

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİ HAVA TARAFI ISI TRANSFER
PERFORMANSINI ARTTIRMAK AMACIYLA
PARAMETRELERİN NÜMERİK VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

Funda ERDEM ŞAHNALI

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Eş-Danışman
Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Ağustos, 2024

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİ HAVA TARAFI ISI TRANSFER PERFORMANSINI
ARTTIRMAK AMACIYLA PARAMETRELERİN NÜMERİK VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Funda ERDEM ŞAHNALI tarafından hazırlanan tez çalışması 01.08.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özden AĞRA, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali İhsan KOCA, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Isı Değiştirici Hava Tarafı Isı Transfer Performansını Arttırmak Amacıyla Parametrelerin Nümerik ve Deneysel Olarak İncelenmesi 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.

Funda ERDEM ŞAHNALI

İmza

Bu tezi çok değerli AİLEME ve eşim Kaan şahnalı'ya ithaf ederim..



TEŞEKKÜR

Eğitim hayatım boyunca beni sürekli olarak destekleyen, bugün bulunduğum konumu borçlu olduğum değerli AİLEME, bu tez çalışmasının her anında yanımda bulunan çok değerli eşim Kaan Şahnalı'ya teşekkürü borç bilirim.

Doktora öğrenimim ve tez çalışma süreci boyunca yol gösteren, eleştirileri ve önerileri ile tezimi tamamlamamı sağlayan danışman hocalarım Sayın Prof. Dr. Ş. Özgür Atayılmaz'a ve Doç. Dr. Zafer Gemici'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam sırasında teknik konulardaki yardımları ve destekleri için değerli hocalarım; Sayın Prof. Dr. İsmail Teke, Prof. Dr.Özden Ağra, Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu'na teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan çok değerli dostlarım; Dr. Gökmen Peker, Mutlu İpek, Muazzez Kumkapu ve Günay Kardaş'a tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Bu tezi hazırlamamda bana fırsat veren Arçelik Ar-Ge ve değerli yöneticilerine teşekkür ederim.

Funda ERDEM ŞAHNALI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xv
ÖZET	xvi
ABSTRACT	xviii
1 GİRİŞ	1
1.1 Soğutma Çevrimi	2
1.2 Kondenser Tasarımının Önemi ve Kondenser Tipleri	4
1.3 Tezin Amacı	6
1.4 Hipotez	6
2 Literatür Araştırması	8
2.1 Literatür	8
2.2 Tel Kanatlı Kondenser Isı Transfer Performansına Etki Eden Parametreler	42
2.2.1 Boru Formu	42
2.2.2 Boru Çapı	43
2.2.3 Boru Arası Mesafe	43
2.2.4 Boru Dizilimi ve Boru Sıra Sayısı	43
2.2.5 Hava Hızı	44
2.2.6 Kanat Mesafesi ve Kanat Dizilimi	44
3 SAYISAL ÇALIŞMALAR	45
3.1 Kanatsız Boru Analizleri	47
3.1.1 Geometrik Modelleme	47
3.1.2 Ağ Yapısı	47
3.1.3 Yönetici Denklemler	49
3.1.4 Sınır Koşulları	49

3.1.5	Geometrik Parametreler	51
3.2	Kanatlı Boru Analizleri	51
3.2.1	Geometrik Modelleme	52
3.2.2	Ağ Yapısı	52
3.2.3	Sınır Şartları	54
3.2.4	Ampirik İnceleme	54
3.2.5	Geometrik Parametreler	56
4	DENEYSEL ÇALIŞMALAR	58
4.1	DeneySEL Çalışmalar	58
4.1.1	Rüzgar Tüneli Deney Düzenegi	58
4.1.2	Kondenser Isıl Performans Ölçüm Düzenegi	59
4.1.3	Veri İndirgeme	61
4.1.4	Belirsizlik Analizi	63
5	SAYISAL ÇALIşMA SONUÇLARI	65
5.1	Kanatsız Boru Analiz Sonuçları	65
5.1.1	Orijinal Kondenser Doğrulama Sonuçlarının Kıyaslanması . . .	65
5.1.2	Parametrik Analiz Sonuçları	69
5.1.3	Alternatif Tasarımların Doğrulama Sonuçlarının Kıyaslanması .	74
5.2	Kanatlı Boru Analiz Sonuçları	76
5.2.1	Tel Kanatlı Orijinal Kondenserin Sayısal Model Validasyonu . .	76
5.2.2	Parametrik Analiz Sonuçları	79
6	OPTİMİZASYON ÇALIşMALARI	89
6.1	İstatistiksel Model Yaklaşımı	89
7	SONUÇ	93
7.1	Sonuçlar	93
7.2	Gelecek Çalışmalar & Öneriler	95
	KAYNAKÇA	96
	TEZDEN ÜRETİLMİş YAYINLAR	99

SİMGE LİSTESİ

$Q_{\text{soğutkan}}$	Akışkandan atılan ısı (W)
P	Basınç (bar)
q''	Birim alan başına ısı akısı (W/m^2)
UA	Birim eleman direnç katsayısı (W/K)
R_T	Boru sıra sayısı (-)
A_{boru}	Boru yüzey alanı (m^2)
D	Çap (mm)
S_t	Dikey mesafe (mm)
f	Düzeltilme faktörü
$Q_{\text{dış}}$	Hava tarafından atılan ısı (W)
v	Hız (m/s)
D_h	Hidrolik çap (mm)
k	Isı iletim katsayısı (W/m K)
T_i	İç akışkan sıcaklığı ($^{\circ}C$)
F_p	Kanat aralığı (mm)
η_{kanat}	Kanat etkinliği
h_{kanat}	Kanat taşınım katsayısı (W/m^2K)
A_{kanat}	Kanat yüzey alanı (m^2)
L	Karakteristik uzunluk (m)
x,y,z	Kartezyen koordinatlarda mesafe (m)
ν	Kinematik viskozite (cm^2/s)
m	Kütleli debi (g/s)
Nu_D	Nusselt sayısı

T_o	Ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
c_p	Sabit basınçta gizli ısı ($kJ/kg K$)
c_v	Sabit hacimde gizli ısı ($kJ/kg K$)
u	Serbest akış hızı (m/s)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
y^+	Sınır tabaka kalınlığı (-)
q''	Taşınım ısı akısı (W/m^2)
h	Taşınım katsayısı (W/m^2K)
$Q_{çıkış}$	Toplam atılan ısı (W)
W	Toplam genişlik (mm)
H	Toplam yükseklik (mm)
A_{top}	Toplam yüzey alanı (m^2)
l	Uzunluk (m)
S_l	Yatay mesafe (mm)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
H	Yükseklik (m)

KISALTMA LİSTESİ

CFD	computational fluid dynamics
cm	santimetre
COP	Coefficient of performance
dk	dakika
g	gram
lt	litre
m	metre
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes
RNG	Renormalization grup
SST	Shear stress transport
top	Toplam
w	Duvar

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrim şeması	2
Şekil 1.2	Kondenser modeli: Koil kondenser	3
Şekil 1.3	Kompresör modeli	3
Şekil 1.4	Evaporatör modeli	4
Şekil 2.1	Boru formları	8
Şekil 2.2	2D CFD Modeli	9
Şekil 2.3	Boru çapı ve hava hızının etkisi	10
Şekil 2.4	Düz dizilim vs. Çapraz dizilim	10
Şekil 2.5	NTHX-001 tasarımı için CFD sonucu: a) hız; b) basınç; c) sıcaklık . .	11
Şekil 2.6	S=5mm için farklı Re sayılarında kanatların karşılaştırılması (A) ısı transfer katsayısı, (B) basınç düşümü, (C) pompalama gücü başına ısı transferi.	12
Şekil 2.7	Modelde kullanılan ağ yapısı.	12
Şekil 2.8	Farklı kanat profilleri için sıcaklık dağılımı	13
Şekil 2.9	Çalışmada kullanılan kanatlı borulu ısı değiştirici.	14
Şekil 2.10	Düz kanat ve dört farklı delikli kanatın boyutları	14
Şekil 2.11	Düz ve delikli kanatlar için Reynolds sayısına bağlı j/f faktör değişimi.	15
Şekil 2.12	H tipi kanatlı borulu ısı değiştiricinin geometrisi	15
Şekil 2.13	Kanat yüksekliğinin etkisi (a) Isı transferi ve basınç düşümü, (b) Nusselt ve Euler sayısı	17
Şekil 2.14	Analizde kullanılan kanat-boru geometrisi	17
Şekil 2.15	Farklı kanat aralıkları için akış görselleme (a) S=0.116, Re= 1200, (b) S=0.190,Re=1310, (c) S=0.265, Re= 1430, (d) S= 0.365, Re=1460.	18
Şekil 2.16	Farklı kanat aralıkları için uyanık bölge akış görselleme (a) S=0.116, Re= 260, (b) S=0.165, Re =360, (c)S=0.190, Re=380, (d)S=0.215, Re=390, (e) S=0.265, Re= 420, (f) S=0.365, Re=480	18
Şekil 2.17	Çözüm ağı.	19

Şekil 2.18 $Y=0$ düzlemi ve $Re=260$ için farklı kanat aralıklarında akış çizgilerinin görselleştirilmesi. Akış soldan ve sağdan doğru. (a) $S=0.116$, (b) $S=0.165$, (c) $S=0.190$, (d) $S=0.215$, (e) $S=0.265$, (f) $S=0.365$	19
Şekil 2.19 Helis tel kanatlı ısı değiştirici.	20
Şekil 2.20 $T_{w,i} = 60^{\circ}C$ için su ve hava akış Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.	20
Şekil 2.21 Su ve hava akışı Reynolds sayısının (a) kanatlı borunun performans değerlendirme kriteri ve (b) kanatlı borunun kanatsız boruya oranı performans değerlendirme kriteri üzerindeki etkisi.	21
Şekil 2.22 Kanat geometrilerinin şematik diyagramı.	21
Şekil 2.23 Sınır koşulları.	22
Şekil 2.24 Farklı boru-kanat geometrileri için termal ve hidrolik karakteristikler	22
Şekil 2.25 Şematik konfigürasyon	23
Şekil 2.26 Kanat kalınlığına bağlı kanat verimi (sol) ve sıcaklık farkı (sağ) değişimi ($N = 9$, $P_t = 27$ mm, $P_l = 56$ mm, $F_p = 2.8$ mm).	24
Şekil 2.27 Enine boru aralığı (sol) ve uzunlamasına boru aralığı (sağ) için farklı Reynolds sayısı aralığında kanat verimi değişimi ($N = 9$, $P_t = 27$ mm, $F_t = 0.3$ mm, $F_p = 2.8$ mm).	24
Şekil 2.28 Düz ve oval boru geometri değişimleri	25
Şekil 2.29 Sınır koşulları	26
Şekil 2.30 Düz boru formu için farklı Re sayılarında performans parametreleri.	26
Şekil 2.31 Düz boru formu için şaşırtmalı yerleşim durumunda farklı Re sayılarında performans parametreleri	27
Şekil 2.32 CFD modeli	28
Şekil 2.33 Geleneksel kanatın hız kontörleri (kanat aralığı 1.5 mm)	28
Şekil 2.34 Farklı Re değerleri için j-faktör ve f-faktör değişimi (sol), basınç kaybı değişimi (sağ), (1.5mm kanat aralığı)	29
Şekil 2.35 Çalışmada kullanılan hotwall kondenser.	30
Şekil 2.36 Boru mesafesine bağlı ısı transferi değişimi	30
Şekil 2.37 Isı transfer katsayı değişimi	31
Şekil 2.38 Geometrik parametrelerin performans indeksine etkisi a)Kanat aralığı, b)kanat kalınlığı, c)uzunlamasına boru mesafesi, d)enine boru mesafesi, e) boru çapı (1.6 m/s sabit hava giriş hızında).	32
Şekil 2.39 Isı değiştirici şematik gösterimi	33
Şekil 2.40 Hesaplama alanı: (a) hesaplama alanı ve sınırları, (b) arayüzlerle olan ilişkisinin şematik görünümü	33
Şekil 2.41 Farklı halka oluklarının radyal konumlarına sahip kesikli halka oluklu kanat yüzeylerinin Nu ve f değerleri: (a) Nu, (b) f	34

