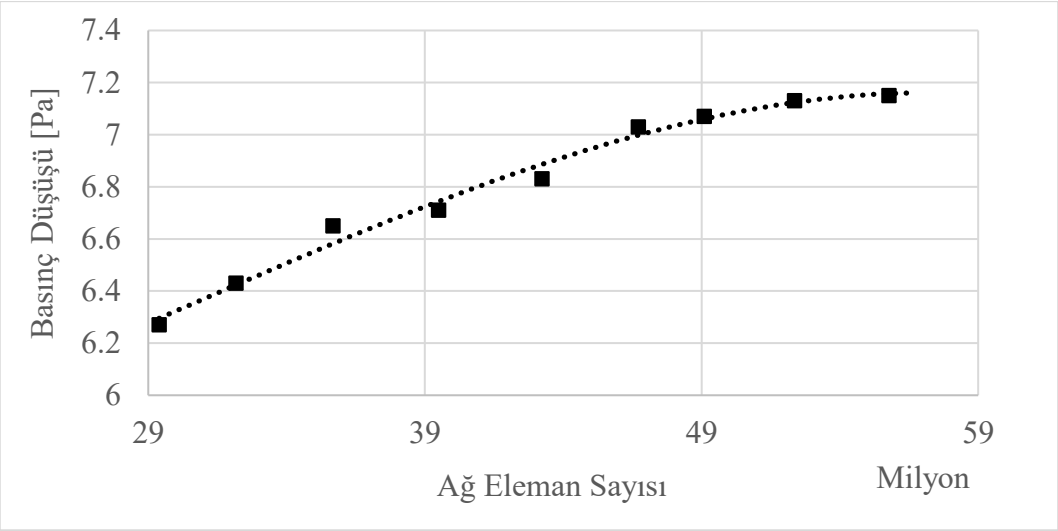
olarak değişmeyen bir özelliğe atanarak karşılaştırmaların daha sağlıklı yapılması sağlanmaktadır. Boru dış çapı, literatürdeki örneklerinde olduğu gibi bu çalışmada da karakteristik uzunluk olarak tercih edilmiştir (Barbosa vd., 2009; Chi-Chuan Wang, 2000; Kim & Kim, 2005; Ko vd., 2024; Macchitella vd., 2023; Madi vd., 1998; Sahin vd., 2005; Sayed Ahmed vd., 2015).

$$D_{h,hava} = D_{h,boru} = 0{,}0084\ m \tag{5.3}$$

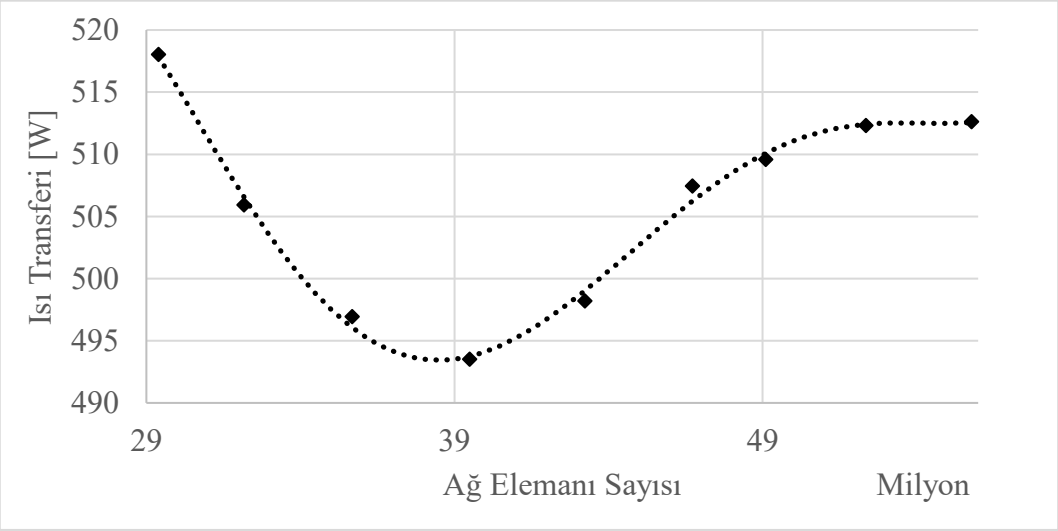
$$Re_{hava} = \frac{VD_h}{v} = \frac{(1{,}6)(0{,}0084)}{1{,}655x10^{-5}} \cong 812 \tag{5.4}$$

Elde edilen Reynolds sayısı için akışın laminer olduğu yorumunu yapmak mümkündür. Fakat kanat geometrisi gereği akışın ayrılmalar ve kanat başlangıcında at nalı şeklinde (horseshoe) girdap, boru çevresinde ve art izi bölgesinde ise hem at nalı şeklinde hem de u şeklinde (hairpin) girdapların oluşması beklendiği için analizler türbülanslı akış olarak kurgulanmıştır. Hem akış ayrılmaları mevcut olması hem de girdap yapılarının oluşumunun beklenmesi sebebiyle K-Omega SST türbülans modeli tercih edilmiştir. 1993 yılında Menter tarafından oluşturulan bu model hem viskoz tabakadaki akış bölgesinin hem de serbest akış bölgesinin çözümlenmesini sağlayabildiği ve zaman-maliyet açısından oldukça kârlı bir yaklaşım olduğu için popülerliğini korumaktadır (Menter, 1993).

Diferansiyel çözüm yöntemlerinde; diferansiyel elemanın boyutunun en küçük boyuta indirgenmesi; momentum, enerji ve kütlenin korunumu denklemlerinin neredeyse moleküler düzeyde çözülmesini sağlayarak gerçeğe en yakın sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır. Ağ elemanlarının boyutunu irdeleyen bu çalışmada da gerçeğe en yakın en büyük ağ elemanı boyutunun belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu sayede analiz sonucu etkilenmeden en kısa sürede sonuç alınacaktır. Analiz çalışması kapsamında 29M ağ elemanından 55M ağ elemanına kadar 9 farklı eleman sayısı için sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 5.4'te ağ elemanı sayısı ile tünel boyunca gerçekleşen basınç düşüşü değerinin değişimi, Şekil 5.5'te ise ağ elemanı sayısı ile ısı transferi değerinin değişim grafikleri mevcuttur. İki grafik de incelendiğinde 49M ağ elemanına sahip analizin yeterli sonucu sağladığı görülmüştür. Buradan elde edilen sonuçlar ışığında yapılacak olan analizlere 49M ağ elemanına sahip olan ağ elemanı boyutları ile devam edilecektir.



Şekil 5.4 Isı değiştirici basınç düşüşü – ağ elemanı sayısı ilişkisi



Şekil 5.5 Isı değiştirici ısı transferi – ağ elemanı sayısı ilişkisi

5.3 Doğrulama

HAD analizlerinin doğrulanması için hem basınç düşüşü hem de ısı transferi sonuçları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Basınç düşüşü ölçümlerinde kullanılan Furness FCO510 marka dijital manometrenin ölçüm belirsizliği ±0,5 Pa'dır. Deneysel basınç ölçümleri 1 dk'lık bir aralıkta okunan basınç farkı değerlerinin ortalaması alınarak gerçekleştirilmiştir. Ağ bağımsızlaştırma çalışmaları sonucunda belirlenen 49M ağ elemanına sahip olan analizde 20 L/s hava akışında 7,07 Pa basınç düşüşü değeri elde edilmiştir. Deneysel sonuçlarda elde edilen 6,3 Pa basınç düşüşü ile arasında ~%12,2 hata bulunmaktadır.

Deneysel çalışmalar kapsamında Taguchi ortogonal matrislerine uygun olarak hazırlanan ve elde edilen 9 adet koşulun deney sonucu ısı transferi doğrulama çalışmalarında kullanılmıştır. Farklı su giriş sıcaklıkları, su debileri ve hava debilerini içeren deney matrislerinden elde edilen ölçüm sonuçları hava tarafı için Tablo 5.2'de, su tarafı için Tablo 5.3'te mevcuttur. Deney sisteminin sonuçların alınması için kararlı hale gelmesi 4-5 saat sürmektedir. Kararlılık durumu su ve hava tarafındaki hesaplanan ısı transferi değerinin zamana bağlı olarak değişiminin %1'in altında olması olarak kabul edilmiştir. Deneysel sonuçlar ise 30 dk süresince alınan ölçüm değerlerinin ortalaması olarak kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçların ölçüm belirsizliği hem hava hem de su tarafı için hesaplanarak tabloya eklenmiştir.

Tablo 5.2 Hava tarafı için deneysel ve HAD sonuçları

Deney No	**Isı Transferi Hava Tarafı (Deney) [W]**	**Isı Transferi Hava Tarafı (HAD) [W]**	**%Fark**	**%Ölçüm Belirsizliği**
1	198,2	220,65	+ %11,33	± %6,67
2	252,8	292,00	+ %15,51	± %5,01
3	301,4	341,70	+ %13,37	± %4,01
4	368,6	410,90	+ %11,48	± %5,00
5	388,5	435,00	+ %11,97	± %4,00
6	307,9	339,80	+ %10,36	± %6,67
7	443,2	491,90	+ %10,99	± %4,01
8	385,1	425,19	+ %10,41	± %6,67
9	475,9	533,60	+ %12,12	± %5,00

Tablo 5.3 Su tarafı için deneysel ve HAD sonuçları

Su Sıcaklığı [°C]	Isı Transferi Su Tarafı (Deney) [W]	Isı Transferi Su Tarafı (HAD) [W]	%Fark	%Ölçüm Belirsizliği
1	197,7	236,4	+ %19,58	± %13,75
2	245,4	307,3	+ %25,22	± %7,82
3	302,6	356,4	+ %17,78	± %5,53
4	375,4	432,2	+ %15,13	± %13,68
5	380,4	454,2	+ %19,40	± %7,88
6	311,5	357,7	+ %14,83	± %5,54
7	434,6	513,2	+ %18,09	± %14,51
8	375,5	437,1	+ %16,40	± %7,80
9	476,8	560,7	+ %17,60	± %5,47

HAD analizleri sonucunda ısı değiştiricinin hava tarafında ısı transferi değerlerinin deneysel sonuçlar ile ortalama ~%12, su tarafındaki deneysel sonuçlar ile ise ortalama ~%17,8 hata bulunmaktadır. Deneysel ölçüm belirsizliklerinin ortalama değeri hava tarafı için %5,2 ve su tarafı için ise %9,1'dir. Ölçüm aletlerinin oluşturduğu bu belirsizlik oranı da göz önünde bulundurularak HAD analizleri ve deneysel çalışma sonuçları arasındaki fark incelendiğinde, HAD analizlerinin farklı su sıcaklığı, su debisi ve hava debisine rağmen stabil bir hata oranına sahip olduğu görülmüş ve hata oranı makul olarak değerlendirilmiştir.

Isı değiştirici geometrisinde yapılacak değişiklikler tezin bu aşamasından sonra bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak elde edilen farklı su sıcaklığı, su debisi ve hava debisine sahip sonuçlar doğrulama için temel oluşturmuş, gelecek çalışmalara bir zemin hazırlamıştır. HAD analizlerinin deneysel çalışmalar ile arasında olan hata miktarı öğrenilmiş, simülasyon çalışmaları bu bilgi ile gerçekleştirilmiştir.

5.4 Boyutsuz Karşılaştırma Sayıları

Kanatlı-borulu evaporatörlerin tasarımı ve tanımlanmasında etkili olan başlıca parametreler, kanat ve boru özelliklerinden oluşur. Kanat sayısı, aralığı, kalınlığı, dizilimi ve boru çapı, dizilimi, düzeni bu parametrelere örnek olarak verilebilir. Bir ısı değiştiricinin veriminin, kapasitesinin tasarım parametrelerinin değişimi sonucunda etkileri boyutsuz sayılar yardımıyla karşılaştırılması literatürdeki bilindik yöntemlerdendir. Evaporatörlerin tasarım parametrelerinin etkileri de boyutsuz sayılar kullanılarak yapılmıştır. Sıkça kullanılan boyutsuz sayılar sırasıyla: Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, Colburn-j faktörü, *f* sürtünme faktörü ve FOM'dur.

$$Re = \frac{V.L_c}{v} = \frac{\rho.V.L_c}{\mu} \tag{5.5}$$

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = \frac{hD_h}{k} \tag{5.6}$$

$$j_H = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = \frac{h}{\rho u c_p} Pr^{2/3} \tag{5.7}$$

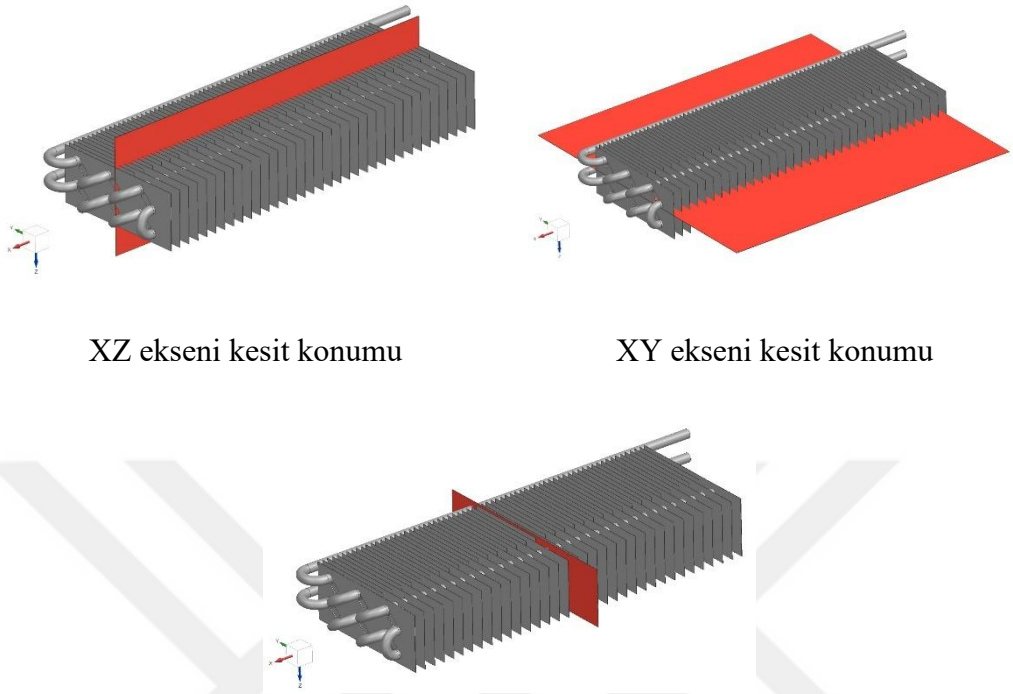
$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u^2} \frac{D_h}{L} \tag{5.8}$$

$$FOM = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{5.9}$$

5.5 Isı Değiştirici Parametrelerinin İncelenmesi

Kanatlı-borulu ısı değiştiriciler, kanat ve boru parametrelerinin değişimi ile hava tarafındaki yüzey alanının arttırılmasına ve taşınım katsayılarının iyileştirilmesine olanak sağlamaktadır. Hava tarafındaki ısı transferi için önemli olan geometrik özellikler: kanat tipi, kanat kalınlığı, kanat sayısı, boru çapı, boru aralığı olarak belirlenmiştir. Analizler planlanırken su debisinin ve sıcaklığının sabit tutulması, böylelikle hava tarafında yapılan değişikliklerin etkilerinin tek taraflı olarak fark yaratması amaçlanmıştır. Ağ bağımsızlaştırma çalışmasında olduğu gibi 60 °C su giriş sıcaklığı ve 5 L/dk su debisi, su akışkanın değerleridir. Hava tarafında ise yapılan değişikliğin hava hızı ile olan etkileşiminin de çıkartılması için 5 farklı hava hızı için analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde oluşturulan kontürlerin

kesit konumları Şekil 5.6'da mevcuttur. Hız ve sıcaklık kontürleri XZ, YZ ve YZ düzlemlerinden alınmışlardır.



XZ ekseni kesit konumu

XY ekseni kesit konumu

YZ ekseni kesit konumu

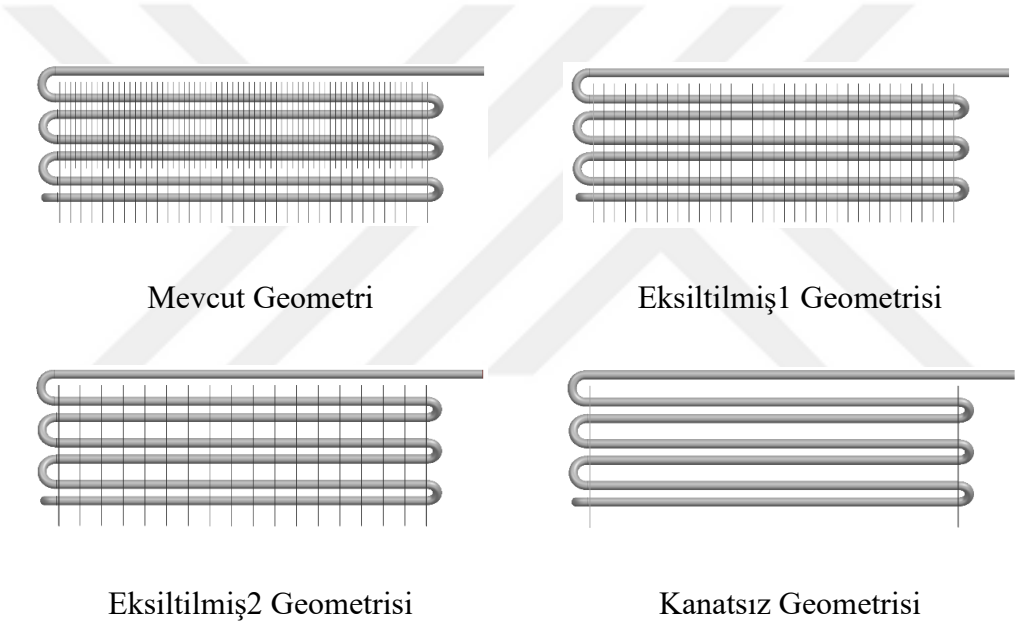
Şekil 5.6 XZ, XY ve YZ düzlem kesitleri

5.5.1 Kanat Sayısı Değişimi

Kanat sayısının değişiminin etkilerinin incelenmesi için CAD ortamında farklı kanat sayılarına sahip ısı değiştirici geometrileri oluşturulmuştur. Bu ısı değiştiriciler, mevcudun kanat sayısı azaltılarak elde edilmiştir. Kanatların ısı transferine olan etkisinin daha iyi anlaşılması için tüm kanatların çıkarıldığı bir geometri de bulunmaktadır. Bu geometride, boruların yapısal olarak konumlarını koruyan en baştaki ve sondaki kanatlar sabit tutulmuştur. Tablo 5.4'te kanat sayılarının ve yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. Oluşturulan yeni ısı değiştiriciler Şekil 5.7'de bir arada verilmiştir.

Tablo 5.4 Kanat sayısı değişimi çalışmasında kullanılan geometrilerin özellikleri

Geometri	**Kanat Sayısı**	**Kanat Uzunluğu [mm]**	**Yüzey Alanı [cm^2]**
Mevcut	69	130 ve 80	7919,1
Eksiltilmiş1	35	130	5507,4
Eksiltilmiş2	18	130	3520,4
Kanatsız	2	130	1650,2

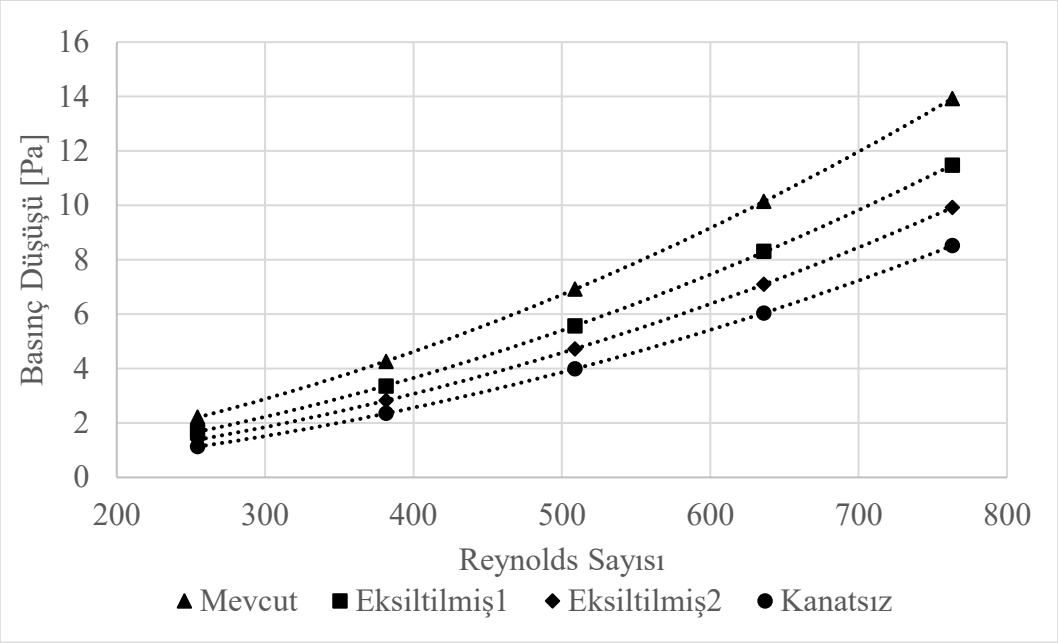


Şekil 5.7 Kanat sayısı değişken ısı değiştirici geometrilerinin önden görünüşleri

Yapılan analizler K-Omega SST türbülans modeli kullanılarak ANSYS Fluent programında "steady-state" olarak 25 °C ortam ve hava giriş sıcaklığı, 60 °C su giriş sıcaklığı için gerçekleştirilmiştir. 4 farklı geometrinin ısı transferi ve basınç düşüşü 5 farklı Reynolds sayısında incelenmiştir. Elde edilen basınç düşüşü ve Colburn-j faktörü eğrileri sırasıyla Şekil 5.8'de ve Şekil 5.9'da mevcuttur.

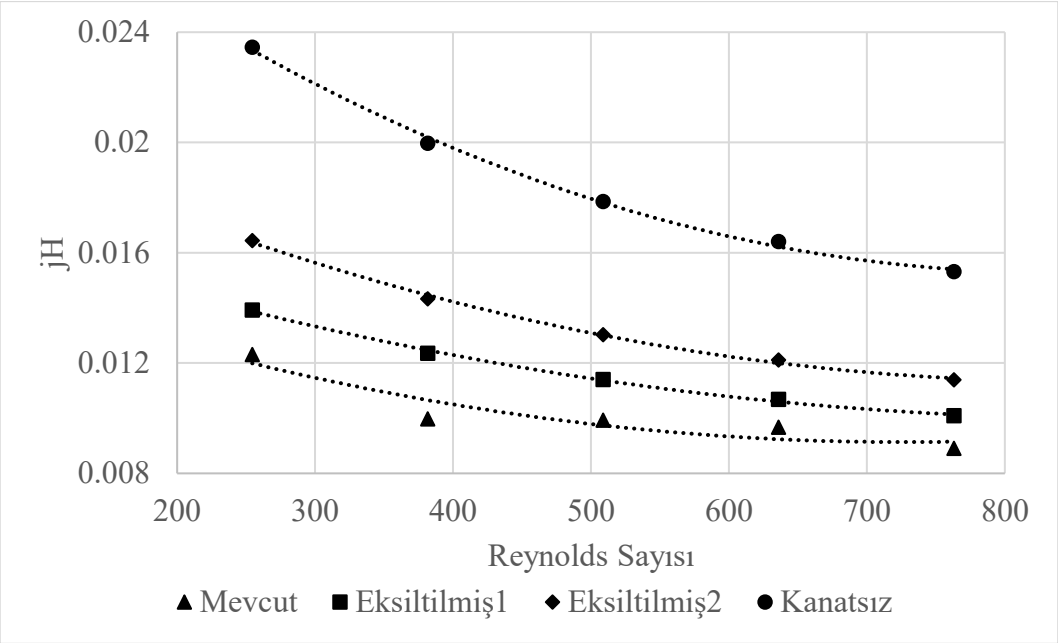
Kanat sayısı, akışa paralel yöndeki engellerin varlığını etkilemesi sebebiyle basınç düşüşünde kanat sayısının azaltılması pozitif etki yaratmaktadır. Reynolds sayısı ile basınç düşüşü arasında artan bir parabol eğrisi gözlemlenmektedir. Reynolds sayısının artışı neticesinde mevcut geometri için yaklaşık 3 katına çıkan hava hızına

karşılık basıncın yaklaşık olarak 7 katına çıktığı gözlemlenmiştir. Bu durum, düşük hava hızında kanat sayısı değişiminin daha önemsiz olduğunu fakat hava hızının arttırılması ile kanat sayısı değişimi sonucunda oluşan basınç kaybının önemli ölçüde arttığını ortaya koymuştur.



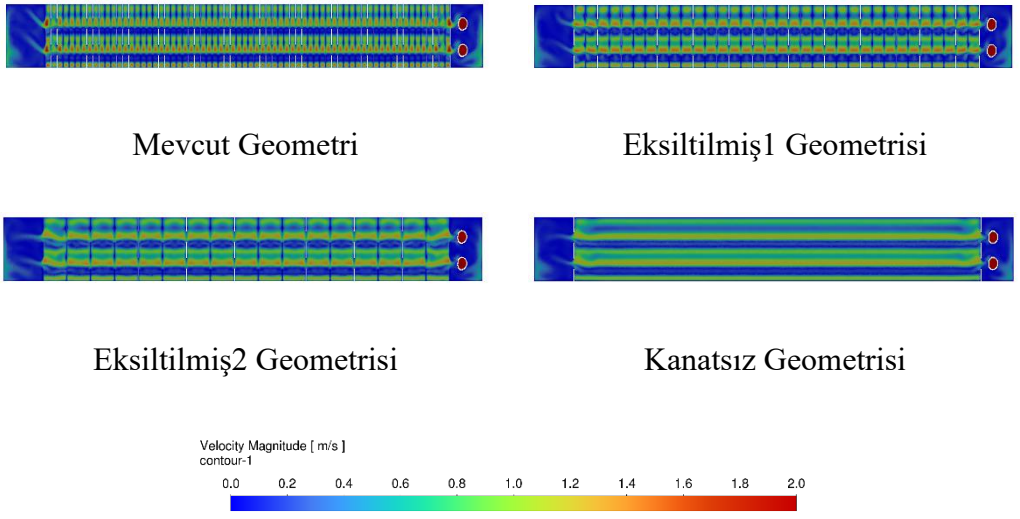
Şekil 5.8 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin basınç düşüşü eğrileri

Isı değiştiricisi tasarımında bir başka önemli parametre olan ısı transferinin, kanat sayısı değişimi sonucundaki etkilerini Colburn-j faktörü sayesinde boyutsuz bir sayı üzerinden karşılaştırmak mümkündür. Bu boyutsuz sayının formülüne matematiksel model başlığı altında değinilmiştir. Elde edilen ısı transferi sonuçları incelendiğinde: kanat sayısının arttırılması ile Colburn-j faktörünün azaldığı, Reynolds sayısı artışına karşılık da azalan bir trend gösterdiği gözlemlenmiştir. Kanat sayısının artması durumunda Colburn-j faktörünün Reynolds sayısı artışına olan tepkisi azalmaktadır. Daha sık kanatlı bir ısı değiştirici için analiz edilen Reynolds sayısı aralıklarında artan hava hızları ile Colburn-j faktörünün değişiminin, daha seyrek kanat sayısına sahip ısı değiştiriciye göre daha az olacağı söylenebilir.

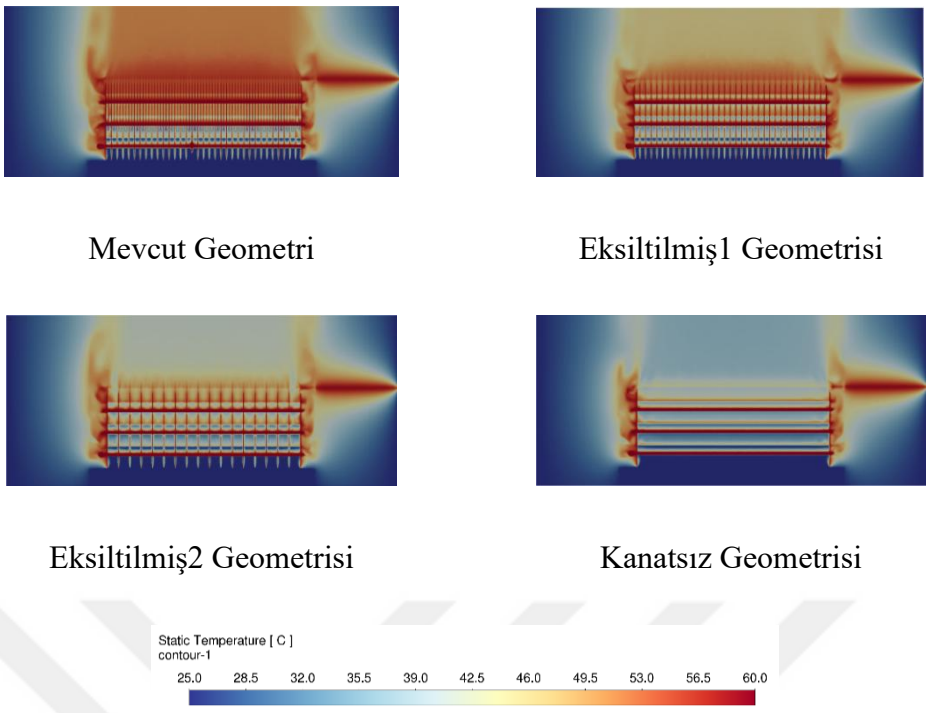


Şekil 5.9 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin Colburn-j faktörü eğrileri

Kanat sayısı değişiminin hız kesit kontürleri Şekil 5.10'da tüm geometriler için verilmiştir. Kanat sayısının arttırılması ile iki kanat arasında kalan kesitteki hız ortalamasının arttığı gözlemlenmektedir. Şekil 5.11'deki sıcaklık kontürleri incelendiğinde ısı değiştiriciyi terk eden havanın sıcaklığının en sık kanat aralığına sahip olan mevcut geometrisinde daha yüksek bir ortalamaya sahip olduğu, en düşük çıkış hava sıcaklığı ortalamasına ise kanatsız geometrisinin sahip olduğu görülmektedir.