Şekil 2.42 Farklı halka oluklarının çevresel konumlarına sahip kesikli halka oluklu kanat yüzeylerinin Nu ve f değerleri: (a) Nu, (b) f	34
Şekil 2.43 Kondenser şematik görünümü	35
Şekil 2.44 Deney düzeneği şeması	35
Şekil 2.45 CFD sınır koşulları	36
Şekil 2.46 Re sayısına bağlı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü değişimi . .	37
Şekil 2.47 (a) Farklı tel çapları için Re_w vs. h_w , (b) 2 m/s hava hızında D_t vs. h_w ve h_t değişimi	37
Şekil 2.48 (a) Farklı boru aralıkları için Re_w vs. h_w , (b) 2 m/s hava hızında S_t vs. h_w ve h_t değişimi	38
Şekil 2.49 Analizlerde kullanılan tel kanatlı borulu kondanserin şematik gösterimi	38
Şekil 2.50 Kondenser yüksekliği, boru ve tel mesafesine bağlı (a) ısı transfer, (b) ısı transfer katsayısı değişimi	39
Şekil 2.51 Çalışmada kullanılan ısı değiştirici konfigürasyonları: (i) yarı açık elips boru (B ve C); (ii) yarı açık halka şeklinde elips boru bankaları (D ve E)	39
Şekil 2.52 Hesaplama hacmi ve sınır koşulları	40
Şekil 2.53 Lokal hız dağılım kontörleri	40
Şekil 2.54 Farklı Re sayısı için f ve Nu sayısı değişimi	41
Şekil 2.55 İyileştirilmiş kanatlı borulu ısı değiştiriciler için farklı Re sayısında j/f karşılaştırması	41
Şekil 2.56 Boru formları	42
Şekil 2.57 Boru formları	43
Şekil 3.1 Çalışmada izlenen metodoloji	45
Şekil 3.2 Tel kanatlı boru kondenser (a)3D görüntüsü, (b) Detay görüntüsü, (c) kesit görüntüsü	46
Şekil 3.3 Tel kanatlı boru kondenser (a) perspektif görüntüsü, (b) yandan görüntüsü	47
Şekil 3.4 Ağ yapısı (a), ağ bağımsızlık analizi (b)	48
Şekil 3.5 Sınır koşulları	50
Şekil 3.6 Boru formları	51
Şekil 3.7 Model geometrisi (a) perspektif görüntüsü, (b) yandan görünüşü . .	52
Şekil 3.8 Ağ yapısı (a) akış hacmi, (b) kondenser detayı	53
Şekil 3.9 Ağ detayı (a) iç detayı, (b) boru ve kanat detayı	53
Şekil 3.10 Ağ bağımsızlık analizi	54
Şekil 3.11 Sınır koşulları	55
Şekil 3.12 Kanat yerleşimi	57
Şekil 4.1 Rüzgar tüneli (a), Şematik gösterimi (b)	59

Şekil 4.2	Kondenser performans deney düzeneği	59
Şekil 4.3	Şartlandırılmış ortamda deney düzeneği	60
Şekil 5.1	Kanatsız orijinal kondenser (a) yatay ekseninde hız, (b) dikey ekseninde hız, (c) yatay ekseninde basınç kontörleri	66
Şekil 5.2	CFD yöntemiyle hesaplanan ısı transfer hızının deney ve korelasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması (0.7, 0.9, 1.2 ve 1.5 m/s hava hızında)	67
Şekil 5.3	CFD yöntemiyle hesaplanan basınç düşümünün deney ve korelasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması (0.7, 0.9, 1.2 ve 1.5 m/s hava hızında)	67
Şekil 5.4	Farklı bypass alanları için modeller	68
Şekil 5.5	Farklı bypass alanları için yatay eksen üzerindeki hız kontörleri . . .	69
Şekil 5.6	Farklı bypass alanları için yatay eksen üzerindeki basınç kontörleri .	69
Şekil 5.7	Farklı boru şekilleri için boru boyutlarına göre statik basınç düşümündeki değişim (düz dizilim)	70
Şekil 5.8	Farklı boru şekilleri için boru boyutlarına göre ısı transfer katsayısı değişimi (düz dizilim)	70
Şekil 5.9	Farklı konfigürasyonlar için duvar kayma geriliminin x bileşeninin x/D_h 'ye göre değişimi ("S" her konfigürasyon için ayrılma noktası) .	71
Şekil 5.10	Ayrılma noktası ve hız akış çizgileri	72
Şekil 5.11	Boru diziliminin (şaşırtmalı veya düz) statik basınç düşümü üzerindeki etkisi (e-form, $S = 20$ mm)	73
Şekil 5.12	Boru diziliminin (şaşırtmalı veya düz) ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (e-form, $S = 20$ mm)	74
Şekil 5.13	Boru mesafesinin basınç düşümü üzerindeki etkisi	74
Şekil 5.14	Boru mesafesinin ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	75
Şekil 5.15	DeneySEL çalışmalar için üretilen prototipler	75
Şekil 5.16	Farklı tasarımlar için hava hızı ile basınç düşümünün değişimini gösteren deneySEL sonuçlar	76
Şekil 5.17	Farklı türbülans modelleri için ısı transferi özelinde CFD sonuçlarının kıyaslanması (1 m/s hava hızı)	77
Şekil 5.18	Farklı türbülans modelleri için basınç düşümü özelinde CFD sonuçlarının kıyaslanması (1 m/s hava hızı)	77
Şekil 5.19	Orijinal kanatlı kondenser için (a) Sıcaklık konturu, (b) statik basınç konturu ve (c) simetri düzlemi üzerindeki hız konturu (modelin ortası)	78
Şekil 5.20	Statik basınç düşümü için CFD vs. deney sonuçlarının kıyaslanması	79
Şekil 5.21	Düz boru dizilimi için kanat aralığı, boru sıra sayısı ve hava hızındaki değişikliklerin basınç düşümü üzerindeki etkisi	81
Şekil 5.22	Düz boru dizilimi için kanat aralığı, boru sıra sayısı ve hava hızındaki değişikliklerin ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	82

Şekil 5.23 Şaşırtmalı ve düz dizilim için kanat aralığının ve hava hızının değişimiyle statik basınç düşümünün varyasyonu (Boru sıra sayısı=5)	83
Şekil 5.24 Şaşırtmalı ve düz dizilim için kanat aralığının ve hava hızının değişimiyle ısı transfer katsayısı varyasyonu (Boru sıra sayısı=5)	84
Şekil 5.25 Kanatlı durumda boru formunun etkisi	84
Şekil 5.26 Basınç kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)	86
Şekil 5.27 Hız kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)	87
Şekil 5.28 Sıcaklık kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)	88
Şekil 6.1 Basınç düşümü olasılık grafiği	90
Şekil 6.2 Isı akısı olasılık grafiği	90
Şekil 6.3 Parametrelerin basınç düşümü üzerine etkisi	91
Şekil 6.4 Parametrelerin ısı akısı üzerine etkisi	91

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Değişken Parametreler [2]	9
Tablo 2.2	Örnek kanat geometrileri [5]	14
Tablo 2.3	H tipi kanatlı borulu için farklı parametreler [6]	16
Tablo 2.4	Düz ve oval boru geometrileri [11]	25
Tablo 2.5	Test parametreleri ve aralıkları [13]	29
Tablo 2.6	Deneyde kullanılan kondenserlerin geometrik özellikleri [16]	36
Tablo 3.1	Ağ analizi için parametreler	48
Tablo 3.2	Analiz çözüm ayarları	50
Tablo 3.3	Analiz parametreleri	51
Tablo 3.4	Analiz parametreleri	53
Tablo 3.5	Sınır koşulları	55
Tablo 3.6	Sabit değerler	56
Tablo 3.7	Parametreler	57
Tablo 4.1	Ölçüm cihazı özellikleri	58
Tablo 4.2	Ölçüm düzeneği özellikleri	60
Tablo 4.3	Ölçümlerin doğruluk değerleri	63
Tablo 4.4	Isı transferindeki belirsizlik	64
Tablo 5.1	Orijinal kanatsız dairesel borulu kondenserin CFD sonuçları	65
Tablo 5.2	Farklı bypass mesafeleri için CFD analiz sonucu	68
Tablo 5.3	Orijinal boru ve alternatif tasarımlar için CFD sonuçları	73
Tablo 5.4	Optimum tasarımlar için 1.2 m/s hava hızında deneysel ve CFD sonuçlarının kıyaslanması	76
Tablo 5.5	Orijinal tel kanatlı dairesel borulu kondenserin CFD sonucu	78
Tablo 5.6	Kanatlı durumda boru formunun etkisi	80
Tablo 5.7	Orijinal tel kanatlı dairesel borulu kondensere alternatif tasarımlar	85
Tablo 6.1	ANOVA analizleri için faktör bilgileri	89

Isı Değiştirici Hava Tarafı Isı Transfer Performansını Arttırmak Amacıyla Parametrelerin Nümerik ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Funda ERDEM şAHNALI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. ř. Özgür ATAYILMAZ
Eş-Danışman: Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Dünya nüfusunun yükselmesi ile birlikte harcanan enerji de hızlı bir şekilde artmaktadır. Enerji tüketimindeki dağılım incelendiğinde ise evlerde aydınlatma ve buzdolapları tarafından harcanan enerji tüketimi en büyük kısmı oluşturmaktadır. Bu nedenle buzdolaplarının harcadığı enerji tüketimi, araştırmacıları yüksek performanslı ve daha verimli ürünler geliştirmeye yöneltmiştir. Bu alanda literatürde çeşitli araştırma konusu olup, soğutma çevrimi ile çalışan buzdolaplarında daha küçük, hafif ve verimi yüksek ısı değiştiricilerin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar ön plana çıkmaktadır.

Bu araştırma, hava tarafı ısı performansın iyileştirildiği uygulamalara odaklanarak, yenilikçi ısı değiştirici tasarımı ortaya koymayı amaçlamaktadır. Özellikle buzdolaplarında kullanılan ısı değiştirici yapıları için hava tarafı ısı transferini etkileyen optimum parametrelerin deneysel ve sayısal incelenmesi ile performans artırımı sağlayan yeni nesil ısı değiştirici dizaynının ortaya konması hedeflenmektedir.