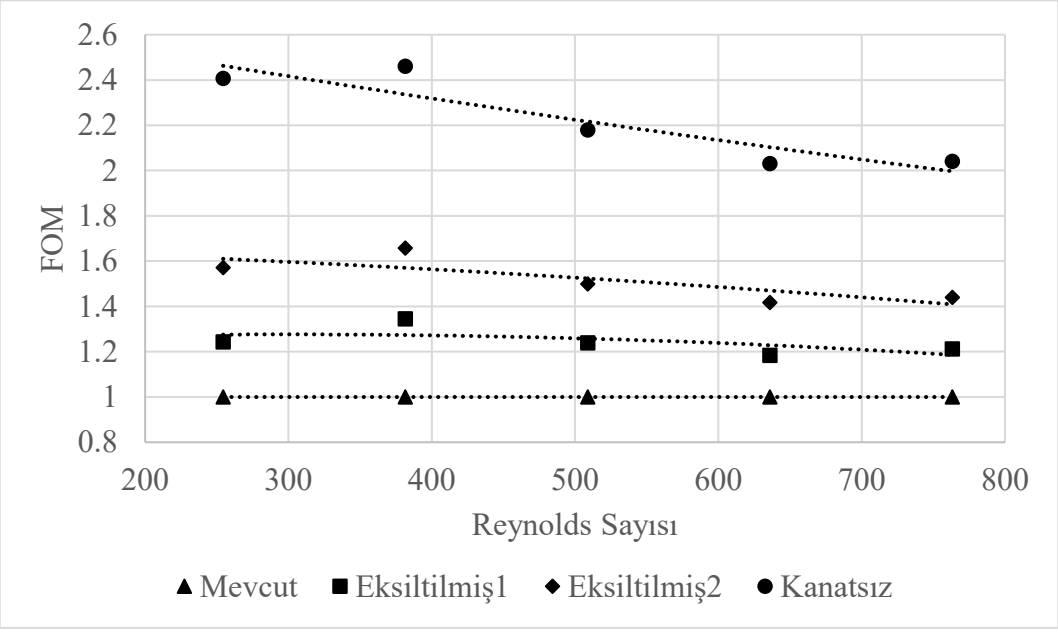


Şekil 5.10 Kanat sayısı geometrilerinin XZ eksenindeki hız kontürleri



Şekil 5.11 Kanat sayısı geometrilerinin XY eksenindeki sıcaklık kontürleri

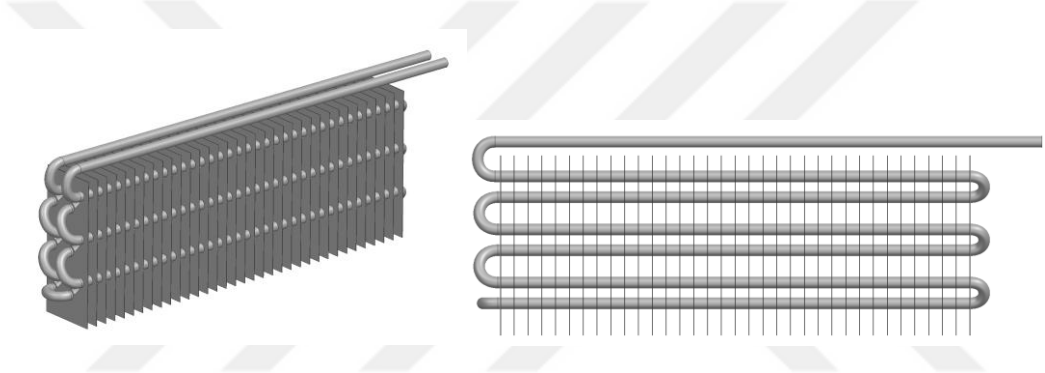
Şekil 5.12'deki FOM değerleri mevcut geometri baz alınarak hesaplanmıştır. Kanatsız geometrisinin düşük basınç kaybı avantajı bu geometrinin daha yüksek FOM değerine sahip olmasını sağlamıştır. Kanatsız geometrisi genel ısı değiştirici performansı temel alınan geometriden %146-103 daha iyi performans göstermektedir.



Şekil 5.12 Farklı kanat sayısındaki geometrilerin FOM değerleri

5.5.2 Kanat Kalınlığı Değişimi

Kanat kalınlığı; hava akışını gerçekleştiği kesit alanını, boru yüzeyinin kanat yüzeyi ile temas ettiği yüzey alanını ve ısı değiştiricisi geometrisinin oluşturduğu akış yönündeki ön cephe alanını belirlemektedir. Kanat kalınlıkları: üretilen malzeme, üretim yöntemi, oluşturduğu maliyet ve dayanım özelliklerine bağlı olarak ısı değiştiricinin basınç düşüşü ve ısı transferi performansını etkileyen parametrelerden birisidir. Farklı kanat kalınlıklarının ısı transferine olan etkileri iki sıralı şaşırtmalı düzendeki ısı değiştirici için incelenmiştir. Mevcut ısı değiştirici geometrisinden üretilen ve kanat sayısı azaltılan geometri kanat kalınlığı çalışmalarında kullanılmıştır. Karşılaştırma noktası olarak Şekil 5.13'teki kanat sayısı çalışmalarında kullanılan Eksiltilmiş1 geometrisi temel alınmıştır.



Şekil 5.13 Eksiltilmiş1 geometrisi izometrik ve üstten görünüm

Kanat kalınlığı değişiminin etkilerinin incelenmesi için 0,25 mm kanat kalınlığına sahip mevcut Eksiltilmiş1 geometrisi ve bu geometriden türetilmiş olan versiyonlar oluşturulmuştur. Tablo 5.5'te yapısal özelliklerine yer verilmiştir.

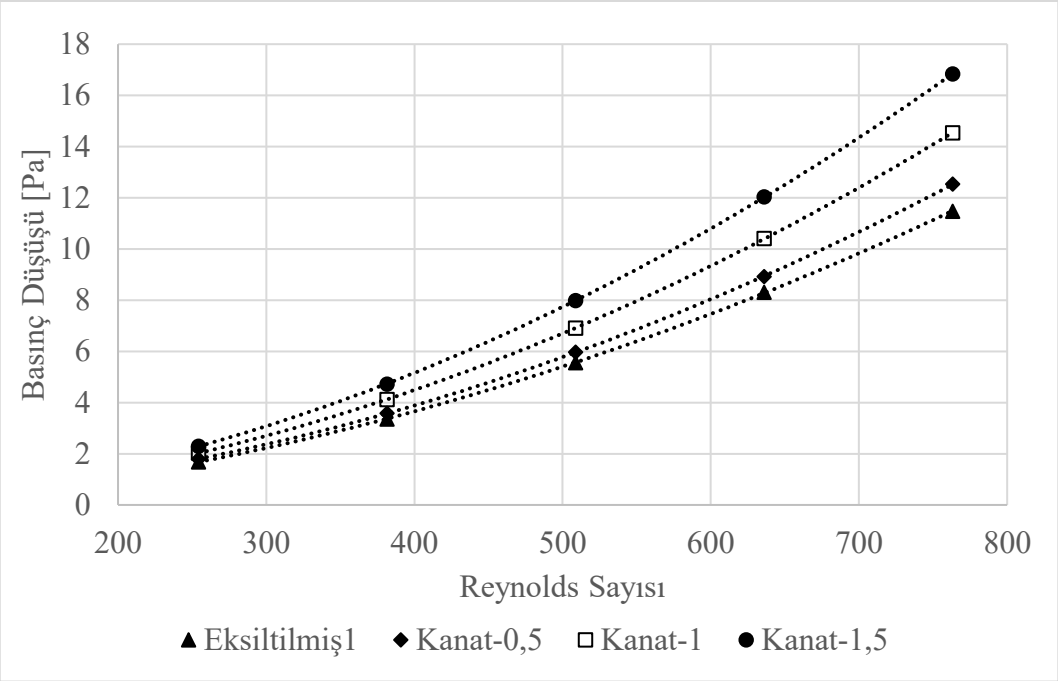
Tablo 5.5 Kanat kalınlığı analizinde kullanılan geometriler ve yapısal özellikleri

Geometri	**Kanat Kalınlığı [mm]**	**Yüzey Alanı [cm^2]**
Eksiltilmiş1	0,25	5507,4
Kanat-0,5	0,5	5529,1
Kanat-1	1	5570,5
Kanat-1,5	1,5	5612,5

Kanat kalınlığının değişiminin yüzey alanının arttırılmasındaki etkisinin zayıf olduğu Tablo 5.5'te görülmüştür. Oluşturulan geometriler ve karşılaştırma geometrisinden elde edilen basınç düşüşü ve Colburn-j faktörü eğrileri sırasıyla Şekil 5.14'te ve Şekil 5.15'te mevcuttur.

Kanat kalınlığının arttırılması ile basınç düşüşünün de arttığı gözlemlenmiştir. Bunun meydana gelmesindeki ana sebeplerden biri ısı değiştiricisinin ön cephe alanının genişlemesi ile artan sürtünme kuvveti, diğeri ise iki kanat arasındaki akış kesit alanının daralması sebebiyle hava basıncının düşerek hızının artması sonucu yüzeydeki sürtünme kaynaklı kayıpların artmasıdır.

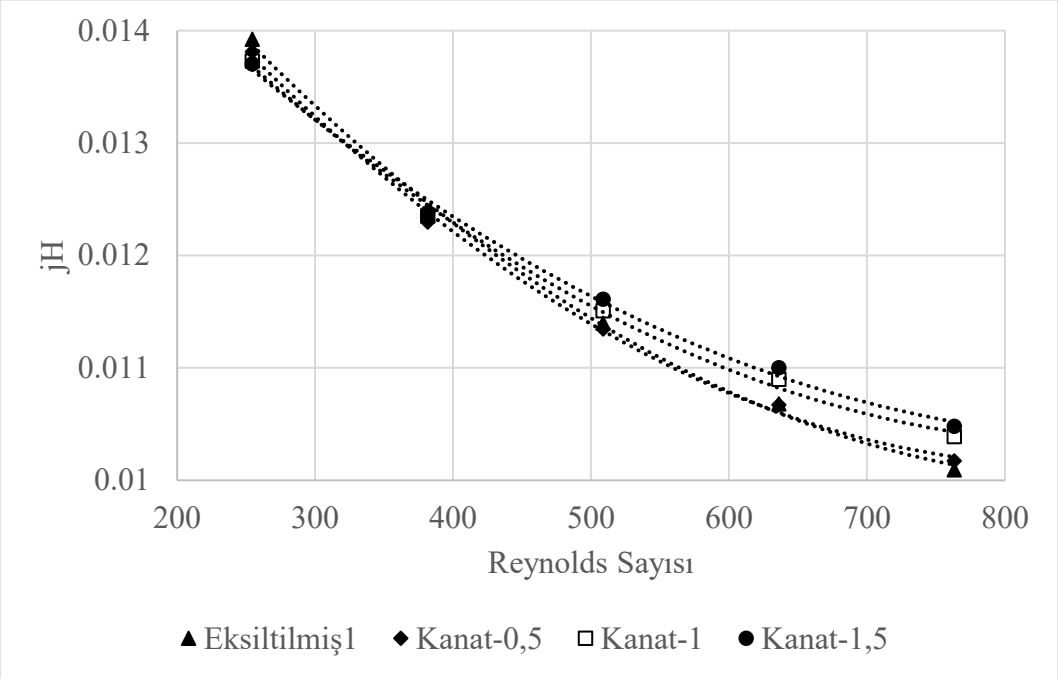
En yüksek basınç düşüşüne sahip olan Kanat-1,5 geometrisi için Reynolds sayısının yaklaşık olarak 3 katına çıkması sonucunda basınç düşüşü değerinin 7,3 kat arttığı gözlemlenmiştir. Tüm geometriler için Reynolds sayısı artışı ile basınç düşüşü arasında artan bir parabol eğrisi ilişkisi bulunmaktadır.



Şekil 5.14 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin basınç düşüşü eğrileri

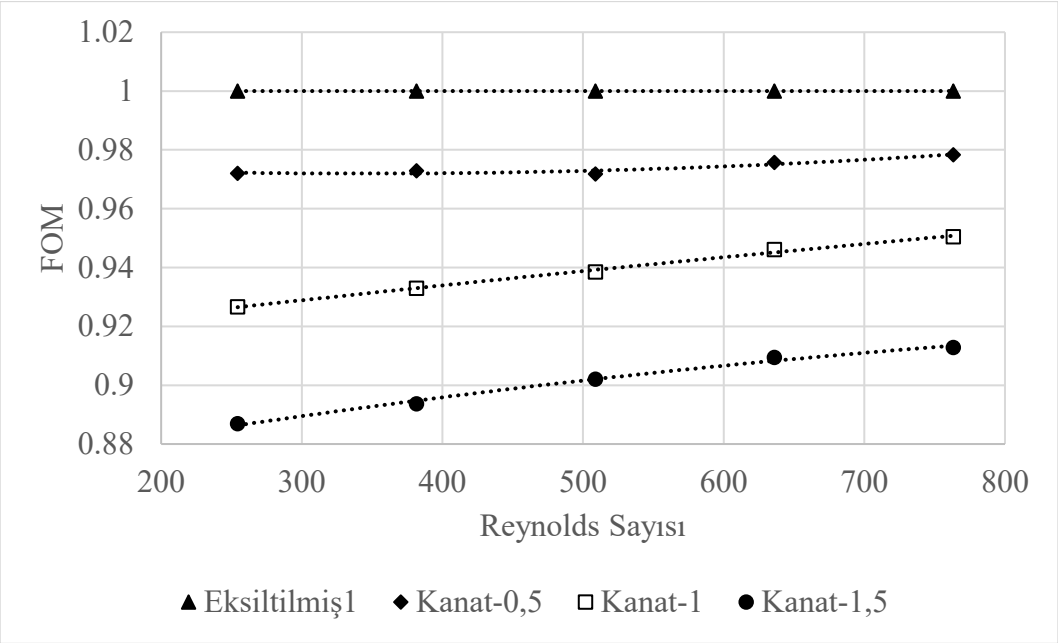
Kanat kalınlığı artışı, Kanat-1,5 geometrisi için ısı değiştirici yüzey alanının %1,9 artmasını sağlamıştır. *Re*<380 aralığında kanat kalınlığının Colburn-j faktörü üzerindeki etkisi belirgin olarak gözlemlenmediği gibi, *Re*>380 durumunda ise Kanat-1,5 geometrisinin diğer kanat kalınlıklarına sahip geometrilere göre daha iyi ısı transferi performansı sergilediği tespit edilmiştir. *Re*=768 için Kanat-1.5

geometrisinin Colburn-j faktörü değeri Eksiltilmiş2 geometrisinden %3,8 daha fazladır.



Şekil 5.15 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin Colburn-j faktörü eğrileri

Kanat kalınlığının genel ısı değiştirici performansına olan etkisi Şekil 5.16'da gösterilen FOM değerleri ile incelenmiştir. Temel alınan Eksiltilmiş1 geometrisine göre kanat kalınlığının artması sonucunda FOM değerlerinin 1'in altında kaldığı ve sonuç olarak temel alınan geometriden daha düşük genel ısı değiştirici performansına sahip oldukları görülmüştür. Reynolds sayısının artışı ile FOM değerlerinde tüm kanat kalınlığı değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Kanat-1,5 geometrisinin Reynolds sayısı artışı ile FOM değerindeki artışın diğer geometrilerden daha iyi olduğu görülmüştür. Kanat-1,5 geometrisi Eksiltilmiş1 geometrisine göre ısı değiştiricisi genel performansı karşılaştırıldığında FOM değeri %11,3-8,72 daha düşüktür. Elde edilen FOM değeri, Colburn-j faktörü ve *f* sürtünme faktörü grafikleri de göz önünde bulundurularak incelendiğinde; kanat kalınlığı artışı sonucunda elde edilen ısı transferi faydasının basınç kaybına oranla daha düşük olduğu ve genel ısı değiştirici performansının düştüğü görülmüştür.



Şekil 5.16 Farklı kanat kalınlığındaki geometrilerin FOM değerleri

5.5.3 Boru Çapı Değişimi

Boru çapı, akış yönündeki ön cephe alanını, toplam ısı transferi yüzey alanını, iki boru çapı arasında kalan akış alanını belirleyen bir parametredir. Farklı boru çaplarının etkilerini görmek amacıyla 4 farklı boru çapına sahip geometri hazırlanmıştır. Boru iç çap değerleri hazırlanan tüm geometriler için su tarafındaki akışın sürekliliğinin sağlanması için değiştirilmemiştir. Bu geometrilerin yapısal özellikleri Tablo 5.6'daki gibidir.