Tez çalışmasının ilk iki bölümünde, konu ile ilgili soğutma çevrimi yapısı ve bileşenlerine, literatürde yer alan çalışmalara detaylı değinilmiş ve yapılan doktora çalışmasının özgün yönü vurgulanmıştır. Son yıllarda hava tarafını iyileştirmek üzere çeşitli ısı değiştirici tasarımlarına yönelik çalışmaların yapıldığı fakat düşük Reynold sayılı uygulamalarda keskin olmayan dış forma sahip Kammtail boru formunun ve hibrit kanat yerleşiminin çalışılmadığı gözlemlenmiştir.

Üçüncü bölümde sayısal modelleme çalışmalarının detaylarına, kullanılan yaklaşımlara ve sınır koşullarına değinilmiştir. Sayısal çalışma kanatsız boru analizleri ve sonrasında en iyi çıkan boru konfigürasyonu için kanatlı boru analizleri ile devam etmektedir.

Tezin dördüncü bölümünde, deneysel çalışmalarda kullanılan sistem bileşenleri ve çalışma prensibi detaylı anlatılmıştır. Ayrıca sayısal çalışmaları doğrulamak adına deneylerin yürütüldüğü deney düzenekleri hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar, ölçüm yöntemleri ve sınır koşulları aktarılmıştır.

Beşinci ve altıncı bölümlerde doğrulama ve sayısal analiz sonuçları detaylı bir şekilde aktarılmıştır. Orijinal kondenser ile sonuçlar kıyaslanarak hava tarafı basınç düşümü azaltılıp, ısı transfer performansı iyileştirilen bir optimum tasarım ortaya konulmuş ve çıktıları ayrıntılı olarak paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının son bölümünde ise elde edilen sonuçlara ve gelecek çalışmalar için önerilere yer verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tel kanatlı kondenser, CFD, akış ve termal modelleme, deneysel validasyon, Minitab.

Numerical and Experimental Investigation of Parameters to Improve Heat Exchanger Air Side Performance

Funda ERDEM ŞAHNALI

Department of Mechanical Engineering
Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Co-supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zafer GEMİCİ

The rapid increase in the world population has led to a noticeable rise in energy consumption. Research indicates that after the industrial sector, the highest consumption occurs at the domestic level. Within domestic consumption, lighting and refrigerators account for the largest share. In this context, the literature reveals numerous studies, with a particular emphasis on the development of smaller, lighter, and highly efficient heat exchangers for refrigerators operating on cooling cycles. This research aims to present an innovative heat exchanger design by focusing on applications where thermal performance on the air side is improved.

The first two chapters of the thesis provide a detailed review of the cooling cycle structure and components related to the topic, as well as existing studies in the literature, emphasizing the original aspects of this doctoral research.

The third chapter delves into the details of numerical modeling studies, the approaches used, and the boundary conditions. The numerical study progresses with finless tube analyses, followed by finned tube analyses for the best-performing tube configuration.

In the fourth chapter, the components and working principles of the systems used in the experimental studies are explained in detail. Additionally, detailed information about the experimental setups used to validate the numerical studies is provided. The devices, measurement methods, and boundary conditions used in the experimental

setup are described.

The fifth and sixth chapters present the validation and numerical analysis results in detail. By comparing the results with the original condenser, an optimal design that reduces air-side pressure drop and improves heat transfer performance is proposed, with the findings shared in detail.

The final chapter of the thesis discusses the obtained results and provides recommendations for future studies.

Keywords: wire-on-tube condenser, CFD, air flow & thermal modelling, experimental validation, Minitab



1 GİRİŞ

Dünya genelinde enerji tüketimi belirgin şekilde artış göstermektedir, bu durum nüfus artışı ile bağlantılıdır. İklim değişikliği, enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji fiyatlarındaki artış, enerji tasarrufu konusunu daha da önemli hale getirmiştir. Yapılan araştırmalar neticesinde, enerji tüketimi bazında kıyaslandığında ilk sırada sanayi sektörü gelirken ikinci sırada evsel tüketim gelmektedir [1]. Evde kullanılan enerji tüketimi kırılımına bakıldığında ise en büyük payın aydınlatma ve buzdolaplarından kaynaklandığı görülmektedir. Bu nedenle, buzdolaplarındaki enerji tüketiminin azaltılması, enerji tasarrufu açısından büyük bir önem taşımaktadır.

Isı değiştiriciler, soğutma çevriminde büyük bir rol oynarlar. Soğutma çevrimi, soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan aldığı ısı ile bir evaporatörde (buharlaştırıcı) buharlaştırılması, buharın bir kompresör ile sıkıştırılması, kızgın buharın bir kondenser (yoğusturucu) ile ısısının dış ortama atılarak yoğusturulması ve en nihayetinde sıvının kılcal boru ile genişletilerek doymuş sıvı buhar karışımı halinde buharlaştırıcıya girmesi ile tamamlanan bir çevrimdir. Kompresöre verilen iş ile soğutma etkisi oluşturulur. Bu işlem sırasında, evaporatör ve kondenser olarak adlandırılan ısı değiştiricileri kullanılır.

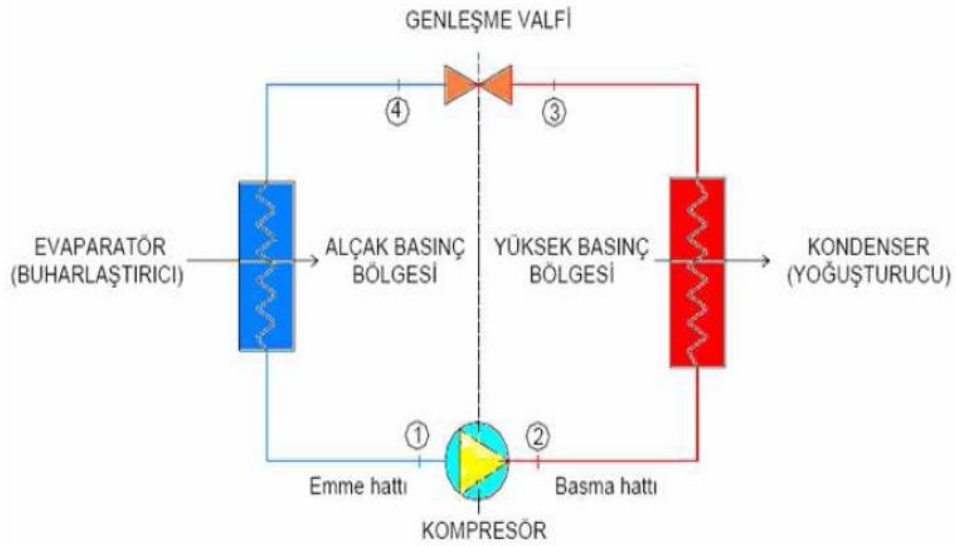
Isı değiştiricilerin tasarımı, buzdolabındaki enerji tüketimini etkilediğinden daha verimli ısı değiştirici tasarımı daha az enerji tüketimi sağlar. Bu nedenle, buzdolaplarındaki ısı değiştiricilerin tasarımı, enerji tüketimi açısından büyük bir önem taşır. Zorunlu bir ihtiyaç olan buzdolaplarının yüksek enerji tüketimi, araştırmacıları verimli ve enerji tasarruflu ürünler geliştirmeye sevk etmiştir. Bu çerçevede birçok araştırma olup, soğutma çevrimi ile çalışan soğutucularda verimli ısı değiştirici çalışmaları dikkat çekmektedir. Dünyadaki hızlı nüfus artışı, enerji kaynaklarına olan talep artışı ve ekonomik etmenler, daha küçük, hafif ve verimli ısı değiştiricilerin geliştirilmesi için temel nedenlerdir.

1.1 Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, endüstriyel ve ticari soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir soğutma sistemi çevrimidir. Bu çevrim soğutucu akışkan (refrigerant) olarak adlandırılan iş akışkanının sırasıyla kompresör, kondenser, genişleme vanası ve evaporatör bileşenlerinden dolaşarak tamamlanır.

Çevrim, ilk olarak kompresörün işleyişi ile başlar. Kompresör, gaz haldeki soğutucuyu sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını artırır ve sonrasında yüksek sıcaklıktaki gaz kondenserde ısını çevreye aktararak sıvı faza geçer. Bu aşamada, soğutucu akışkanın sıcaklığı ortamın sıcaklığından daha yüksektir ve ısı, kondenserin bulunduğu düşük sıcaklıktaki ortama (heat sink) atılır. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan daha sonra genişleme vanasından geçerek, basıncı ve sıcaklığı düşer. Buharlaşma sıcaklığı evaporatörün bulunduğu ortamın sıcaklığından daha düşük olmalıdır ki ısı transferi gerçekleşsin ve buharlaşma tamamlansın. Dolayısıyla soğutulacak ortamın sıcaklığını buharlaşma basıncı ve sıcaklığı belirler. Son olarak, evaporatörde soğutucu akışkan, ortamdaki ısı çekerek tamamen buharlaşır ve kompresöre tamamen gaz olarak geçer. Bu dört aşama, soğutucu akışkanın tekrar kompresördeki ilk aşamaya geri dönmesiyle tamamlanır ve bu şekilde çevrim sürekli olarak devam eder.

Şekil 1.1'de buhar sıkıştırımlı soğutma çevrim şeması sunulmaktadır.

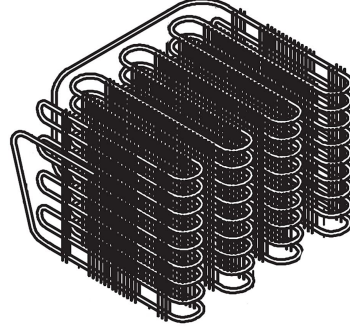


Şekil 1.1 Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrim şeması

Buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin temel elemanları; kompresör, kondenser, genişleme valfi veya kılcal boru ve evaporatör'dür.

- Kondenser: Soğutucu akışkanın buhar fazından sıvı faza dönüşmesini sağlayan bir ısı değiştiricisidir. Genellikle kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.

Soğutucu akışkan boru içerisinde taşınırken diğer akışkan genellikle havadır. Yoğuşma esnasında faz değişim ısı ısı değiştiricisinin diğer tarafındaki akışkana, havaya atılır. Kondenserlerde basınç düşümünün olabildiğince düşük olması ve kondenserin kompakt olması istenir. Şekil 1.2’de buzdolabında kullanılan tel borulu koil kondenser modeli gösterilmektedir.



Şekil 1.2 Kondenser modeli: Koil kondenser

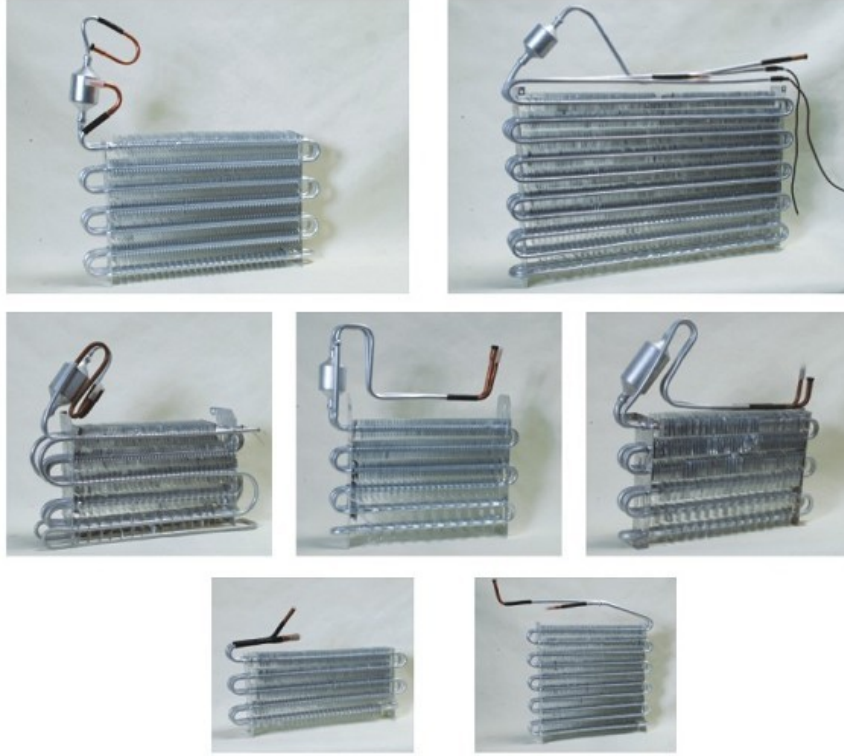
- **Kompresör:** Kompresörler soğutma çevriminde önemli bir komponent olup, evaporatörden çıkan gazı kondenser basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılmaktadır. Çeşitli kompresör tipleri mevcuttur ve buzdolaplarında hermetik pistonlu kompresörler ağırlıklı olarak tercih edilmektedir. Kompresör silindir hacmi, soğutma kapasitesi ve soğutkanın özelliklerine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Şekil 1.3’de buzdolabında kullanılan kompresör modeli gösterilmektedir.



Şekil 1.3 Kompresör modeli

- **Kılcal boru:** Yüksek sıcaklık ve basınçtaki kondenserden çıkan sıvı soğutkanın sıcaklığını ve basıncını evaporasyon seviyesine düşürmek için kullanılmaktadır.

- Evaporatör: Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı fazdaki soğutucu akışkanın bulunduğu ortamdan ısı alarak buharlaşmasını sağlayan bir komponenttir. Evaporatör, soğutucu akışkan ile soğutulan ortam arasında iyi bir ısı geçişi sağlayacak ve soğutucu akışkanın basınç farkını minimize edecek şekilde tasarlanmalıdır. Şekil 1.4'de buzdolabında kullanılan evaporatör modelleri paylaşılmaktadır.



Şekil 1.4 Evaporatör modeli

1.2 Kondenser Tasarımının Önemi ve Kondenser Tipleri

Kondenser, soğutma çevriminde soğutucu akışkanın çevreye ısı transferi yapabilmesi için önemli bir bileşendir. Uygun tasarımı ve çalışma koşulları, buzdolabının soğutma performansı ve enerji verimliliği açısından kritiktir.

Kondenser Türleri:

- Hava Soğutmalı Kondenser: Bir fan yardımıyla soğutucu akışkanın üzerindeki ısıyı, çevredeki havaya transfer eder. Hava soğutmalı kondenserler, ev tipi buzdolaplarında daha kolay kurulum ve bakım imkanı sağladığı için en yaygın kullanılan tiptir.

- Su Soğutmalı Kondenser: Soğutucu akışkan aracılığıyla ısıyı, çevredeki ortama su kullanarak transfer eder. Su soğutmalı kondenserler, hava soğutmalı kondensere göre daha verimli oldukları için genellikle büyük ticari soğutma sistemlerinde kullanılır.
- Evaporatif Kondenser: Soğutucu akışkan üzerinden ısıyı, su ve hava kullanarak çevreye transfer eder. Buharlaştırıcı kondenserler, yüksek verimlilikleri ve daha düşük yoğunlaştırma sıcaklıklarında çalışabilme özellikleri nedeniyle genellikle büyük ticari soğutma sistemlerinde kullanılır.

Kondenserin performansını ve verimliliğini etkileyen başlıca faktörler:

- Yüzey Alanı: Kondenser yüzey alanı, çevre ortama aktarılan ısı transferini etkiler. Daha büyük bir yüzey alanı, daha iyi performans ve verimlilik sağlar fakat aynı zamanda bu durum maliyetin ve basınç kaybının da artmasına neden olabilir. Boru ve kanat yüzey alanı ve formu bu parametreler ışığında tasarlanmalıdır.
- Soğutucu Akışkan Akış Hızı: Soğutucu akışkanın kondenser üzerinden olan akış hızı, performansını ve verimliliğini etkiler. Daha yavaş bir akış hızı daha iyi ısı transferine neden olabilirken, daha hızlı bir akış hızı sistem kaybını arttırabileceği için sistemin verimliliğini azaltabilir.
- Hava veya Su Akış Hızı: Hava veya suyun kondenser yüzeyinde daha yüksek bir akış hızı ile hareket etmesi daha yüksek ısı transfer katsayısına ve ısı transferine neden olabilir.
- Ortam Sıcaklığı: Çevre ortamın sıcaklığı, kondenserin ısı transfer performansını etkiler. Daha yüksek bir ortam sıcaklığı, sıcaklık farkını azaltacağından yoğunlaştırıcunun verimliliğini azaltabilir.

Özetle, kondenser, evaporatör tarafından absorbe edilen ısıyı uzaklaştırmakla görevli buzdolabı sistemindeki önemli bir bileşendir. Kondenserin uygun tasarımı, buzdolabının içinde uygun sıcaklığın korunması ve sistemin verimli çalışması için önemlidir. Farklı tiplerde kondenserler mevcuttur, performansı ve verimliliği ise yüzey alanı, soğutucu akışkan akış hızı, hava veya su akış hızı ve ortam sıcaklığı gibi birkaç parametreye bağlıdır.

1.3 Tezin Amacı

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji maliyetlerindeki artış, enerji tasarrufu konusunu daha da önemli hale getirmiştir, bu durum özellikle beyaz eşya sektöründeki rekabeti artırmaktadır. Ev tipi buzdolapları için, daha verimli, kompakt sistem tasarımı ve çevre dostu soğutkan kullanımı enerji verimliliğini arttırmış, çevreye olan etkiyi ise azaltmıştır. Bu sistemlerin maliyet odaklı tasarımı ve yüksek performans sağlaması önemlidir. Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kullanılan kondenser yapıları için hava tarafı ısı transferini etkileyen optimum parametrelerin deneysel ve sayısal incelenmesi ile performans artırımı sağlayan yeni nesil kondenser dizaynının ortaya konması hedeflenmiştir. Sayısal analizler, farklı boru formları, boru boyut oranı, boru dizilimi, boru mesafesi, kanat mesafesi, kanat dizilimi ve hava hızları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, hava tarafı basınç düşümü ve ısı transfer katsayısının nasıl değiştiğini göstermektedir.

1.4 Hipotez

Bu çalışmada, hava tarafı termal direncinin iyileştirilmesi ile düşük Reynolds sayısı uygulamaları için bir yüksek performanslı buzdolabı yoğuşturucusu geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Üç farklı boru şekli kullanılmıştır: Göz, Kammtail ve Elips formu (Eye form, Kammtail form, and Ellipse form). Araştırmayı yönlendirmek için aşağıdaki hipotezler oluşturulmuştur:

Hipotez 1: Eye, Kammtail ve Ellipse boru şekilleri gibi akışı daha az etkileyen (streamlined) geometrilerin kullanılması, düşük Reynolds sayısı uygulamalarında geleneksel tel kanatlı borulu kondensere kıyasla hava tarafı ısı transfer performansının artmasını sağlayacaktır.

Hipotez 2: Yeni Kammtail boru şekli, aerodinamik formu ve akış ayırma etkisinin daha az olması nedeniyle Eye ve Ellipse boru şekillerine kıyasla daha üstün ısı transferi özellikleri sergileyecektir.

Hipotez 3: Özellikle akış yönündeki hibrit düzenlemelerde homojen olmayan kanatçık yerleşimi içeren konfigürasyonlar, ısı değiştirici yüzeyleri boyunca daha iyi hava akışı dağılımı ve türbülans oluşumunu teşvik ederek ısı transfer performansını daha da artıracaktır.

Hipotez 4: Seçilen boru şekillerini ve kanat konfigürasyonlarını içeren yüksek performanslı kondenser tasarımı, düşük Reynolds sayısı uygulamaları için, mevcut ısı eşanjörü konfigürasyonlarından daha iyi ısı performansına ve hidrodinamik performansa sahip olacaktır.

Hipotez 5: Geliştirilen kondenser prototiplerinin deneysel değerlendirmesi, önerilen tasarım değişikliklerinin hava tarafı ısı transferi performansını artırmadaki etkinliğini doğrulayacak ve böylece bu yeniliklerin gerçek dünyadaki soğutma sistemlerinde uygulanabilirliğini ve pratikliğini gösterecektir.

Sayısal simülasyonlar, deneysel araştırmalar ve karşılaştırmalı analizler ile, düşük Reynolds sayısı uygulamalarında bir kondenserin hava tarafı termal direncini azaltmak için önerilen yüksek performanslı kondenser tasarımının etkinliğini değerlendirmek için bu hipotezler test edilecektir.

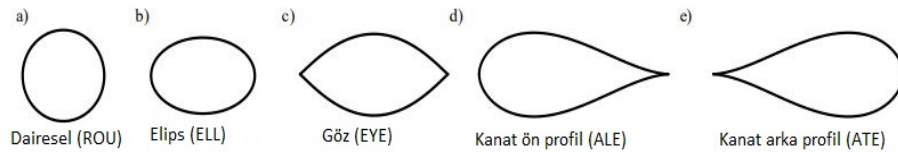
Mevcut çalışmanın yeniliği, düşük Reynolds uygulamaları için hava tarafı ısı transfer performansını artırmak amacıyla üç farklı boru şekli (Eye form, Kammtail form, Elips form) ve bunların konfigürasyonlarını kullanarak yüksek performanslı bir kondenser geliştirmeye dayanmaktadır. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, akışı daha az bozan aerodinamik geometriler seçilmiştir. Kammtail boru şekliyle ilgili çalışmaya rastlanmazken, bu üç geometri literatürde ilk kez bir arada değerlendirilmektedir. Ayrıca kanat yerleşiminin de etkisi çalışmada incelenmiş, mevcut uygulamalara alternatif akış yönünde kanatlar hibrit bir yerleşimde konumlandırılarak etkisi irdelenmiştir. Literatürde homojen olmayan kanat yerleşimine benzer bir çalışma yer almamaktadır.

Yapılan literatür araştırmasında, buzdolabında kullanılan kanatlı kondenser üzerine yapılan hava tarafı performansı iyileştirecek uygulamalar irdelenmiştir. İncelenen çalışmalarda ısı transfer mekanizması olarak zorlanmış taşınım ve radyasyon etkilerinin üzerinde özellikle durulmuştur. Özellikle zorlanmış taşınım koşullarında çalışan kanatlı kondenselerin boru ve kanat performansı üzerinde yapılan sayısal ve deneysel araştırmalara yoğunlaşmıştır. Ayrıca ısı transfer mekanizmalarına ek olarak teorik modeller kullanılarak yapılan çalışmalara ve çözümlerine de yer verilmiştir.

2.1 Literatür

Literatür çalışmaları kapsamında,ısı değiştirici hava tarafı performansına etki eden parametrelerin sayısal ve deneysel olarak incelendiği konu başlıkları özelinde literatür araştırması gerçekleştirilmiştir.