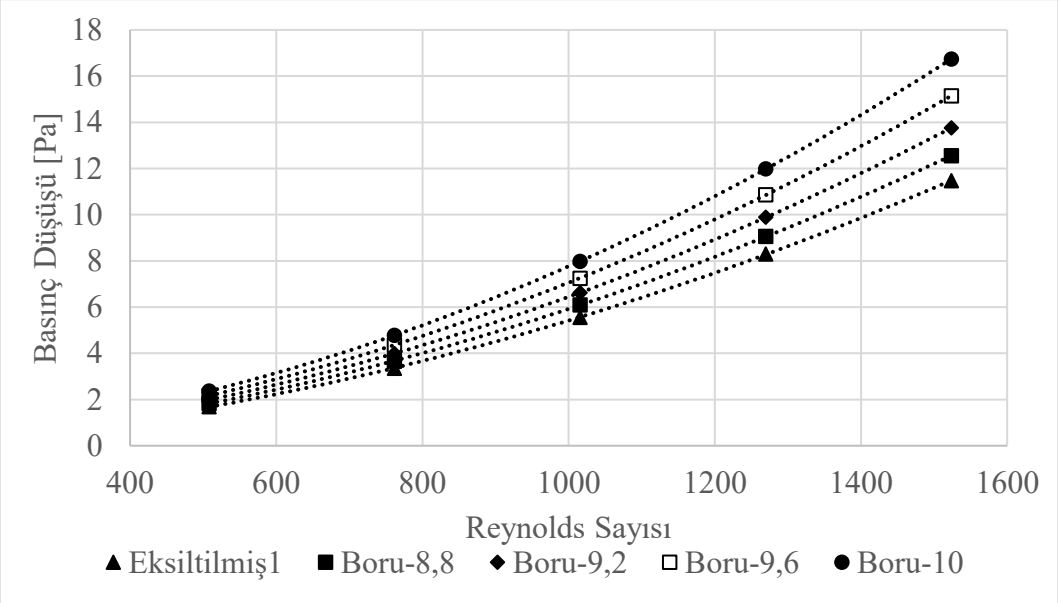
Tablo 5.6 Boru çapı değişimi geometrilerinin yapısal özellikleri

Geometri	**Boru Çapı [mm]**	**Boru Et Kalınlığı [mm]**	**Yüzey Alanı [cm^2]**
Eksiltilmiş1	8,4	0,7	5507,4
Boru-8,8	8,8	0,9	5539,1
Boru-9,2	9,2	1,1	5568,7
Boru-9,6	9,6	1,3	5596,1
Boru-10	10	1,5	5621,4

Boru çapı değişiminin basınç düşüşü ve ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısının geometrik değişikliklerden etkilenmeden karşılaştırılabilir grafikler elde edilmesi için daha önce boru çapına bağlı olarak yazılan Reynolds sayısı, boru çapı değişimi parametresi incelenirken ise kanatlar arasında kalan alanın eşdeğer hidrolik çap değeri kullanılarak hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 * 0{,}01 * 0{,}052}{0{,}01 + 0{,}052} = 0{,}01677\ m \tag{5.10}$$

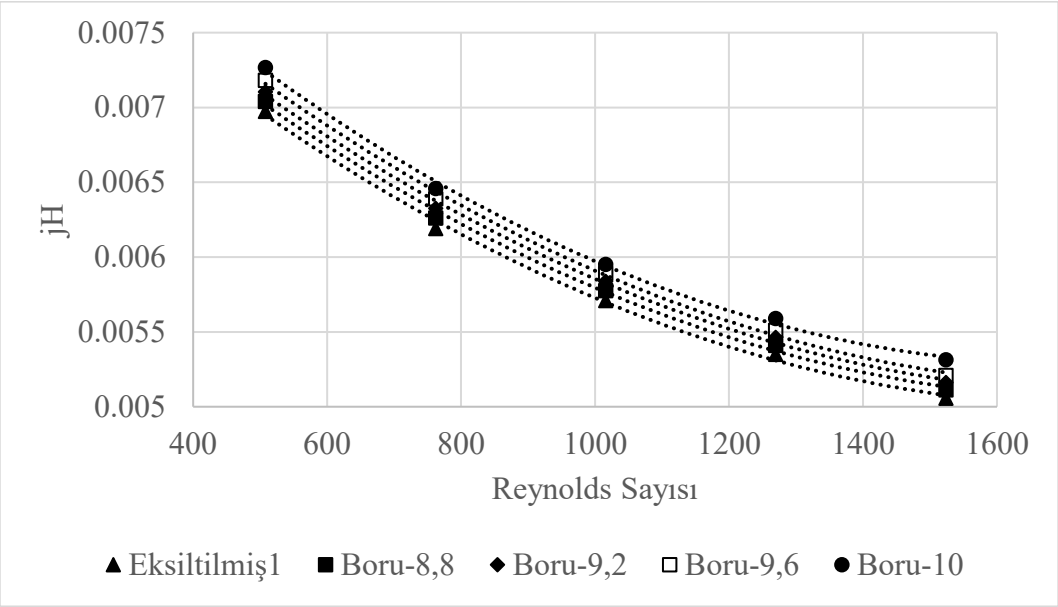
Elde edilen yeni Reynolds sayısı aralığı 500-1500 olarak belirlenmiştir. Boru çapı değişimi belirlenen yeni Reynolds sayısı aralığında incelenmiştir. Şekil 5.17'deki basınç düşüşü eğrileri incelendiğinde boru çapı artışı ile basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı artışı ile basınç düşüşü arasında artan parabol eğrisi ilişkisi bulunmaktadır. Reynolds sayısının yaklaşık olarak 3 katına çıkması durumunda mevcut geometrideki basınç düşüşü 6,8 katına çıkarken 10 mm boru çapına sahip geometri için basınç düşüşünün 7 katına çıktığı görülmüştür. Aynı Reynolds sayısı artışı için daha büyük boru çapına sahip geometri daha fazla basınç düşüşü yaratmaktadır.



Şekil 5.17 Farklı kanat boru çaplarının basınç düşüşü eğrileri

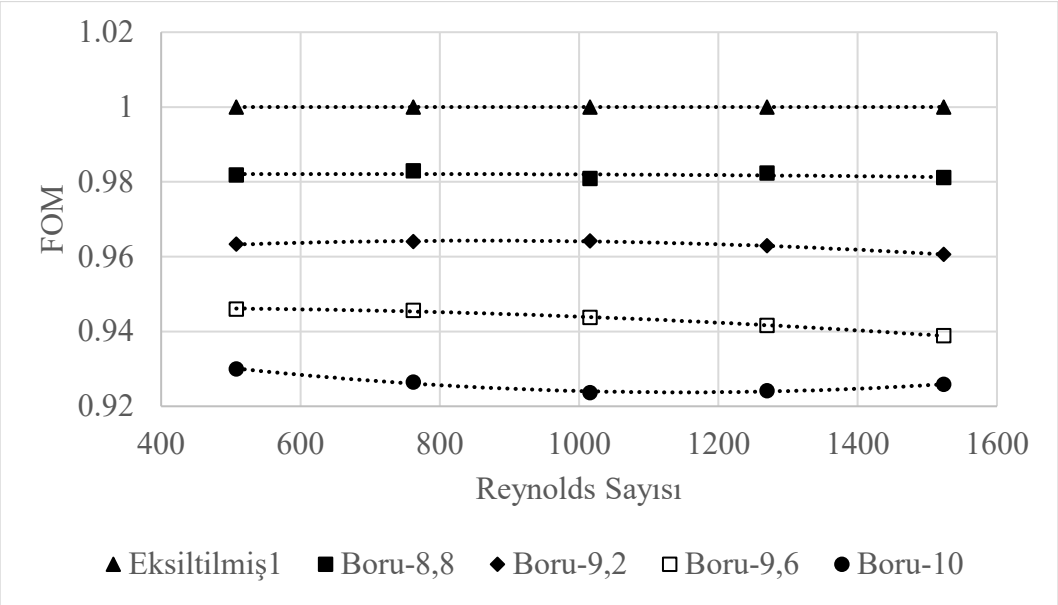
Şekil 5.18'de Colburn-j faktörü sonuçları incelendiğinde, artan boru çapının ısı transferinde pozitif etki yarattığı görülmektedir. Reynolds sayısı artışı ile Colburn-j faktörü düşüş trendinde seyretmektedir. Mevcut geometri için Colburn-j faktörünün Reynolds sayısı 3 katına çıktığında %28,7 azaldığı, boru çapının 10 mm

olduğu geometride ise %28,1 azaldığı hesaplanmıştır. Colburn-j faktörünün artan boru çapı ile azalma trendinde yavaşlama gözlemlenmiştir.



Şekil 5.18 Farklı kanat boru çaplarının Colburn-j faktörü eğrileri

Boru dış çapının değişiminin ısı değiştirici genel performans değeri olan FOM sonuçları Şekil 5.19'da mevcuttur. Temel alınan geometri Eksiltilmiş1'dir. Temel alınan geometriye oranla boru çarpındaki artışın ısı değiştiricisi genel performansında düşüşe neden olduğu görülmektedir. Isı transferinde düşük seviyede bir artış sağlanırken, basınç düşüşünün boru çapı artışı ile artması sonucunda FOM değeri azalmaktadır. Boru çapının 8,8 mm'den 10 mm'ye çıkartılması, 508-1524 Reynolds sayısı aralığında genel ısı değiştiricisi performansını %7-7,64 düşürmüştür. *Re*=1524 için boru çapının 8,8 mm'den 10 mm'ye çıkarak %13,6 artması sonucunda genel ısı değiştirici performansı %7,42 azalmıştır. Colburn-j faktörü ve basınç düşüşü grafikleri birlikte incelendiğinde, boru çapı artışı ile ısı transferinde sağlanan iyileşmenin, basınç kaybına oranla daha az olduğu görülmüş ve sonuç olarak genel ısı değiştiricisi performansı düşmüştür.



Şekil 5.19 Farklı kanat boru çaplarının FOM değerleri

5.5.4 Borular Arası Akış Yönünde Mesafe Değişimi

Borular arasındaki akış yönündeki mesafe incelenen ısı değiştiricide farklılık göstermektedir. Şaşırtmalı düzendeki boru çiftlerinin akış yönündeki borular arası mesafe 23,4 mm iken, akışa dik olan mesafe ise 13,5 mm'dir. Boru çiftlerinin tekrarlı lineer yöndeki örüntüleri arasında akış yönünde 38,4 mm vardır. Borular arasındaki akış yönündeki mesafenin hem tekrarlı boru çiftleri arasında hem de örüntüyü oluşturan boru çiftleri arasında artması incelenmiştir. Her bir boru arasındaki mesafenin 1, 2 ve 3 mm artması ile geometriler oluşturulmuştur. Değişen toplam ısı değiştiricisi uzunluğu sebebiyle kanat boyları da arttırılmıştır. Tablo 5.7'de oluşturulan geometrilerin yapısal özellikleri mevcuttur.

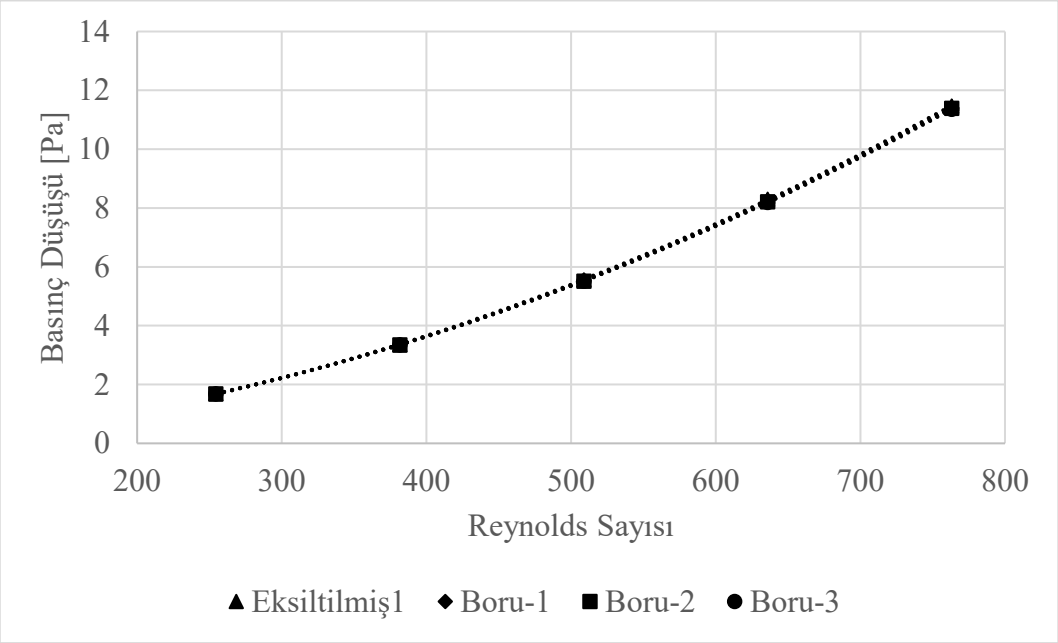
Tablo 5.7 Borular arasındaki akış yönündeki mesafe değişimi analizlerinin geometrileri ve yapısal özellikleri

Geometri	**Boru çifti arasındaki mesafe [mm]**	**Kanat uzunluğu [mm]**	**Yüzey Alanı [cm^2]**
Eksiltilmiş1	23,4	130	5507,4
Boru-1	24,4	135	5697,5

Tablo 5.7 Borular arasındaki akış yönündeki mesafe değişimi analizlerinin geometrileri ve yapısal özellikleri (devamı)

Boru-2	25,4	140	5887,6
Boru-3	26,4	145	6077,8

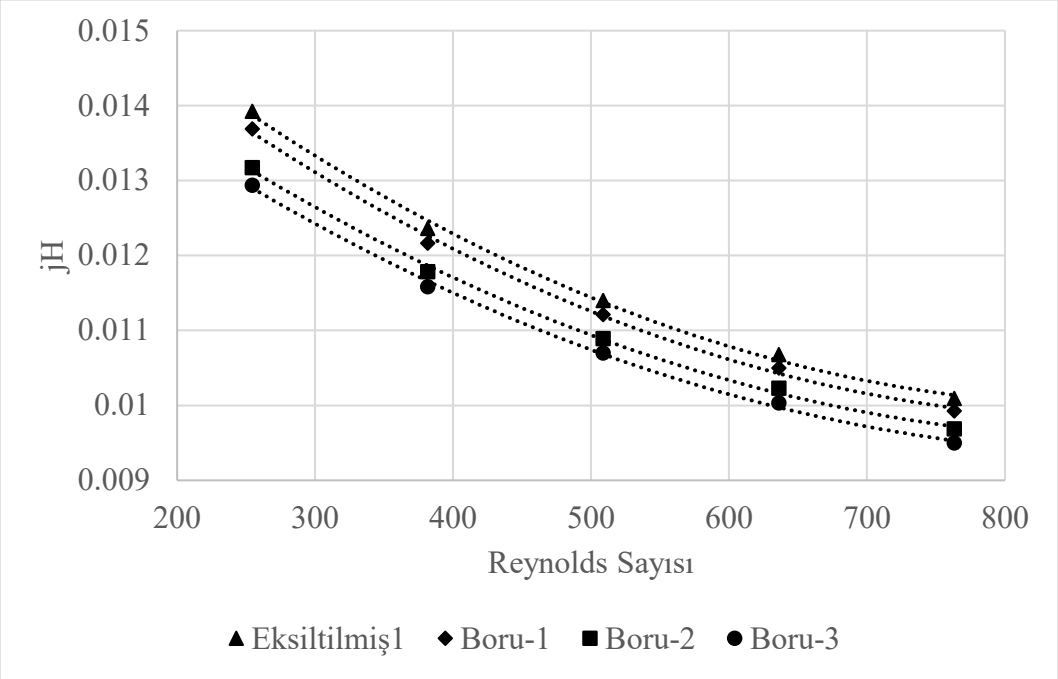
Borular arasındaki yatay mesafenin değiştirilmesi ile kanat uzunlukları da ısı değiştiricinin geometrik özelliklerini yansıtacak şekilde arttırılmıştır. Hava tarafı toplam ısı transferi yüzey alanında %10'a varan artış meydana gelmiştir. Şekil 5.20'deki basınç düşüşü eğrileri incelendiğinde meydana gelen gelişmenin basınç düşüşü üzerinde ihmal edilebilir bir etki yarattığı görülmektedir. En yüksek Reynolds sayısındaki sonuçlar için geometriler arasındaki basınç düşüşü farkı <%1'dir.



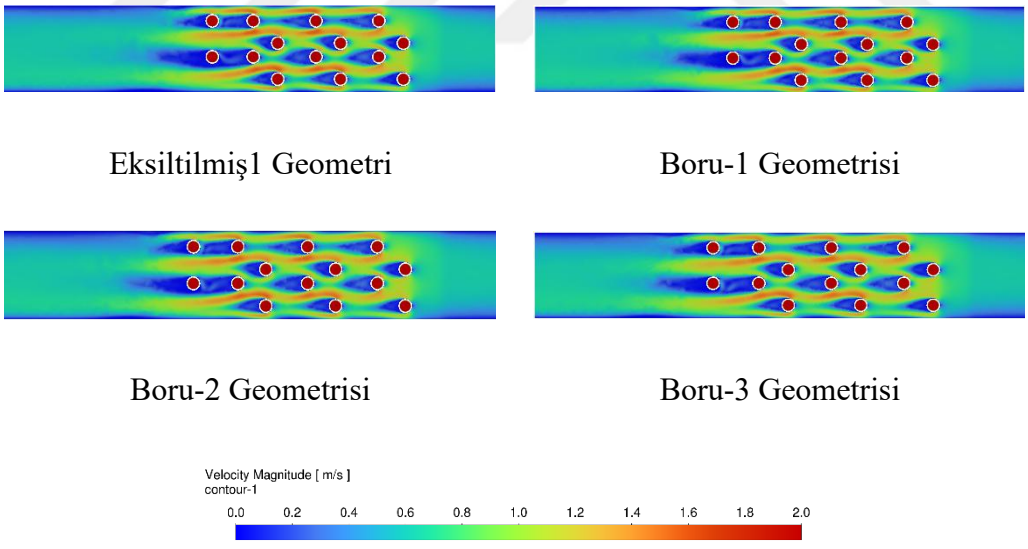
Şekil 5.20 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının basınç düşüşü eğrileri

Akış yönündeki borular arasındaki mesafenin arttırılması, Colburn-j faktörünü ve dolayısıyla ısı transferini azaltan bir etkidir. Şekil 5.21'de Colburn-j faktörünün değişimini göstermektedir. Borular arasındaki mesafenin arttırılması ile boru demetleri arasındaki mesafe açılmış, hava hızlarının oldukça düştüğü art izi

bölgelerinin alanlarının artmasına sebep olmuştur. Şekil 5.22'deki hız kontürlerinin art izi bölgeleri incelendiğinde bu durum tespit edilmiştir.



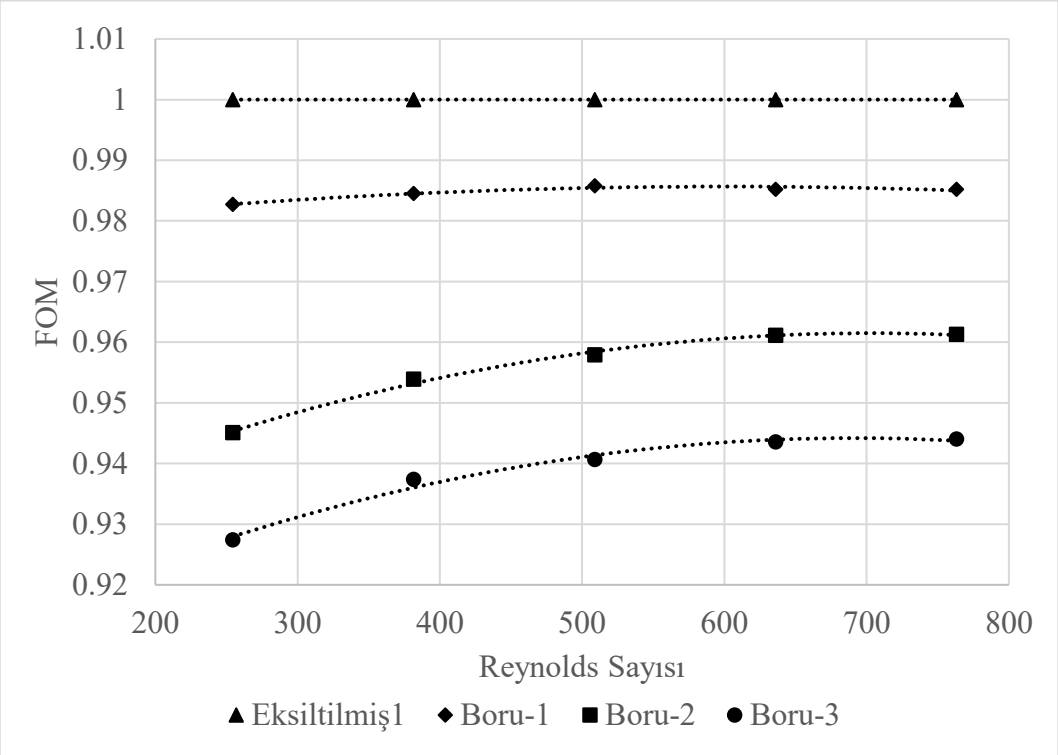
Şekil 5.21 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının Colburn-j faktörü eğrileri



Şekil 5.22 Akış boyunca borular arası mesafenin değiştiği geometriler için YZ eksenindeki hız kontürleri

FOM değerlerinin hesaplanmasında "Eksiltilmiş1" geometrisi temel alınmıştır. Şekil 5.23'teki FOM eğrileri incelendiğinde *Re*>500 değerinden sonra hava hızındaki artışın ısı değiştirici genel performans değerini etkilemediği ve bu değerin

yatay bir çizgi izlediği görülmüştür. Borular arasındaki mesafenin artmasının *Re*<500 için FOM değerindeki düşüş miktarını arttırmaktadır. Boru-3 geometrisi incelenen Reynolds aralığında Eksiltilmiş1 geometrisine göre genel ısı değiştiricisi performansı %7,26-5,59 daha düşüktür. Borular arası dikey mesafenin artması sonucunda ısı transferi kötüleşmiş, basınç kaybında kayda değer bir değişiklik olmamıştır. Bu durum sonucunda genel ısı değiştiricisi performansı düşmüştür.

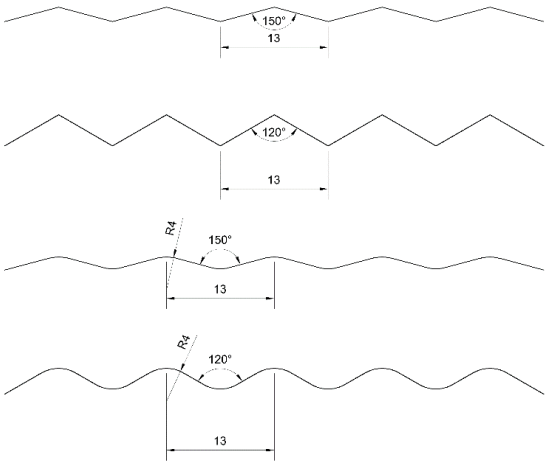


Şekil 5.23 Akış yönündeki farklı boru aralıklarının FOM değerleri

5.5.5 Kanat Tipi Değişimi

Kanat yapılarının bir ısı değiştiricisinde yarattığı başlıca iki etki: akışın çalkantılı hale getirilmesi ve ısı transfer yüzey alanının arttırılmasıdır. Akışın türbülanslı hale getirilmesi için kanat yüzeylerinde yapısal değişiklikler yapılmaktadır. Bu yapısal değişiklikler ile kanat yüzey alanları arttırılmakta ya da azaltılmaktadır. Isı transferini iyileştirecek geliştirmeler, havanın akış yönündeki hareketini dağıtması ya da bozması sebebiyle basınç kaybı yaratması ihmal edilmemelidir. Yapılan iyileştirmelerin oluşturduğu basınç kaybı istenilen debi değerinin sağlanması için fanların güç tüketimlerini arttıracaktır. Kanat tipi tasarımları sonucundaki ısı transferi iyileştirmeleri, getirdiği basınç düşüşü etkisi birlikte değerlendirilmelidir.

Farklı kanat tipi tasarımlarının incelenmesi ve karşılaştırılması için 6 farklı kanat geometrisi hazırlanmıştır. Yapılan analizlerin getirdiği ağ elemanı sayısının artması sebebiyle daha önceki başlıklarda ortak olarak kullanılan Eksiltilmiş1 geometrisi yerine Eksiltilmiş2 geometrisi üzerinden diğer kanatların tasarımları gerçekleştirilmiştir. Eksiltilmiş2 geometrisindeki kanat uzunluğu olan 130 mm, kanat aralığı olan 20 mm, kanat kalınlığı 0,25 mm sabit tutularak aynı kanat sayısına sahip geometriler oluşturulmuştur. Şekil 5.24'te herringbone ve dalgalı kanat tiplerinin tasarım ölçüleri verilmiştir.



Şekil 5.24 Yukarıdan aşağıya: Herringbone15°, Herringbone30°, Dalgalı15° ve Dalgalı30° kanat tipi geometrik ölçüleri

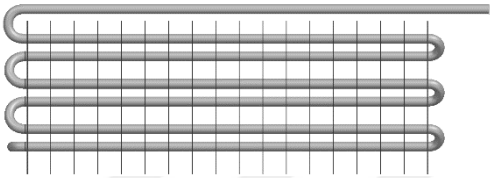
Şekil 5.24'teki kanat tiplerinin görünüşleri Şekil 5.25'te ve yapısal özelliklerinin detayları ise Tablo 5.8'de verilmiştir.

Tablo 5.8 Farklı kanat tipi tasarımına sahip geometrilerin yapısal özellikleri

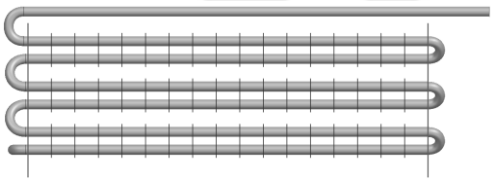
Geometri	**Yüzey Alanı [cm^2]**
Eksiltilmiş2	3520,4
Parçalı	2885,1
ParçalıŞaşırtmalı	2910,8
Herringbone15°	3707,7

Tablo 5.8 Farklı kanat tipi tasarımına sahip geometrilerin yapısal özellikleri (devamı)

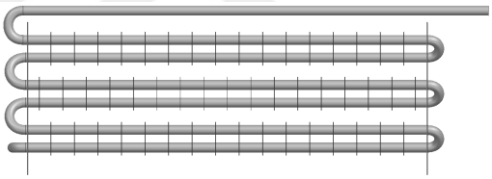
Herringbone30°	3943,3
Dalgalı15°	3693,6
Dalgalı30°	3819,4



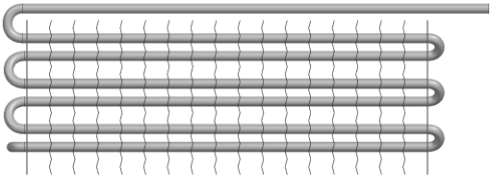
Eksiltilmiş2 Geometrisi



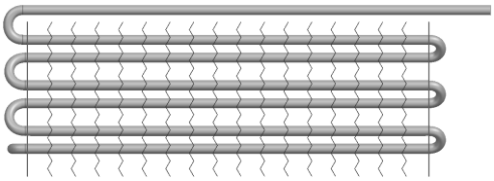
Parçalı Geometrisi



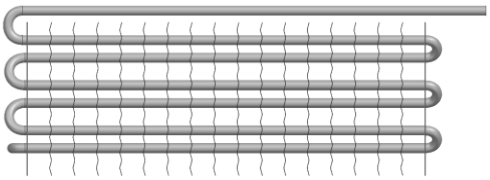
ParçalıŞaşırtmalı Geometrisi



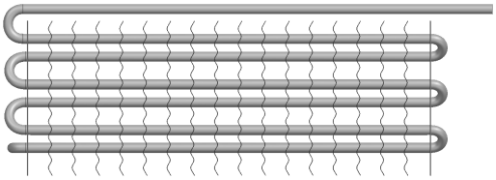
Herringbone15° Geometrisi



Herringbone30° Geometrisi



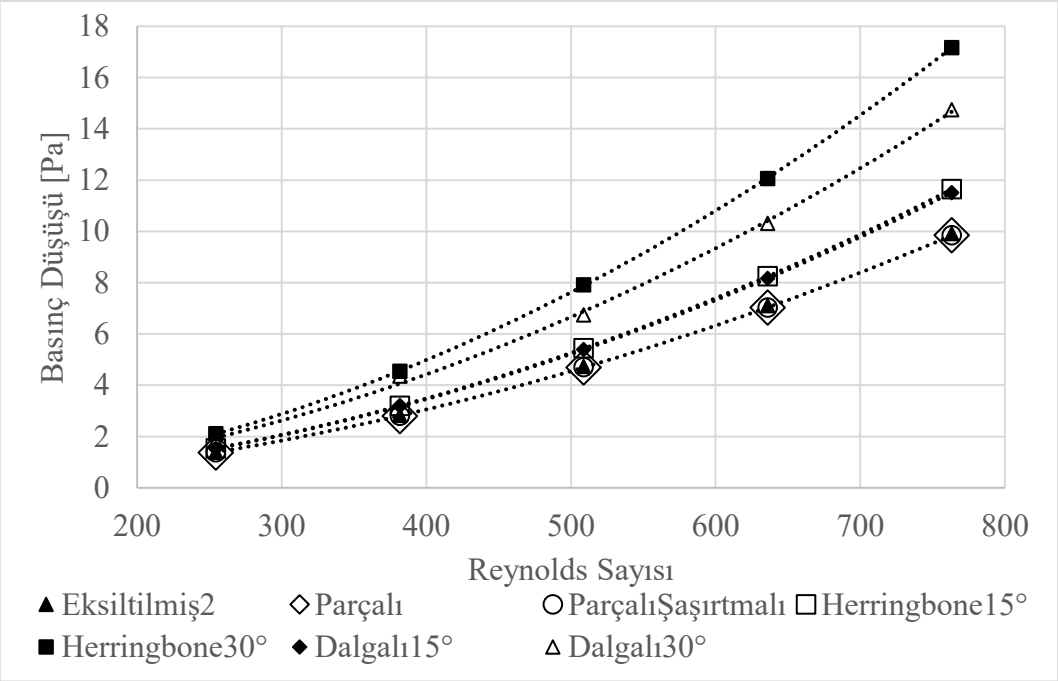
Dalgalı15° Geometrisi



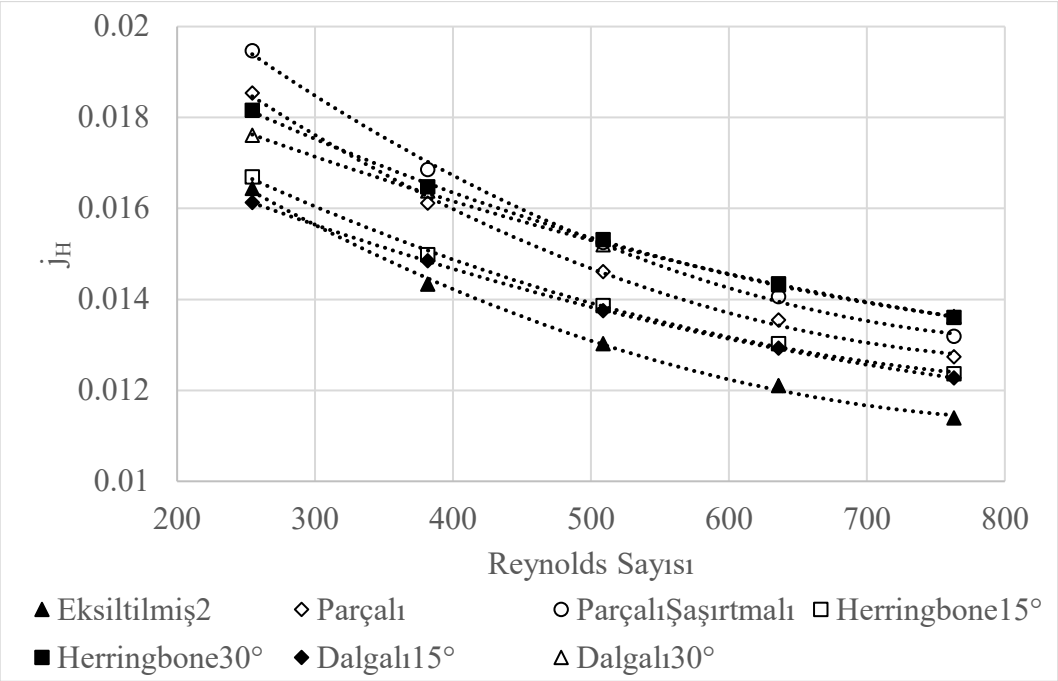
Dalgalı30° Geometrisi

Şekil 5.25 Farklı kanat tipi tasarımlarına sahip geometrilerin üstten görünüşleri

Analiz edilen 7 geometri için elde edilen basınç düşüşü ve Colburn-j faktörü grafikleri sırasıyla Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de mevcuttur. En yüksek basınç düşüşüne sahip olan geometri Herringbone30° tasarımıdır. Analiz edilen tasarımlar basınç düşüşü değerlerine göre artan sırayla: Parçalı, ParçalıŞaşırtmalı, Eksiltilmiş2, Dalgalı15°, Herringbone15°, Dalgalı30°, Herrinbgbone30° olarak sıralanmaktadır. Basınç düşüşü değerlerinin küçükten büyüğe sıralanması durumu Reynolds sayısı artışından bağımsızdır. Isı transferi performansları ise Reynolds sayısı aralıklarına göre farklılık göstermektedir.