2016 yılında Bacellar tarafından yapılan çalışmada, küçük karakteristik uzunluklara sahip kompakt ısı değiştiriciler için çok ölçekli analiz ve şekil optimizasyonu kullanarak hava tarafındaki ısı transferini arttırmak amaçlanmıştır [2]. Öncelikle, çok ölçekli analiz yöntemleri kullanılarak ısı transferi üzerindeki etkileri araştırmak için matematiksel modelleme yapılmıştır. Mevcut kanatlı dairesel borulu ısı değiştiricisi için daha kompakt ve hava tarafı performansı iyileştirilmiş alternatif yaratmak amacıyla düşük çaplı damla boru formu üzerine çalışılmıştır (Şekil 2.1).



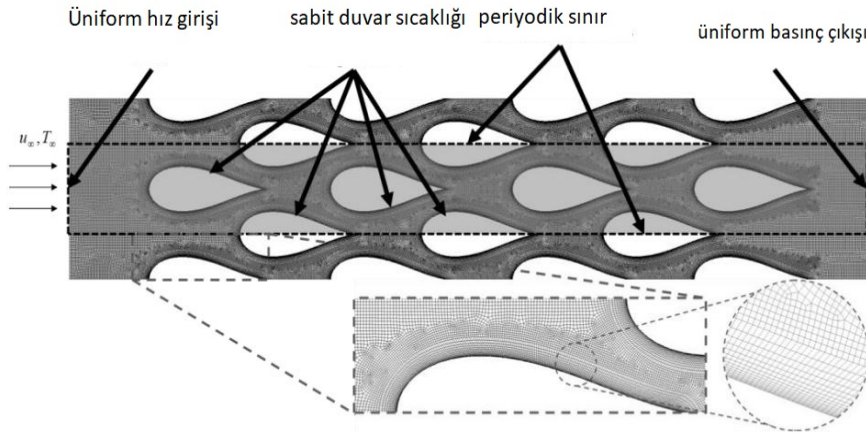
Şekil 2.1 Boru formları
[2]

Tablo 2.1 Değişken Parametreler [2]

Tip	Karakter	Örnek
Ölçeklendirme	Ölçülebilir	çap, yükseklik, uzunluk, genişlik, boru sıra sayısı, kanat yoğunluğu, kanat kalınlığı
Topoloji	Boyutsuz	boru mesafe oranı, duvar kalınlık oranı, oluk açısı
Çalışma	Akışkanla ilgili	hız, sıcaklık, basınç
Şekil	Boyutsuz	eğri kontrol noktası, polinom katsayısı

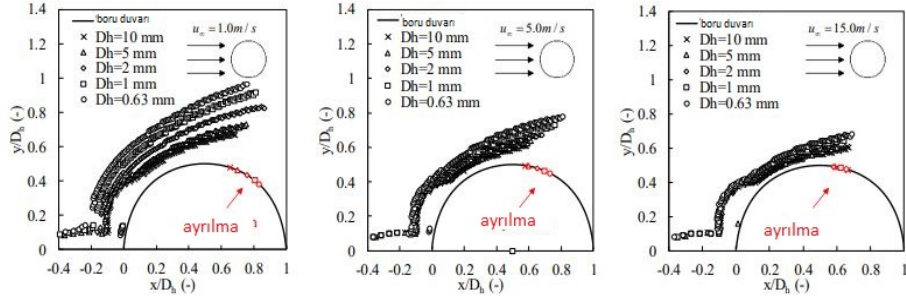
Çalışma kapsamında incelenen parametreler Tablo 2.1’de verilmiştir [2].

İlk olarak 2D olarak kanatsız durumda CFD analizleri gerçekleştirilmiş ve parametrelerin etkisi incelenerek optimum bir nokta belirlenmiştir. Şekil 2.2’de CFD çalışmalarında kullanılan modelin ağ yapısı ve sınır şartları paylaşılmıştır. Türbülans yöntemi olarak k-e realizable (RKE) tercih edilmiştir [2].



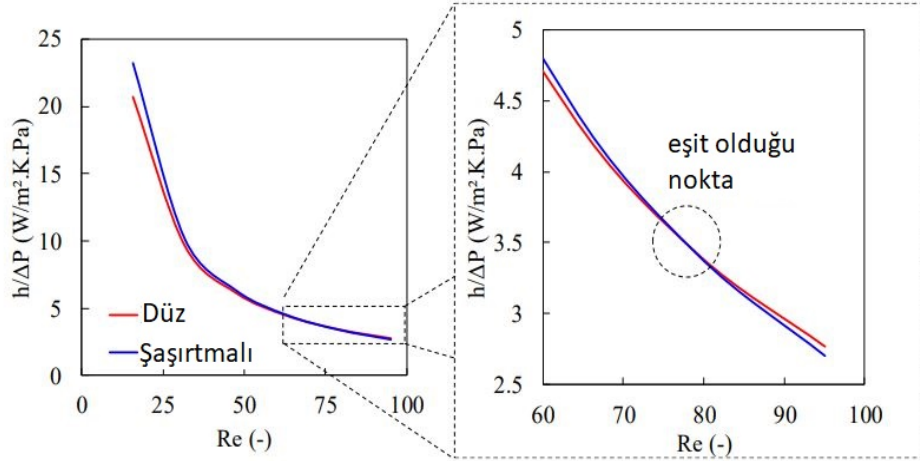
Şekil 2.2 2D CFD Modeli [2]

İlk parametrik analiz, boru çapının değiştirilmesini ve üç farklı hız için performans karakteristiklerinin değerlendirilmesini içermektedir [2]. Küçük çaplı borularda normalleştirilmiş momentum sınır tabakası daha incedir, bunun da daha yüksek hız gradyanına, özellikle düşük hızlarda, neden olacağı vurgulanmıştır (Şekil 2.3).



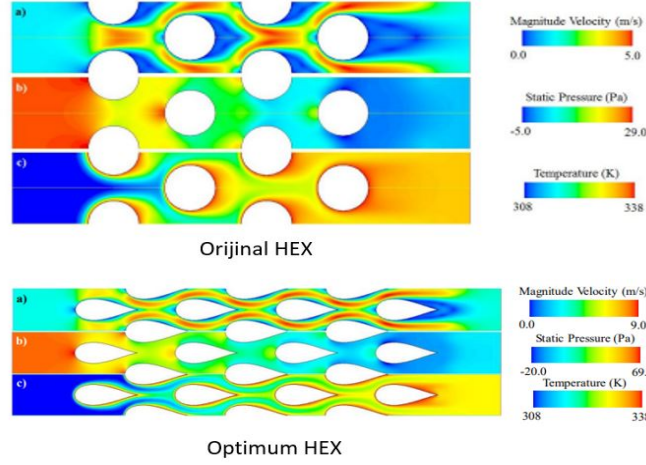
Şekil 2.3 Boru çapı ve hava hızının etkisi [2]

Şekil 2.4, şaşırtmalı dizilimin hem daha yüksek ısı transfer katsayısına hem de hidrolik dirence sahip olduğunu göstermektedir. Düz dizilimin termal-hidrolik performansı, hız arttıkça daha az duyarlıdır; düz dizilim ile şaşırtmalı dizilim arasındaki $h/\Delta P$ oranı, 0.6-0.7'den 0.4-0.5'e düşmektedir [2].



Şekil 2.4 Düz dizilim vs. Çapraz dizilim [2]

Optimizasyon analizleri sonucunda damla forma sahip düşük boru çaplı profilin mevcut ısı değiştiriciye göre daha düşük basınç kaybına ve benzer ısı transfer performansına sahip olduğu görülmüştür (Şekil 2.5). CFD sonuçlarına göre, optimum tasarım ile hava tarafı yüzey alanı %40, toplam hacim %25, hava tarafı basınç kaybı %65.3 azalırken; toplam ısı transfer katsayısı %26.8, toplam ısı transfer değeri ise %8.2 artmıştır [2].

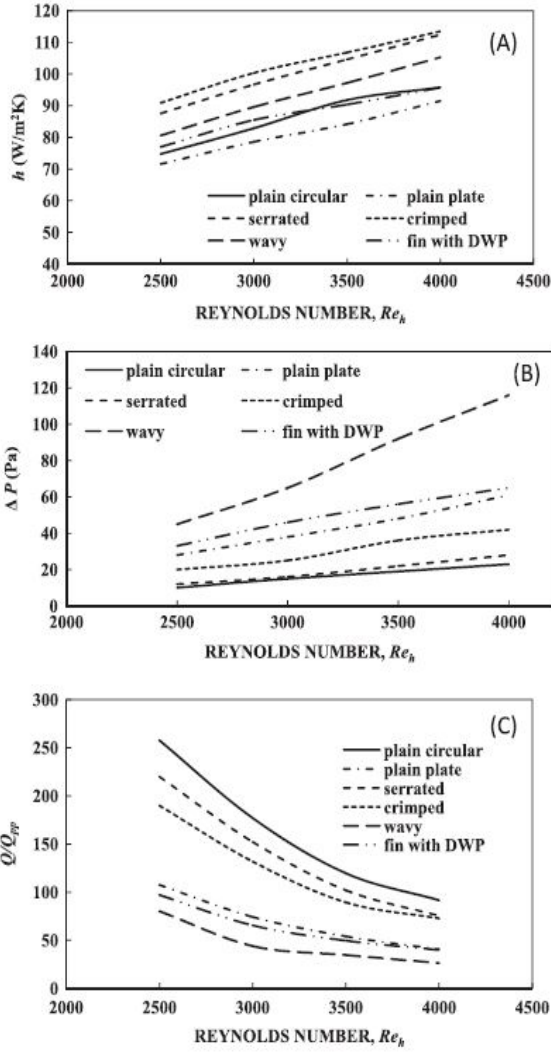


Şekil 2.5 NTHX-001 tasarımı için CFD sonucu: a) hız; b) basınç; c) sıcaklık [2]

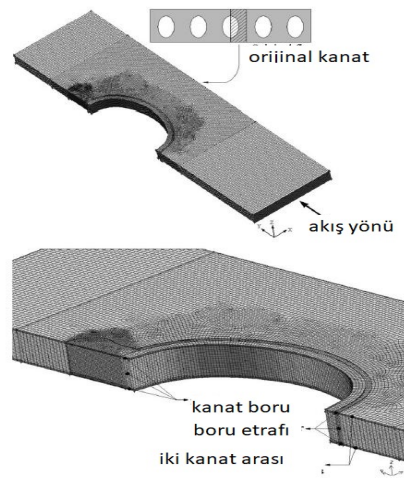
Kumar ve arkadaşları tarafından 2017 yılında yapılan çalışmada bilgisayar destekli akışkanlar dinamiği (CFD) simülasyonları kullanılarak farklı kanat tiplerinin ısı transferi ve akış direnci üzerindeki etkileri incelenmiştir [3]. İncelenen parametreler arasında ısı transfer katsayısı, kanat sıcaklığı profili, akışkan hızı ve akış direnci bulunmaktadır. Çalışmada incelenen kanat profilleri düz kanat, oluklu kanat, kanatçıklı kanat, spiral kanat gibi çeşitli kanat desenleridir. Boru çapı 7 mm'dir ve iç yüzeyinin sıcaklığı 323 K olarak tutulmuştur. Hidrolik çapa göre Reynolds sayısı değeri 2500-4000 olduğundan, akışın türbülans bölgesinde olduğu kabul edilmiştir. RNG k-e türbülans modeli bu çalışmada kullanılmıştır ve akış sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.