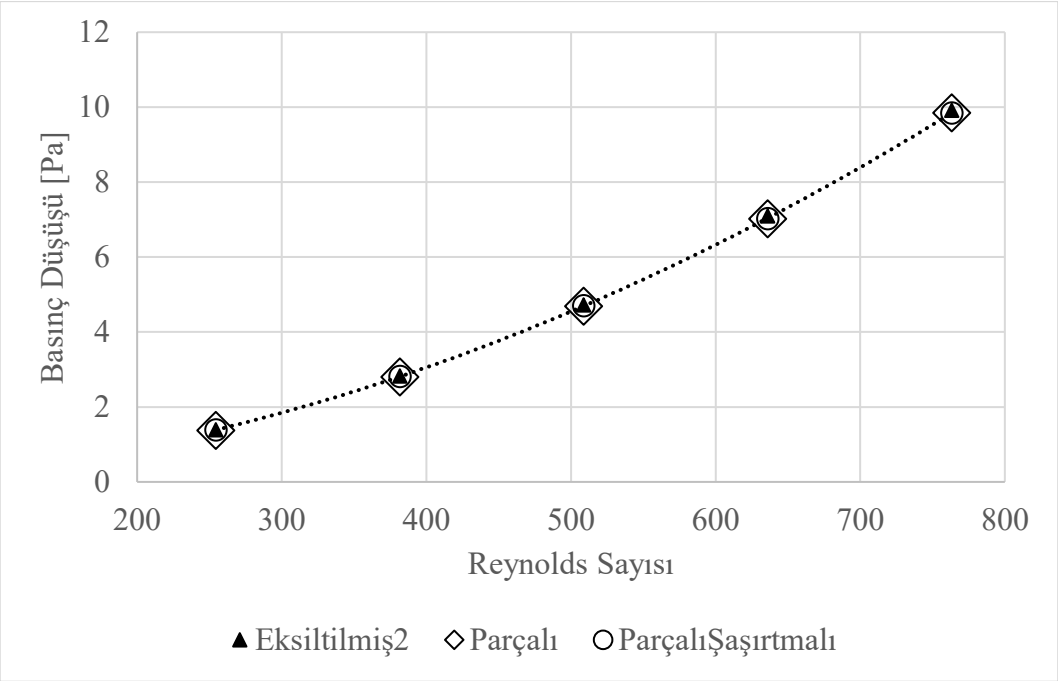


Şekil 5.26 Farklı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri

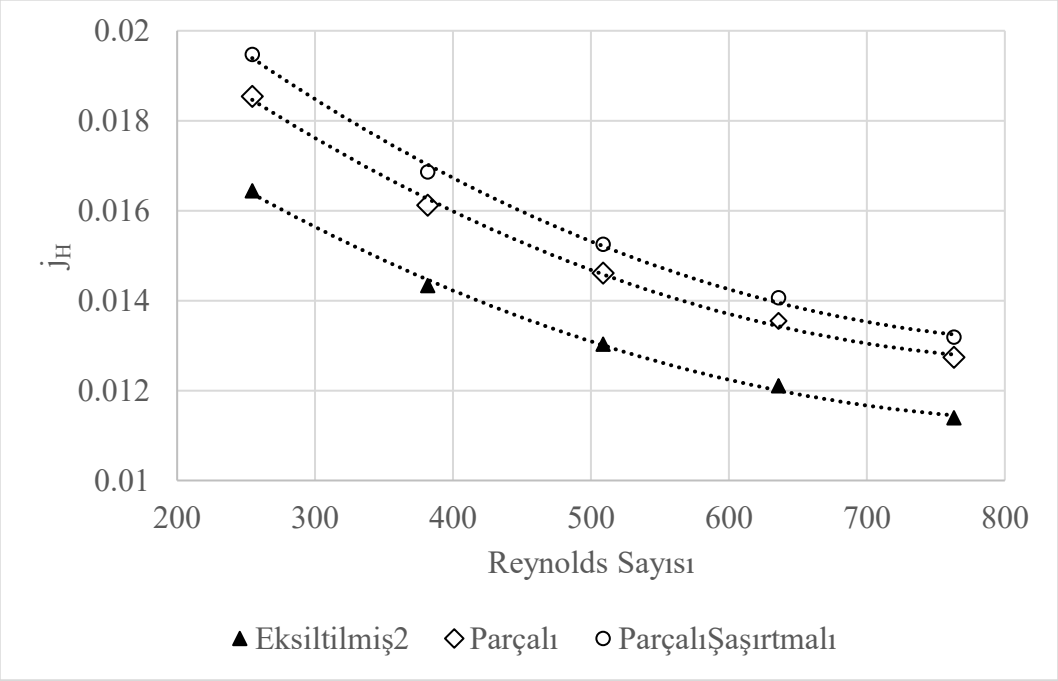


Şekil 5.27 Farklı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri

Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrileri, kanatların akış doğrultusundaki boşlukları sayesinde akışın periyodik olarak karıştığı bir tasarıma sahiptir. Şekil 5.28'de bulunan basınç düşüşü eğrileri karşılaştırıldığında, Eksiltilmiş2, Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrilerinin oldukça yakın basınç düşüşü değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Parçalı geometrisi Eksiltilmiş2 geometrisine göre *Re*=763 için %0,5 daha az basınç düşüşü değerine sahiptir. Şekil 5.29'da Colburn-j faktörü eğrisi incelendiğinde, şaşırtmalı düzendeki geometrinin havaya olan ısı transferinin iyileştirildiği görülmüştür. *Re*=763 için yapılan karşılaştırmada, ParçalıŞaşırtmalı geometrisinin Colburn-j faktörü Eksiltilmiş2 geometrisinden %15,7 daha yüksektir. İki geometri arasındaki basınç farkı *Re*=763 için %2'den küçüktür. Reynolds sayısının artışı ile Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrileri arasındaki Colburn-j faktörü farkı azalmaktadır. Reynolds sayısının artışı ile şaşırtmalı geometrinin sağladığı ısı transferi avantajının azaldığı çıkarımı yapılabilir.



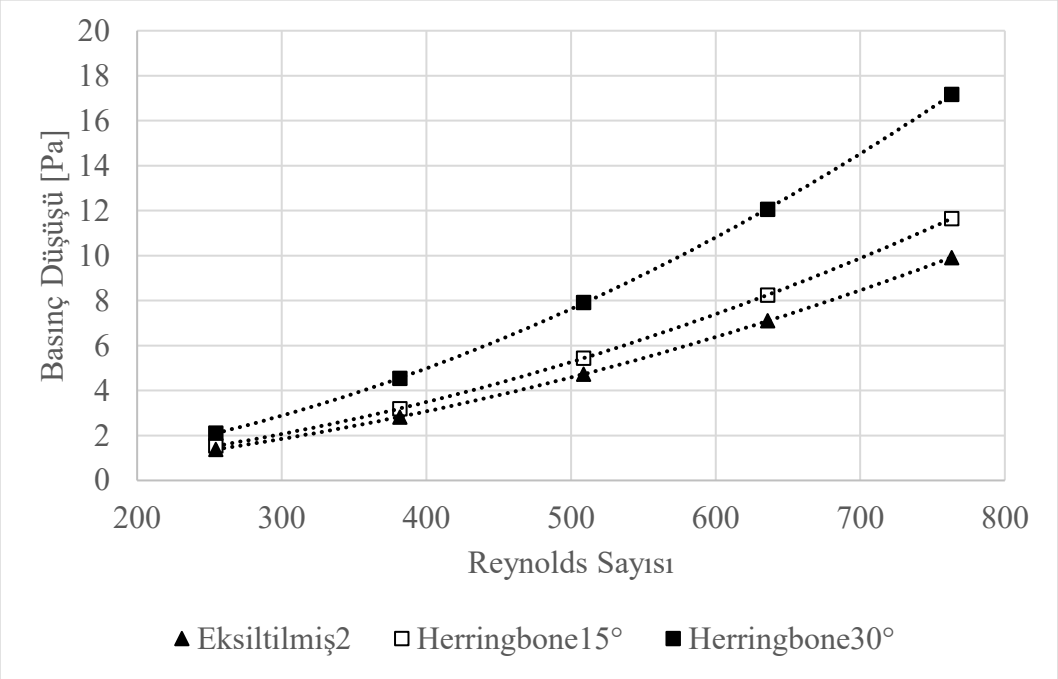
Şekil 5.28 Parçalı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri



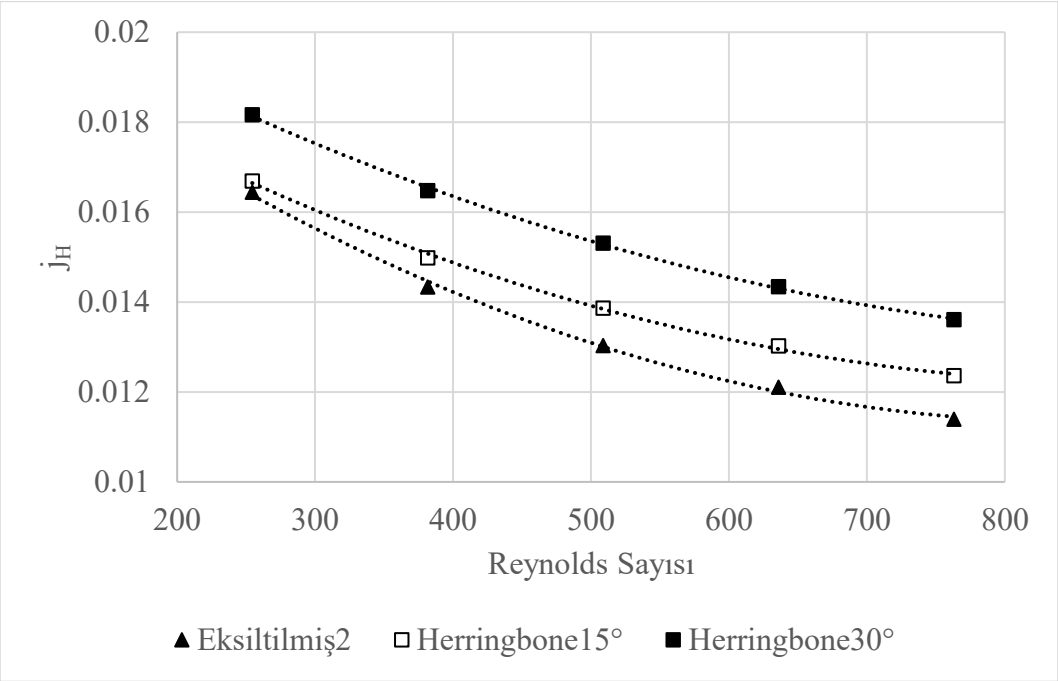
Şekil 5.29 Parçalı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri

Herringbone geometrilerinin kanat ölçüleri Şekil 5.24'te verilmişti. Bu iki geometri için basınç düşüşü ve Colburn-j faktörü grafikleri sırasıyla Şekil 5.30'da ve Şekil 5.31'de bulunmaktadır. İki farklı tasarım açısına sahip olan kanat geometrileri birlikte incelendiğinde, Herringbone30° geometrisinin yüksek basınç düşüşü dezavantajına rağmen Colburn-j faktörü değerinin daha yüksek olduğu

görülmüştür. Fan gücünün karşılanabileceği sistemlerde yüksek basınç kaybına sahip olmasına rağmen daha iyi ısı transferi sağlayan bu tasarım tercih edilebilir. *Re*=254 için Herringbone15° geometrisi ile Eksiltilmiş2 geometrileri arasındaki Colburn-j faktörü farkı %1,5 iken, *Re*=768 değerinde Colburn-j faktörleri arasındaki fark %8,5'e çıkmıştır. Reynolds sayısının artması ile, Herringbone15° geometrisinin Eksiltilmiş2 geometrisine oranla daha etkili bir ısı transferi sağladığı ortaya koyulmuştur.

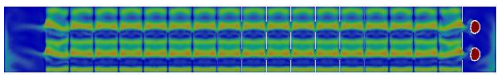


Şekil 5.30 Herringbone kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri

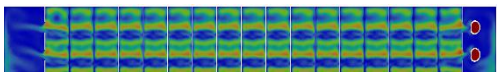


Şekil 5.31 Herringbone kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri

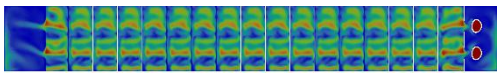
Şekil 5.32'de Herringbone30°, Herringbone15° ve Eksiltilmiş2 geometrilerinin hız kontürleri incelendiğinde kanatlar arasındaki bölgede Herringbone30° geometrisinde daha yüksek hava hızlarına ulaşıldığı görülmüştür. Kanatlar arasında artan hava hızlarının ısı transferine olan etkileri Şekil 5.33'te sıcaklık kontürlerinde görülmektedir. Isı değiştirici çıkışındaki hava sıcaklığının ortalamaları: Herringbone30°, Herringbone15° ve Eksiltilmiş2 olarak sıralanabilir.



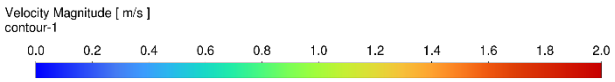
Eksiltilmiş2 Geometrisi



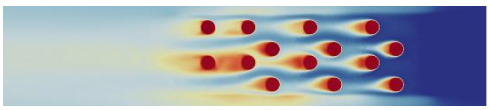
Herringbone15° Geometrisi



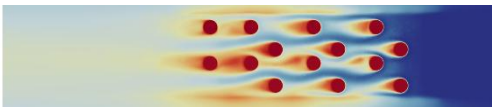
Herringbone30° Geometrisi



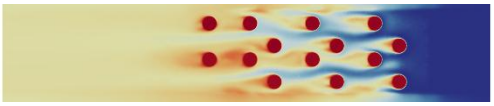
Şekil 5.32 Herringbone geometrilerinin XZ eksenindeki hız kontürleri



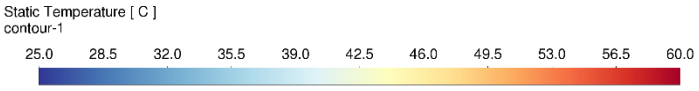
Eksiltilmiş2 Geometrisi



Herringbone15° Geometrisi

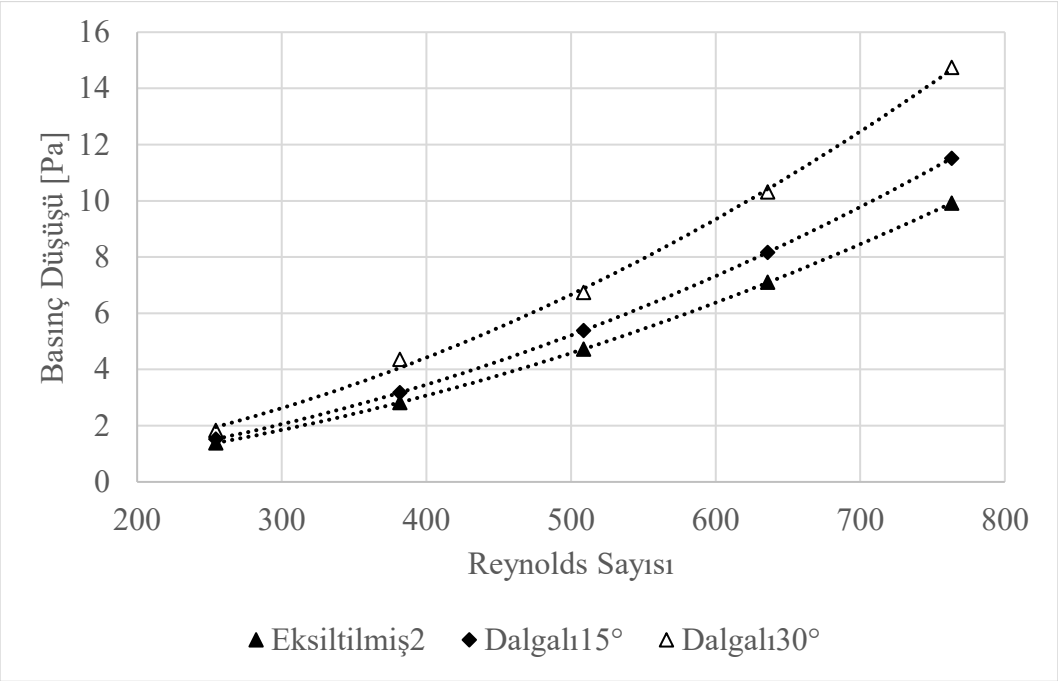


Herringbone30° Geometrisi



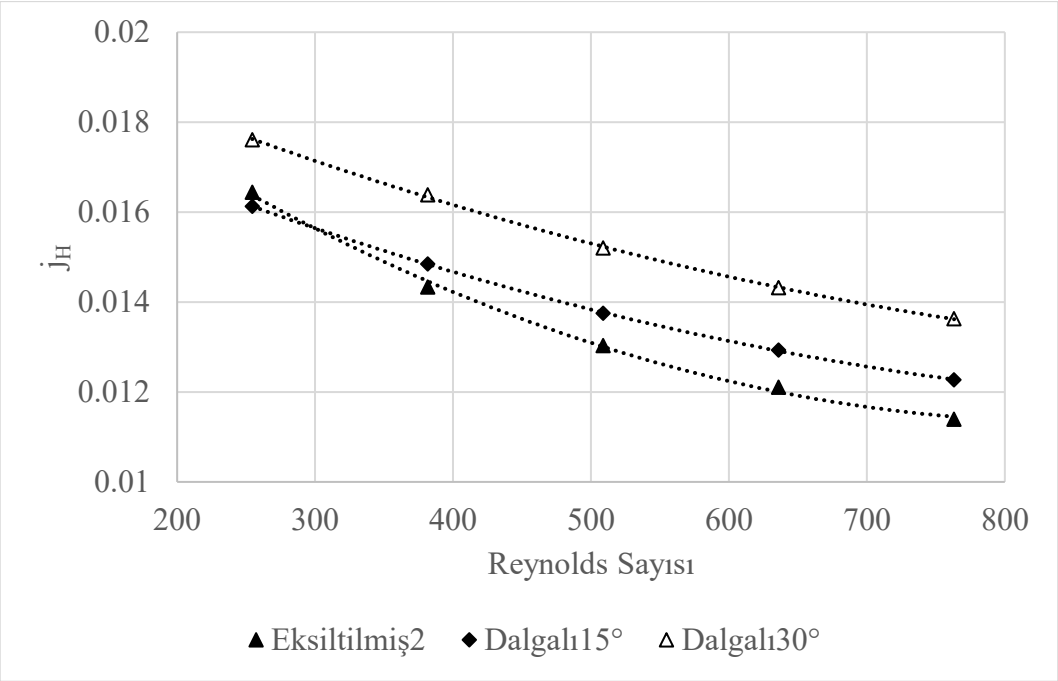
Şekil 5.33 Herringbone geometrilerinin YZ eksenindeki sıcaklık kontürleri

Dalgalı kanatlı tasarım, temelinde Herringbone kanat tipi tasarımının keskin köşelerinin yuvarlatılması sonucunda elde edilmiştir. 15° ve 30° olarak iki farklı açıya sahip tasarımlar için basınç düşüşü ve Colburn-j faktörü değerleri sırasıyla Şekil 5.34 ve Şekil 5.35'te mevcuttur. Keskin köşelerin yuvarlatılması sonucunda akış ayrılmaları ve art izi bölgelerinin alanı azaltılmıştır. Bu sayede basınç kaybı farkının Herringbone kanatlara göre daha az olmasını sağlamıştır. Dalga formunu oluşturan dar açının artması ile basınç kaybı ve ısı transferi performansı artmaktadır.



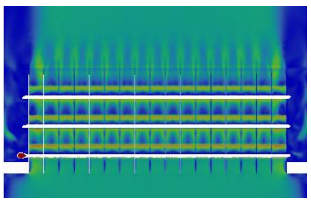
Şekil 5.34 Dalgalı kanat tipi tasarımlarının basınç düşüşü eğrileri

Re<300 değeri için, Dalgalı15° geometrisinin Colburn-j faktörü Eksiltilmiş2 geometrisinden %1,9 daha azdır. Dalgalı kanat formunun düşük hızlarda ısı transferi performansının düz kanattan daha kötü olduğu söylenebilir. *Re*>300 için, dalgalı formun yarattığı pozitif etki ile Colburn-j faktöründe meydana gelen düşüş Eksiltilmiş2 geometrisine oranla daha azdır. *Re*=763 için Dalgalı15° geometrisinin Colburn-j faktörü Eksiltilmiş2 geometrisinden %7,7 daha fazladır.

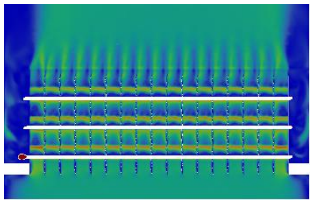


Şekil 5.35 Dalgalı kanat tipi tasarımlarının Colburn-j faktörü eğrileri

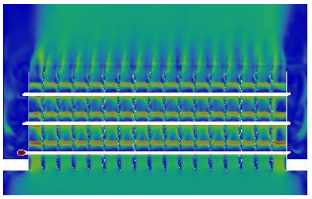
Şekil 5.36'daki hız kontürleri incelendiğinde dalgalı kanat formunun bitiş kenarının sağ tarafa doğru bakması sebebiyle ısı değiştiriciyi terk eden sıcak hava, bu yöne doğru yönlendirilmiştir. Dalgalı30° geometrisinde, Dalgalı15° ve Eksiltilmiş2 geometrisine göre daha fazla basınç düşüşü gerçekleşmiş ve kanatlar arasında kalan alandaki hava hızlarının arttığı gözlemlenmiştir. Dalgalı30° geometrisinin ön cephe alanının artması ve kanatlar arasındaki akışı daha büyük bir açı ile (30°) yönlendirmesi sonucunda basınç düşüşünü arttırdığı söylenebilir. Sıcaklık kontürleri bulunan Şekil 5.37 incelendiğinde en yüksek hava çıkış sıcaklığı ortalamasının Dalgalı30°, en düşük hava çıkış sıcaklığı ortalamasının ise Eksiltilmiş2 geometrisinde bulunduğu gözlemlenmiştir. Dalgalı30° geometrisi diğerlerine oranla daha fazla basınç düşüşüne sebep olsa da ısı transferi performansı daha iyidir.



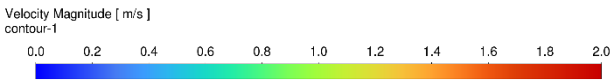
Eksiltilmiş2 Geometrisi



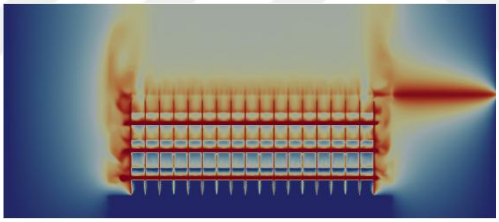
Dalgalı15° Geometrisi



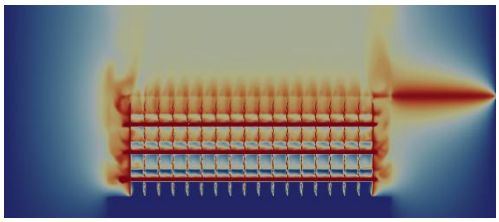
Dalgalı30° Geometrisi



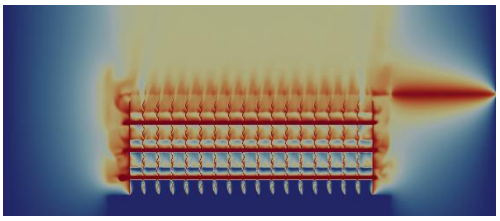
Şekil 5.36 Dalgalı kanat geometrilerinin YZ eksenindeki hız kontürleri



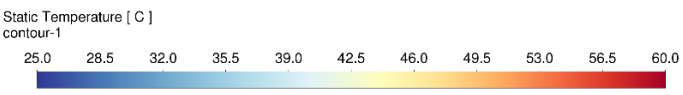
Eksiltilmiş2 Geometrisi



Dalgalı15° Geometrisi



Dalgalı30° Geometrisi



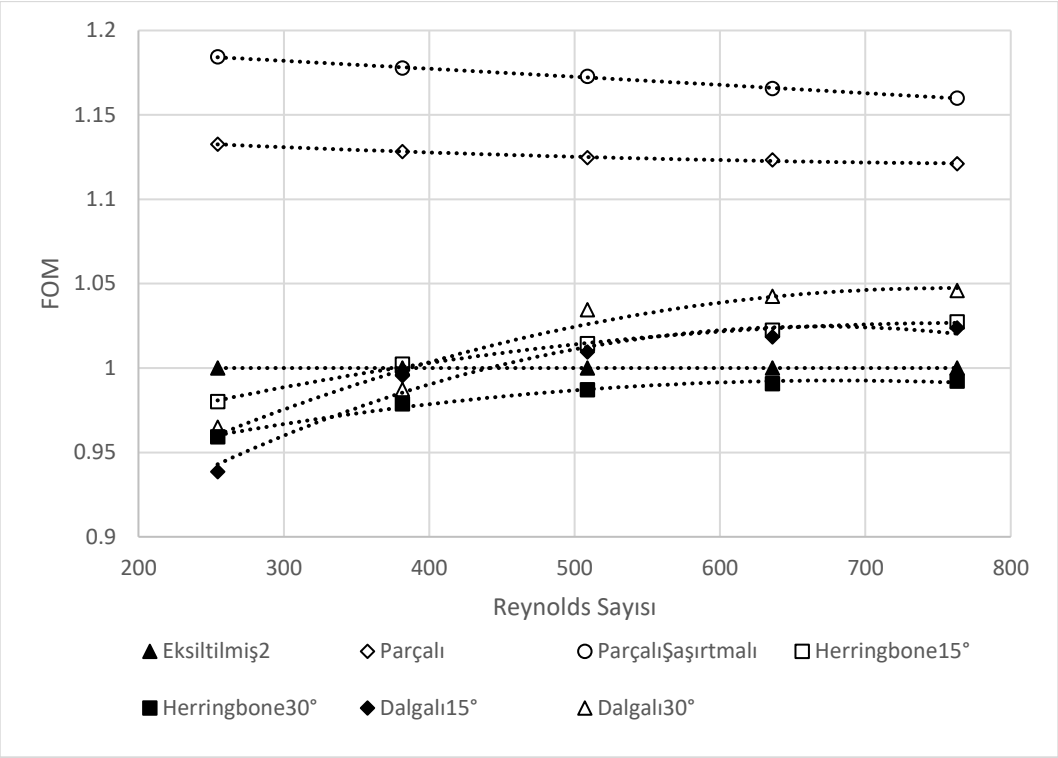
Şekil 5.37 Dalgalı kanat geometrilerinin YZ eksenindeki sıcaklık kontürleri

Re<400 için Herringbone kanat ve Dalgalı kanat tipi tasarımları karşılaştırıldığında Herringbone kanat tipinin ısı transferi performansının daha iyi olduğu, *Re*>400 olduğu durumda ise iki kanat tipinin benzer Colburn-j faktörü sayılarına sahip olduğu görülmüştür. Dalgalı15° ve Dalgalı30° geometrilerinin *Re*>400 aralığında Herringbone tasarımına göre daha az basınç düşüşüne sahip olduğu ve Herringbone geometrilerine eş değer ısı transferi performansını sağladıkları görülmüştür.

Isı transferi performansı ve basınç kaybının birlikte değerlendirildiği boyutsuz sayı FOM grafiği Şekil 5.38'de verilmiştir. Temel alınan geometri Eksiltilmiş2 geometrisidir. Diğer geometrilerin FOM değerleri, bu geometrinin Nusselt sayısı ve *f* sürtünme faktörü değerlerine göre hesaplanmıştır. Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrilerinin genel ısı değiştirici performansı temel alınan geometriden sırasıyla %13,26-12,10 ve %18,43-15,99 daha iyidir. Reynolds sayısı artışı ile FOM değerlerinde azalan yönde bir trende sahiptirler.

Herringbone30° geometrisi temel alınan geometriye eşdeğer bir genel ısı değiştiricisi performansına sahiptir. İncelenen Reynolds sayısı aralığında Herringbone30° geometrisinin FOM değeri %4,07-0,77 daha düşüktür. Herringbone15° geometrisi temel alınan geometriden, *Re*=254'te %2 daha kötü, *Re*>380 için %0,24-2,74 daha iyi ısı değiştiricisi genel performansına sahiptir.

Re>600 için Dalgalı15° ve Dalgalı30° geometrilerinin FOM değerlerinin değişim hızı azalmakta ve değerler stabil hale gelmektedir. Bu geometrilerin *Re*<450 için temel alınan geometriden daha düşük FOM değerine sahip oldukları, dolayısıyla Reynolds sayısının artışı ile genel ısı değiştirici performanslarının iyileştiği görülmüştür. Dalgalı15° geometrisi, 450<*Re*<763 aralığında Eksiltilmiş2 geometrisine göre %0,94-2,38 daha iyi performans gösterirken, Dalgalı30° geometrisi ise aynı koşullarda Eksiltilmiş2'ye oranla %3,44-4,58 daha yüksek genel ısı değiştirici performansı sergilemektedir.