Şekil 2.6, Re'nin 2500'den 4000'e çıkmasıyla tüm kanat profillerinde ısı transfer katsayısının %25-35 arttığını göstermektedir. Kıvrımlı ve tırtıklı kanatlar, düz dairesel kanata göre sırasıyla %18-21 ve %12-14 daha yüksek ısı transfer katsayısı sağlamıştır. Basınç düşüşüne bakıldığında ise düz plaka kanatlar arasında dalgalı kanatın, dairesel kanatlar arasında ise kıvrımlı kanatın en yüksek basınç düşüşüne neden olduğu görülmüştür. Dairesel kanatlar arasında düz dairesel kanatın kıvrımlı kanata göre %25-40, tırtıklı kanata göre ise % 8-13 birim pompa gücü başına daha yüksek ısı transfer hızı sağladığı gözlemlenmiştir [3].

Erek ve arkadaşları [4] tarafından 2004 yılında yapılan çalışmada, 10 farklı kanat geometrisindeki değişimin plaka kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Simetrik sınır koşulu ile modelleme için bir kanatın onda birlik bölümü kullanılmış ve sadece iki kanat arası modellenmiştir. Modelleme için hexahedra ağ yapısı kullanılmıştır, toplam eleman sayısı 400.000'dir (Şekil 2.7). Düşük Reynolds sayısı nedeniyle akış sürekli, sıkıştırılmaz ve laminar kabul edilmiştir.

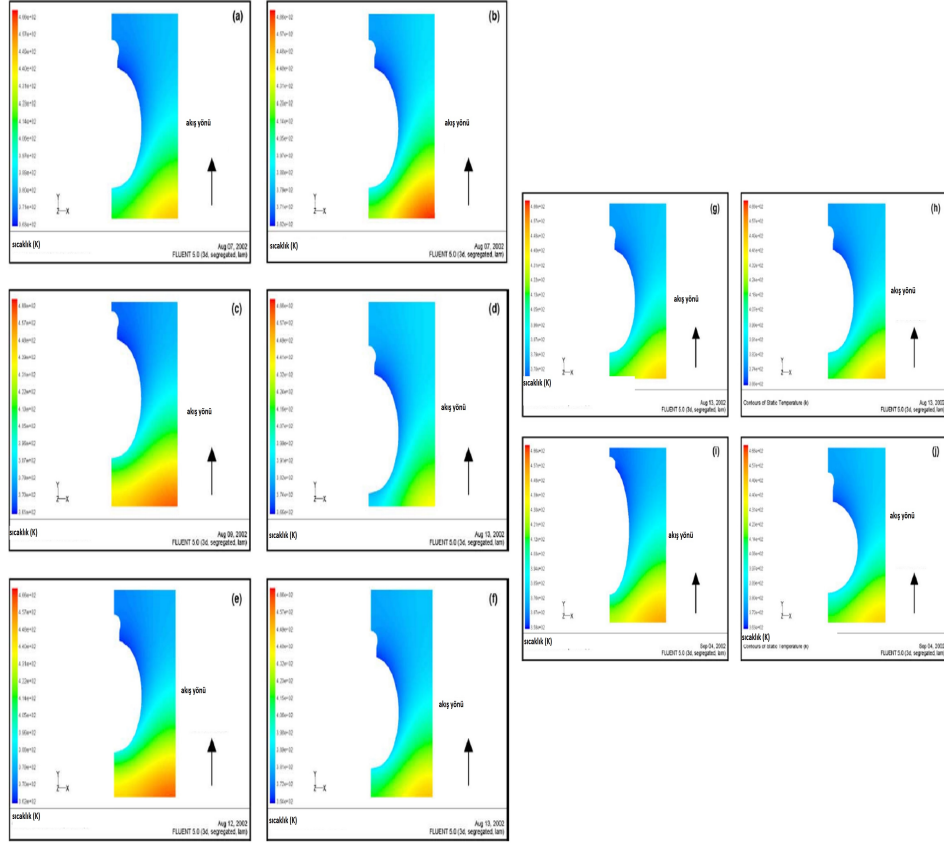


Şekil 2.6 $S=5\text{mm}$ için farklı Re sayılarında kanatların karşılaştırılması (A) ısı transfer katsayısı, (B) basınç düşümü, (C) pompalama gücü başına ısı transferi. [3]



Şekil 2.7 Modelde kullanılan ağ yapısı. [4]

On farklı kanat profilinin yüzeyindeki sıcaklık dağılımları Şekil 2.8'te gösterilmiştir. Çalışmaya göre kanatlar arasındaki mesafe, basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Kanat yüksekliği arttıkça ısı transfer alanı arttığından ısı transferi ve basınç düşümü artmaktadır. Boru kalınlığı azaldıkça ısı transferi artar, basınç düşüşü azalır çünkü su ile egzoz gazı arasındaki termal direnç daha düşüktür. Dairesel boruya göre daha iyi aerodinamik şekle sahip olduğu için elips borunun elipsliği arttıkça, ısı değiştirici üzerinden aktarılan ısı transferi artmış, basınç düşüşü ise azalmıştır [4].

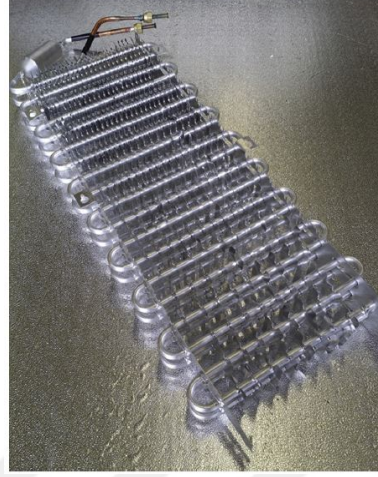


Şekil 2.8 Farklı kanat profilleri için sıcaklık dağılımı [4]

Liu ve arkadaşları [5] tarafından 2016 yılında yapılan diğer çalışmada, büyük kanat aralıklı kanatlı borulu ısı değiştiriciler (FHEXs) için delikli kanatların kullanımıyla hava tarafı ısı transfer performansının artırılması sayısal olarak incelenmiştir. Delik boyutunun ve sayısının FHEX'in hava tarafı j faktörü ve ısı transfer oranları üzerindeki etkileri, farklı büyük kanat aralıklarında detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Çalışmada kullanılan ev tipi buzdolabının dondurucu bölümünde yer alan kanatlı borulu ısı değiştiricinin resmi Şekil 2.9'da gösterilmiştir.

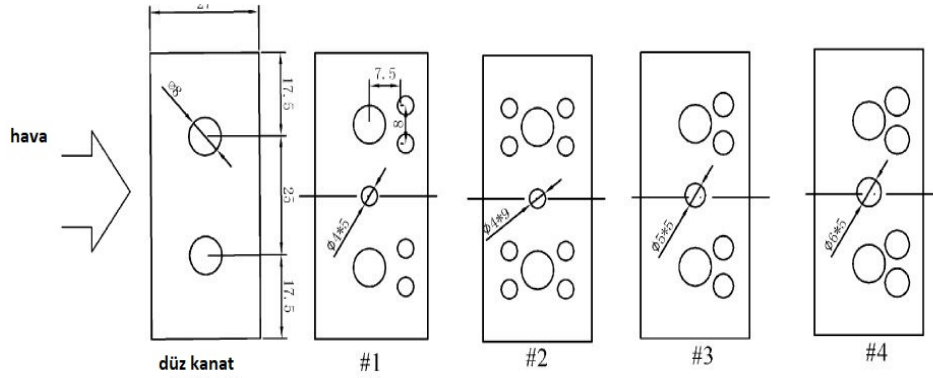
Tablo 2.2 Örnek kanat geometrileri [5]

Kanat tipi	#1	#2	#3	#4
Delik sayısı	5	9	5	5
Delik çapı (mm)	4	4	5	6



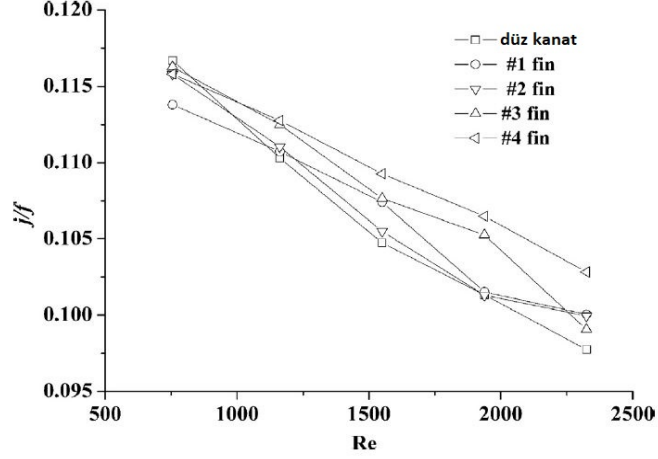
Şekil 2.9 Çalışmada kullanılan kanatlı borulu ısı değıştirici.
[5]

Çalışmada üç boru sıra sayısının yarısı hesaplamaya dahil edilmiş simetri sınır koşulu tanımlanmıştır. Düz ve dört farklı delikli kanat boyutu Şekil 2.10'da gösterilmiş ve değerler Tablo 3.4'de listelenmiştir. Analizlerde Realizable k-e türbülans modeli kullanılmıştır [5].



Şekil 2.10 Düz kanat ve dört farklı delikli kanatın boyutları
[5]

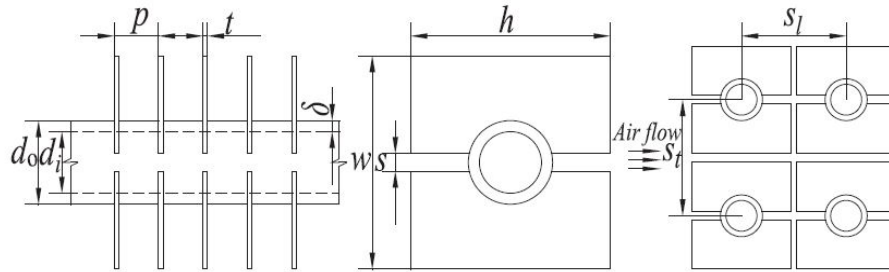
3 ve 4 nolu kanat, düz formlu 1 ve 2 kanattan daha yüksek bir j/f faktörüne sahiptir, bu da aynı ısı transfer katsayısı elde edilirken daha az basınç düşüşüne sahip oldukları anlamına gelmektedir (Şekil 2.11). Ancak, delikler nedeniyle kanatın ısı transfer yüzeyi azaldığından delikli 1, 2, 3 ve 4 kanatlar için ısı transfer değeri sırasıyla %3.4, %6.0, %5.2 ve %7.6 oranında azalmıştır [5].



Şekil 2.11 Düz ve delikli kanatlar için Reynolds sayısına bağlı j/f faktör değişimi. [5]

Çalışma sonucuna göre, 10 mm kanat aralığına sahip delikli FHEX için, optimum delikli tasarım ile $Re = 750$ 'de j faktörü %0.3 , $Re = 2350$ 'de ise %8.1 artmıştır. Ayrıca sonuçlar, delikli FHEX'in j faktöründeki artışın daha küçük kanat aralıklarında daha belirgin olduğunu göstermiştir. Kanat aralığı 20.0 mm ile 7.5 mm arasında değiştiğinde, j faktöründeki artış $Re_h = 2350$ 'de %2.7 ile %9.2 arasında değişmektedir [5].

Li ve arkadaşları [6] tarafından 2018 yılında yapılan çalışmada H tipi kanat profili, kanat genişliği, kanat yüksekliği, kanat aralığı, çapraz boru aralığı, uzunlamasına boru aralığı ve Reynolds sayısı gibi farklı geometri parametrelerinin ısı transferi ve basınç düşüş karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Boru iç akışkanı olarak su kullanılmıştır ve akış hızı 4.2 kg/s, giriş sıcaklığı 65.0-65.3 °C arasında sabit tutulmuştur. Boru demeti 8×8 olan H tipi kanatlı borunun geometrisi Şekil 2.12'de verilmiştir.



Şekil 2.12 H tipi kanatlı borulu ısı değiştiricinin geometrisi [6]

Tablo 2.3 H tipi kanatlı borulu için farklı parametreler [6]

Parametre	1	2	3	4	5	6
Dış boru çapı, $D_o(mm)$	38	38	38	38	38	38
Boru kalınlığı, (mm)	5	5	5	5	5	5
Kanat yüksekliği, h (mm)	89	84	89	89	84	84
Kanat genişliği, w (mm)	97	97	97	97	97	89
Kanat yarığı, s (mm)	8	8	8	8	8	8
Kanat kalınlığı, t (mm)	2	2	2	2	2	2
Kanat aralığı, p (mm)	18.6	20	20	18.6	20	20
Çapraz boru mesafesi, $s_t(mm)$	100	100	100	105	100	100
Yatay boru mesafesi, $s_l(mm)$	92	92	92	92	100	100
Yatay boru sıra sayısı, z (-)	8	8	8	8	8	8

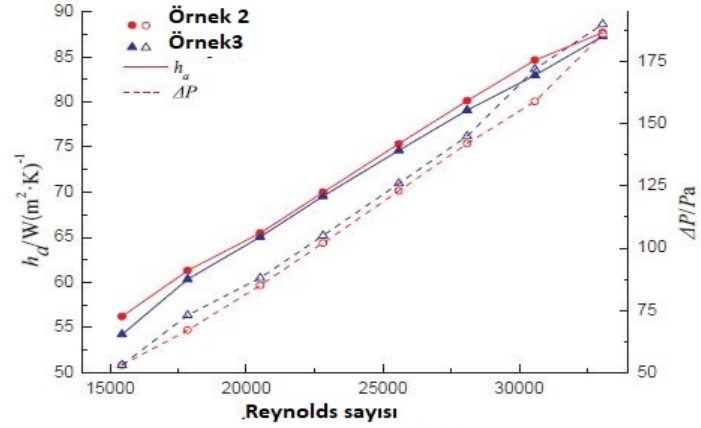
Test edilen farklı H tipi kanatlı boru örnekleri ise Tablo 2.3'de listelenmiştir [6].

Çalışma sonucuna göre, aynı kanat aralığı, kanat genişliği, şaşırtmalı boru aralığı ve uzunlamasına boru aralığı durumunda kanat yüksekliğinin artmasıyla taşınım ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı azalmıştır (Şekil 2.13).

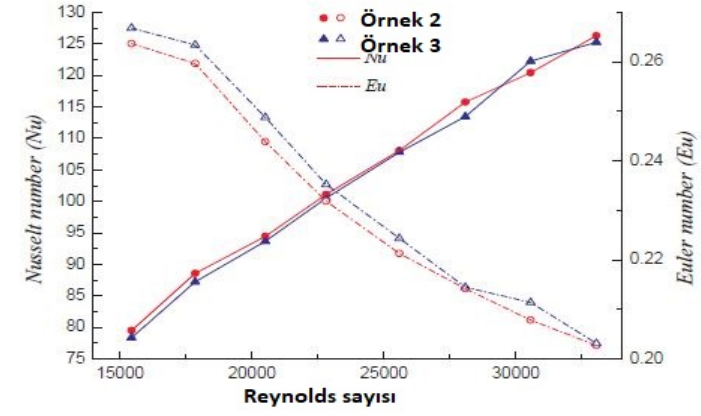
Kanat aralığının artması, birim boru uzunluğunda daha az kanat sayısı anlamına geldiği için daha büyük bir kesit alanına ve daha düşük hava hızına yol açmıştır. Sonuç olarak, ısı transfer hızı, basınç düşüşü ve Euler sayısı azalmaktadır. Şaşırtmalı boru aralığının artmasıyla, borular arasındaki geçişte hava hızının azalmasına bağlı olarak ısı transfer katsayısı, basınç düşüşü, Nusselt sayısı ve Euler sayısı azalmıştır [6].

2000 yılında Mendez ve arkadaşları [7] tarafından yapılan bir diğer çalışmada akış görselleme ve sayısal yöntemler kullanarak kanat aralığının kanatlı borulu ısı değiştiricinin performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Analiz çalışmalarında kullanılan kanat-boru geometrisi Şekil 2.14'de gösterilmektedir.

Şekil 2.15, kanat aralığının nal şeklindeki girdap sistemi üzerindeki etkisini göstermektedir. Daha büyük kanat aralıkları için girdap bölgeleri daha büyük hale gelmektedir [7].

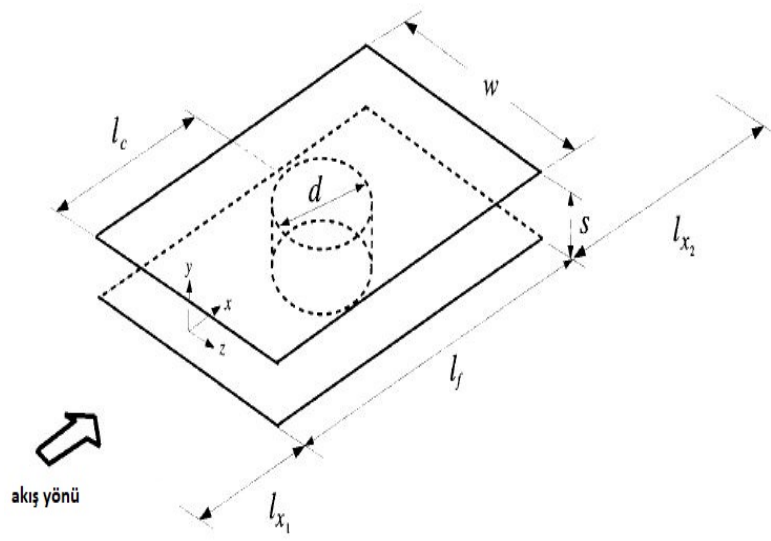


(a)

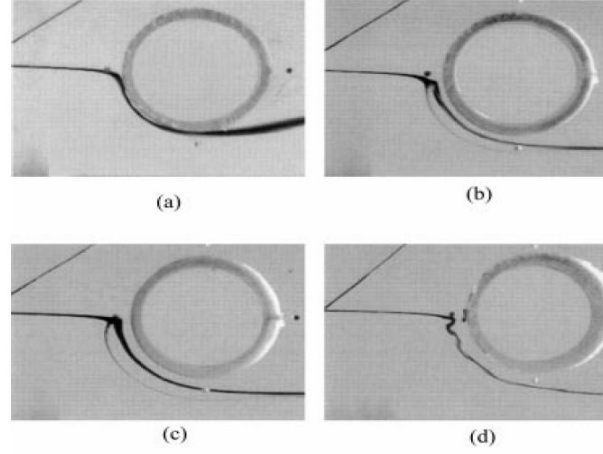


(b)

Şekil 2.13 Kanat yüksekliğinin etkisi (a) Isı transferi ve basınç düşümü, (b) Nusselt ve Euler sayısı [6]

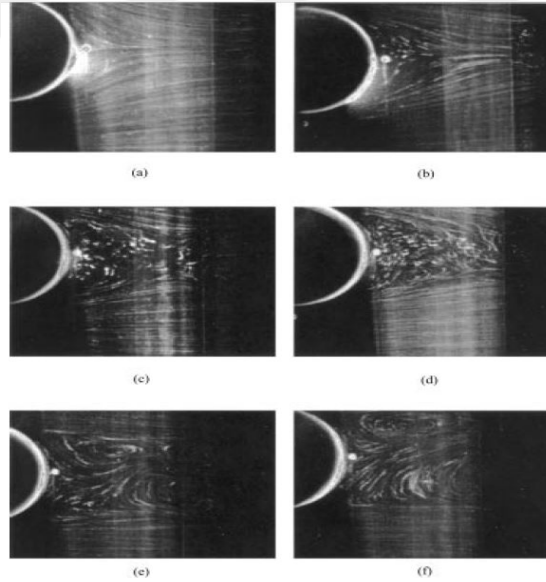


Şekil 2.14 Analizde kullanılan kanat-boru geometrisi [7]



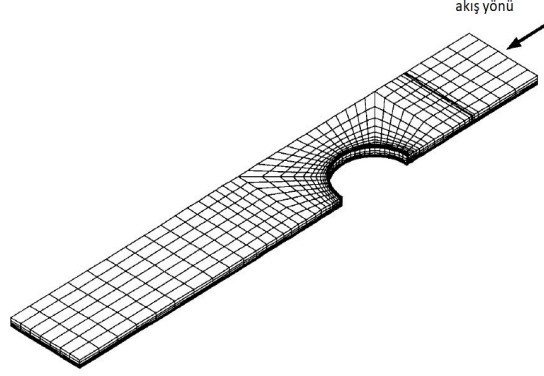
Şekil 2.15 Farklı kanat aralıkları için akış görselleme (a) $S=0.116$, $Re=1200$, (b) $S=0.190$, $Re=1310$, (c) $S=0.265$, $Re=1430$, (d) $S=0.365$, $Re=1460$. [7]

Küçük kanat aralıkları için boru etrafındaki akış ayrılmaz ve Hele-Shaw sınırına benzerdir (Şekil 2.16 (a)). Kanat aralığı arttıkça ayrılır ve kapalı bir dönüş bölgesi oluşur (Şekil 2.16 (b)). Kanat aralığını daha fazla arttırmak, dönüş bölgesinin ısı değiştiricinin aşağı akışı ile iletişim kurmasına ve hatta boruya doğru ters, tekrar giren bir akışın oluşmasına neden olmuştur (Şekil 2.16) [7].