Şekil 5.38 Farklı kanat tipi tasarımlarının FOM değerleri

6
SONUÇ

Bu çalışmada: kanat sayısı, kanat kalınlığı, boru çapı, borular arasındaki mesafe ve kanat tipi tasarımı parametrelerinin ısı değiştiricilerin basınç düşüşü ve ısı transferi performansına etkileri HAD analizleri yardımıyla incelemiştir. Deneysel çalışmaların doğrulanması HAD analizleri ile gerçekleştirilmiş ve doğrulamasında elde edilen veriler ile f sürtünme katsayısı ve Nusselt korelasyonları oluşturulmuştur. HAD analizleri sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

Kanat sayısı değişimi:

1. Kanat sayısının azaltılması, basınç düşüşünün azalmasına sebep olmuştur.
2. Reynolds sayısının 3 katına çıkması ile basınç düşüşü yaklaşık 7 kat artmaktadır.
3. Colburn-j faktörünün kanat sayısının arttırılmasıyla azaldığı ve daha sık kanatlı geometrilerde Reynolds sayısı artışına karşı daha az duyarlı olduğu gözlemlenmiştir.
4. Kanatsız geometrisi, genel ısı değiştirici performansı temel alınan geometriden %146-103 daha iyi performans göstermektedir.

Kanat kalınlığı değişimi:

1. Kanat kalınlığının artması sonucunda basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir.

2. En yüksek basınç düşüşü gözlemlenen 1,5 mm kanat kalınlığına sahip geometri için Reynolds sayısının 3 katına çıkması sonucunda basınç düşüşü yaklaşık 7,3 kat artmıştır.

3. *Re*>380 için ısı transferi en yüksek geometri Kanat-1,5 geometrisidir. Kanat-1,5 geometrisi *Re*=768'de Eksiltilmiş2 geometrisinden %3,8 daha fazla Colburn-j faktörü değerine sahiptir.

4. Kanat-1,5 geometrisinin genel ısı değiştiricisi performansı 254>*Re*>763 aralığında Eksiltilmiş1 geometrisine göre %11,3-8,72 düşüktür.

5. Analizler; kanat kalınlığı artışının yarattığı ısı transferi avantajının, basınç kaybına oranla daha düşük olduğunu ve genel ısı değiştirici performansında düşüşe neden olduğunu göstermiştir.

Boru çapı değişimi:

1. Reynolds sayısının yaklaşık 3 katına çıkması sonucunda 8,4 mm boru çapına sahip geometrinin basınç düşüşü yaklaşık 6,8 katına, 10 mm boru çapına sahip geometrinin basınç düşüşü yaklaşık 7 katına çıkmıştır.

2. Colburn-j faktörü hesaplamaları sonucunda boru çapının artışının ısı transferine pozitif etki yarattığı gözlemlenmiştir.

3. Reynolds sayısının yaklaşık 3 katına çıkması sonucunda mevcut geometrinin Colburn-j faktörü %28,7 azalırken, 10 mm boru çapına sahip geometride bu azalma %28,1 ile sınırlı kalmıştır.

4. Boru çapının 8,8 mm'den 10 mm'ye çıkartılması, 508>*Re*>1524 Reynolds sayısı aralığında genel ısı değiştiricisi performansını %7-7,64 düşürmüştür.

5. Boru çapının 8,8 mm'den 10 mm'ye çıkarak %13,6 artması sonucunda genel ısı değiştirici performansı *Re*=1524 için %7,42 azalmıştır.

6. Colburn-j faktörü ve basınç düşüşü grafikleri birlikte incelendiğinde, boru çapı artışı ile ısı transferinde sağlanan iyileşmenin, basınç kaybına oranla daha az olduğu görülmüş ve sonuç olarak genel ısı değiştiricisi performansı düşmüştür.

Borular arasındaki akış yönündeki mesafe değişimi:

1. Borular arasındaki mesafenin 3 mm artışı ile kanat yapıları boru bitişlerindeki mesafeler korunarak uzatılmış ve ısı transferi yüzey alanı yaklaşık %10 arttırılmıştır.

2. Borular arasındaki akış yönündeki mesafe değişimi basınç düşüşünde önemli bir etki yaratmamıştır.

3. Borular arasındaki akış yönündeki mesafenin arttırılması ısı transferi performansını düşürmüştür.

4. *Re*>500 değerlerinden sonra hava hızındaki artış, ısı değiştirici genel performans değerini etkilemediği ve bu değerin yatay bir çizgi izlediği görülmüştür.

5. Boru-3 geometrisi incelenen Reynolds aralığında Eksiltilmiş1 geometrisine göre genel ısı değiştiricisi performansı %7,26-5,59 daha düşüktür.

6. Borular arası dikey mesafenin artması sonucunda ısı transferi kötüleşmiş, basınç kaybında kayda değer bir değişiklik olmamıştır. Bu durum sonucunda genel ısı değiştiricisi performansı düşmüştür.

Kanat tipi tasarımının değişimi:

1. Herringbone30° ve Dalgalı30° geometrisi yüksek basınç düşüşüne rağmen iyi ısı transferi performansına sahiptir.

2. Dalgalı kanat tipi tasarımı Herringbone kanatlara oranla daha az basınç kaybına sahiptirler.

3. Herringbone15° ve Herringbone30° geometrilerinin düşük hızlardaki (*Re*<300) ısı transferi performansı Dalgalı15° ve Dalgalı30° geometrilerinden daha iyidir.

4. Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrileri baz alınan geometri (Eksiltilmiş2) ile aynı basınç düşüşü değerlerini elde ederken ısı transferi performansını geliştirmişlerdir. ParçalıŞaşırtmalı geometrisi *Re*=763 değerinde Eksiltilmiş2 geometrisinden %15,7 daha yüksek Colburn-j faktörü değerine sahiptir.

5. Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrilerinin genel ısı değiştirici performansı 450<*Re*<763 aralığında temel alınan geometriden sırasıyla %13,26-12,10 ve %18,43-15,99 daha iyidir.

6. Herringbone30° geometrisi temel alınan geometriye eşdeğer bir genel ısı değiştiricisi performansına sahiptir. İncelenen Reynolds sayısı aralığında Herringbone30° geometrisinin FOM değeri %0,77-4,07 daha düşüktür.

7. Herringbone15° geometrisi temel alınan geometriden, *Re*=254'te %2 daha kötü, *Re*>380 için %0,24-2,74 daha iyi ısı değiştiricisi genel performansına sahiptir.

8. Dalgalı15° geometrisi, 450<*Re*<763 aralığında Eksiltilmiş2 geometrisine göre %0,94-2,38 daha iyi performans gösterirken, Dalgalı30° geometrisi ise aynı koşullarda Eksiltilmiş2'ye oranla %3,44-4,58 daha yüksek genel ısı değiştirici performansı sergilemektedir.

Genel sonuç:

1. Kanat kalınlığı ve kanat tipi parametreleri basınç düşüşünü önemli ölçüde etkilemektedir.

2. Kanat tipi ısı transferi performansını optimize etmek için kritik parametredir.

3. Herringbone30° ve Dalgalı30° kanat tipi tasarımları, yüksek basınç kaybı oluşturmalarına rağmen daha iyi ısı transferi sağladığı için basınç kaybının sınırlayıcı olmadığı sistemlerde tercih edilebilir.

4. Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı kanat tipi tasarımları düz kanat tipi ile aynı basınç düşüşüne sahip olmasına rağmen ısı transferi performansı daha iyidir. Parçalı ve ParçalıŞaşırtmalı geometrilerinin *Re*=763 için genel ısı değiştiricisi performansı sırasıyla %12,1 ve %15,99 daha iyidir.

5. Kanat kalınlığı, boru çapı ve borular arasındaki dikey mesafe parametrelerinin artması genel ısı değiştiricisi performansında düşüşe sebep olmuştur.

6. Isı değiştirici tasarımında geometrik parametrelerin etkilerinin incelenmesi ile ısı transferi performansı ve basınç düşüşü arasında optimum bir tasarım elde edilebilir.

KAYNAKÇA

Arçelik. (2025, Haziran 5). *270490 EI alttan donduruculu buzdolabı*. Arçelik. https://www.arcelik.com.tr/alttan-donduruculu-buzdolabi/270490-ei-buzdolabi

ASHRAE. (1992). *Standard methods for laboratory airflow measurement*.

ASHRAE. (2016). *ANSI/ASHRAE standard 51-2016: Laboratory methods of testing fans for certified aerodynamic performance rating*.

ASHRAE, H. R. (2014). *2014 ASHRAE handbook: Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers.

Barbosa, J. R., Melo, C., Hermes, C. J. L., & Waltrich, P. J. (2009). A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin "no-frost" evaporators. *Applied Energy*, *86*(9). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.11.027

Bergman, L. T., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7. baskı). Jown Wiley & Sons.

Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2015). *Isı ve kütle geçişinin temelleri* (7. baskı). Palme Yayınevi.

CFD Direct. (2025). *About OpenFOAM*. CFD Direct. https://cfd.direct/openfoam/about/

Chi-Chuan Wang. (2000). Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat Exchangers*, *1*(1).

Colburn, A. P. (1933). A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *7*, 1359-1384.

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2019). *Termodinamik: Mühendislik yaklaşımıyla* (7. baskı). Palme Yayınevi.

Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2024). *Thermodynamics: An engineering approach* (10. baskı). McGraw Hill.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2017). *Fluid mechanics: Fundamentals and applications* (4. baskı). McGraw Hill Education.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2018). *Akışkanlar mekaniği: Temelleri ve uygulamaları* (3. baskı). Palme Yayınevi.

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications* (6. baskı). McGraw Hill Education.

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2023). *Isı ve kütle transferi: Esaslar ve uygulamalar* (4. baskı). Palme Yayınevi.

Du, Y.-J., & Wang, C.-C. (2000). *An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers*. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00082-X

European Commission. (2019). *Commission Implementing Regulation (EU) 2019/2021 of 1 October 2019 laying down ecodesign requirements for electronic displays pursuant to Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council*. Official Journal of the European Union. https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2019/2019/oj/eng

Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2015). *Akışkanlar mekaniği* (8. baskı). Palme Yayıncılık.

Gemici, Z., & Budakli, M. (2024). Numerical study of the intensification of single-phase heat transfer in a sandwich-like channel using staggered miniature-pin fins. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, *85*(9), 1399-1432. https://doi.org/10.1080/10407782.2023.2202883

Guo, Z. Y., Liu, X. B., Tao, W. Q., & Shah, R. K. (2010). Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *53*(13-14), 2877-2884. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.008

Guo, Z. Y., Zhu, H. Y., & Liang, X. G. (2007). Entransy-A physical quantity describing heat transfer ability. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *50*(13-14), 2545-2556. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.034

Han, H., He, Y. L., Li, Y. S., Wang, Y., & Wu, M. (2013). A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *65*, 686-695. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.049

Joint Committee for Guides in Metrology. (2008). *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement*.

Juan, D., & Qin, Q. Z. (2014). Multi-objective optimization of a plain fin-and-tube heat exchanger using genetic algorithm. *Thermal Engineering (English translation of Teploenergetika)*, *61*(4), 309-317. https://doi.org/10.1134/s004060151404003x

Keysight. (2025, Mayıs 28). *34970A data acquisition / data logger switch unit*. Keysight. https://www.keysight.com/de/de/product/34970A/data-acquisition-data-logger-switch-unit.html

Kim, Y., & Kim, Y. (2005). Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *International Journal of Refrigeration*, *28*(6), 851-858. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.01.013

Kim, Y., & Kim, Y. (2006). Erratum: Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. Içinde *International Journal of Refrigeration* (C. 29, Sayı 2). https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.11.002

Ko, Y. M., Song, J. Y., Lee, J. W., Sohn, S., Song, C. H., Khoshvaght-Aliabadi, M., Kim, Y., & Kang, Y. T. (2024). A critical review on Colburn j-factor and f-factor and energy performance analysis for finned tube heat exchangers. Içinde *Energy* (C. 287). https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129609

Lee, Y. T., Chien, L. H., He, J., Wen, C. Y., & Yang, A. S. (2022). Air side performance characterization of wavy Fin-and-tube heat exchangers having elliptic tubes with large waffle heights. *Applied Thermal Engineering*, *217*, 119220. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119220

Liang, X. Y., Zhang, B., & Zhang, C. L. (2024). Physics-informed deep residual neural network for finned-tube evaporator performance prediction. *Energy*, *302*. https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131822

Lindqvist, K., Skaugen, G., & Meyer, O. H. H. (2021). Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model. *Applied Thermal Engineering*, *189*. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116669

Liu, X., Yu, J., & Yan, G. (2016). A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *100*, 199-207. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.081

Macchitella, S., Colangelo, G., & Starace, G. (2023). Performance prediction of plate-finned tube heat exchangers for refrigeration: A review on modeling and optimization methods. Içinde *Energies* (C. 16, Sayı 4). https://doi.org/10.3390/en16041948

Madi, M. A., Johns, R. A., & Heikal, M. R. (1998). Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. Içinde *Int J. Refrig* (C. 21, Sayı 7).

Menter, F. R. (1993). *Zonal two equation k-ω turbulence models for aerodynamic flows*. 93-2906.

Okbaz, A., Pınarbaşı, A., & Olcay, A. B. (2020). Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, *151*, 106256. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106256

PolyScience. (2025, Mayıs 28). *Refrigerated Circulator 15 Liter, AD, -30°C*. PolyScience.

Reynolds, O. (1883). An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, *174*, 935-982.

Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., & Celik, C. (2005). Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, *82*(1). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.10.002

Sayed Ahmed, S. A. E., Mesalhy, O. M., & Abdelatief, M. A. (2015). Flow and heat transfer enhancement in tube heat exchangers. Içinde *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung* (C. 51, Sayı 11). https://doi.org/10.1007/s00231-015-1669-1

Tian, L., He, Y., Tao, Y., & Tao, W. (2009). A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements. *International Journal of Thermal Sciences*, *48*(9), 1765-1776. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.007

Tu, J., Yeoh, G.-H., & Liu, C. (2022). *Hesaplamalı akışkanlar dinamiği* (3. baskı). Palme Yayınevi.

Wang, C. C., Chen, K. Y., Liaw, J. S., & Tseng, C. Y. (2015). An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *80*, 281-287. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.030

Wang, C.-C., Chang, Y.-J., Hsieh, Y.-C., & Lin, Y.-T. (1996). Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. Içinde *Int J. ReJ?ig* (C. 19, Sayı 4).

Wang, C.-C., & Chi, K.-Y. (2000). *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data*. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00332-4

Wang, H., Liu, Y. W., Yang, P., Wu, R. J., & He, Y. L. (2016). Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, *103*, 128-138. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.033

Wongwises, S., & Chokeman, Y. (2005). Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat

exchangers. *Energy Conversion and Management*, *46*(13-14). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.09.011

Wu, J. M., & Tao, W. Q. (2011). Impact of delta winglet vortex generators on the performance of a novel fin-tube surfaces with two rows of tubes in different diameters. *Energy Conversion and Management*, *52*(8-9), 2895-2901. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.03.002

Xie, G., Wang, Q., & Sunden, B. (2009). Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. *Applied Thermal Engineering*, *29*(1), 1-16. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014

Zhao, L., Wang, R., Gu, X., & Yang, Z. (2018). Parametric study on rectangular finned elliptical tube heat exchangers with the increase of number of rows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *126*, 871-893. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.036

Zhao, R., Qiao, L., Gao, Z., & Huang, D. (2020). Effect of vacuum insulation panels on energy consumption and thermal load transfer between compartments in a three-temperature frost-free refrigerator. *Energies*, *13*(7). https://doi.org/10.3390/en13071559

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Sevimli, İ., & Gemici, Z. (2025). Ev Tipi Buzdolaplarında Finli Borulu Isı Değiştirici Performansının Deneysel İncelenmesi ve CFD Validasyonu. *9. Uluslararası Mühendislik Bilimleri ve Multidisipliner Yaklaşımlar Kongresi*, 576–576.