Şekil 2.16 Farklı kanat aralıkları için uyanık bölge akış görselleme (a) $S=0.116$, $Re=260$, (b) $S=0.165$, $Re=360$, (c) $S=0.190$, $Re=380$, (d) $S=0.215$, $Re=390$, (e) $S=0.265$, $Re=420$, (f) $S=0.365$, $Re=480$. [7]

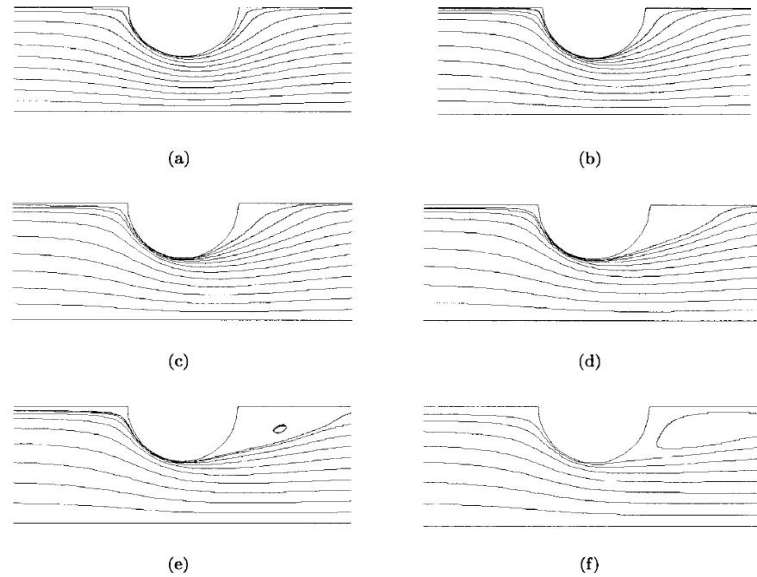
Analizlerde sadece iki kanat arası modellenmiştir. Akışın sürekli, Newtonian, sıkıştırılmaz ve laminar olduğu varsayılmıştır. Ayrıca analizlerde T_O akışkan giriş sıcaklığı ve T_B duvar sıcaklığı sabit ve üniform kabul edilmiştir. Üç boyutlu sonlu eleman ağı Şekil 2.17'de gösterilmiştir [7].



Şekil 2.17 Çözüm ağı.

[7]

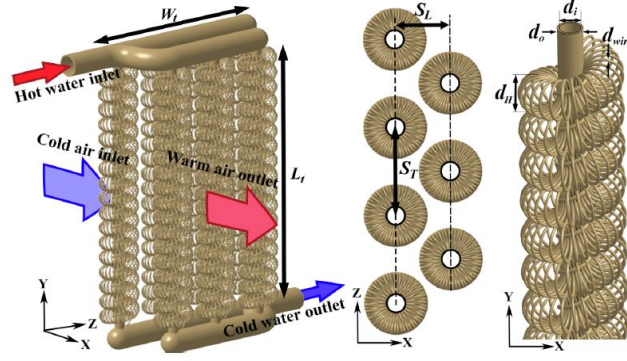
Şekil 2.18, farklı kanat aralığı boru çapı oranı (S) için $y=0$ düzlemindeki akım çizgilerini gösterir. $Re=3.56$ 'de en küçük S değeri için akım çizgileri, önde-arkada simetriye sahip Hele-Shaw tipindedir. S arttıkça, borunun arkasındaki akış ayrılır ve dönüş bölgesi olan bir uyanık bölge oluşturmuştur. Bu bölge giderek büyür ve sonunda aşağı akış ve kanatların dışındaki bölge ile iletişim kurar; bu aşamada akışkanın ısı değiştiriciye geri dönüşü vardır. Deneysel çalışma ile benzer profil elde edilmiştir [7].



Şekil 2.18 $Y=0$ düzlemi ve $Re=260$ için farklı kanat aralıklarında akış çizgilerinin görselleştirilmesi. Akış soldan ve sağdan doğru. (a) $S=0.116$, (b) $S=0.165$, (c) $S=0.190$, (d) $S=0.215$, (e) $S=0.265$, (f) $S=0.365$.

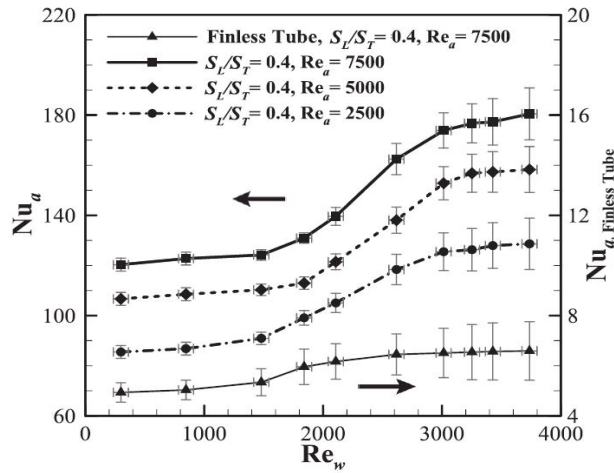
[7]

2023 yılında Maghsoudali ve arkadaşları [8] tarafından yapılan çalışmada helis tel kanatlı borulu ısı değıştircilerin performansını artırmak, ağırlığını azaltmak ve üretim maliyetini düşürmek amacıyla yeni bir tasarım üzerine deneysel çalışılmıştır. Çalışmada kullanılan ısı değıştircinin şeması Şekil 2.19’da malzeme özellikleri ise Tablo 2.3’ te sunulmuştur.



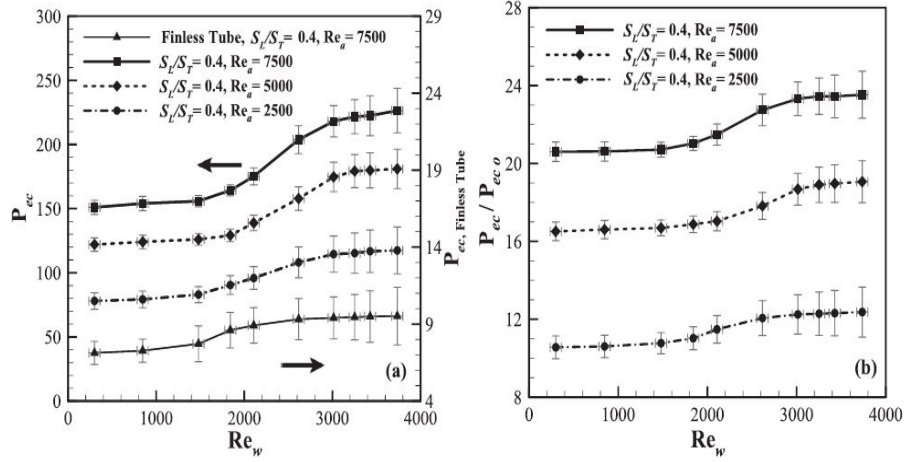
Şekil 2.19 Helis tel kanatlı ısı değıştirci.
[8]

Havanın kütleli akış hızının artması, ısı değıştircinin kanatlarından daha fazla hava geçmesine ve ısı transferinin artırmasını sağlamıştır (Şekil 2.20). Ayrıca, kanatların özel şekli nedeniyle hava kütleli akış hızının artması, kanat tarafı akışının türbülansını, ısı transfer katsayısını ve Nusselt sayısını arttırmıştır. Isı değıştirci borularına helisel kanatların yerleştirilmesinin hava tarafındaki Nusselt sayısını Nu_a 6’dan Nu_a 180’e yükselttiği görülmüştür [8].



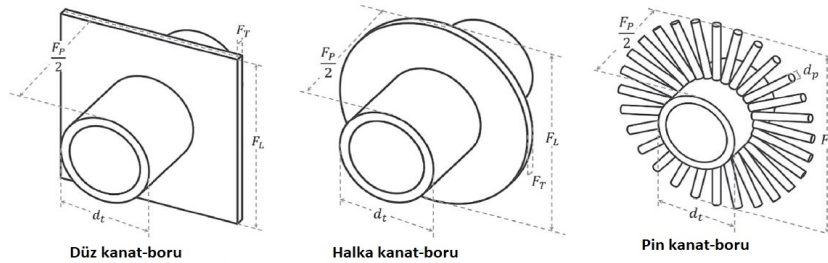
Şekil 2.20 $T_{w,i} = 60^\circ\text{C}$ için su ve hava akış Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.
[8]

Hava akışının Reynolds sayısını $Re_a = 2500$ 'den $Re_a = 7500$ 'e çıkarmak, ısı değiştiricinin performans değerlendirme kriterini %80 artırmıştır (Şekil 2.21). Grafiğe göre, ısı değiştirici borularında kanat kullanılması, ısı değiştiricinin genel performansını $Pe_c = 10$ 'dan $Pe_c = 230$ 'a kadar artırmaktadır. Şekil 2.21 (b), boru üzerinde helisel tel kanat kullanmanın genel verimi 10 ila 24 kat arası arttırdığını göstermektedir [8].



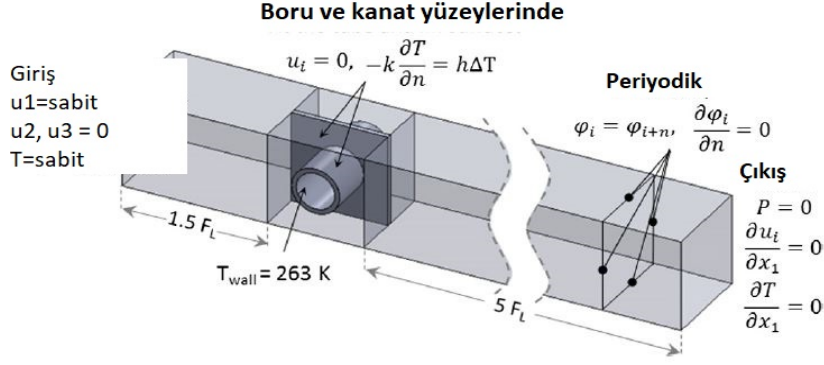
Şekil 2.21 Su ve hava akışı Reynolds sayısının (a) kanatlı borunun performans değerlendirme kriteri ve (b) kanatlı borunun kanatsız boruya oranı performans değerlendirme kriteri üzerindeki etkisi. [8]

2018 yılında Morales-Fuentes ve Loredó-Sáenz [9] tarafından yapılan bir diğer çalışmada, düz kanat, halka kanat ve borulara eklenen sivri uçlu kanatların termal ve hidrolik özellikleri, 3D CFD simülasyonu kullanılarak analiz edilmiştir. Giriş hava hızları 1 ila 4 m/s arasında değişmektedir ve performans karşılaştırması hacim değer faktörü grafiği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kanat geometrilerinin şematik diyagramları Şekil 2.22'de sunulmuştur.



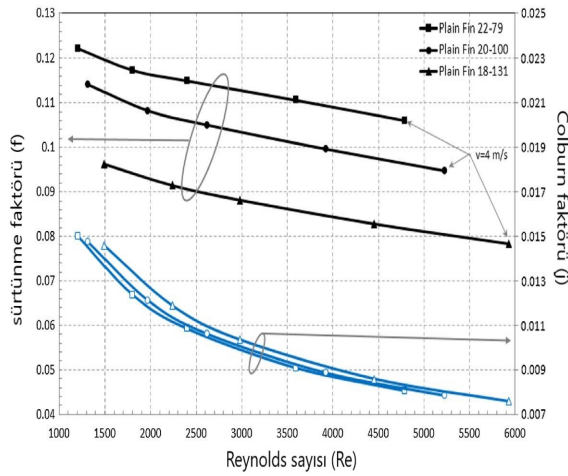
Şekil 2.22 Kanat geometrilerinin şematik diyagramı. [9]

Analizlerde türbülans modeli olarak k-e enhanced wall treatment modeli kullanılmıştır. Doğal taşınım ve ışınım etkileri ile boru - kanat arasındaki temas termal direnci ihmal edilmiştir. Sınır koşulları Şekil 2.23'de sunulmuştur [9].



Şekil 2.23 Sınır koşulları.
[9]

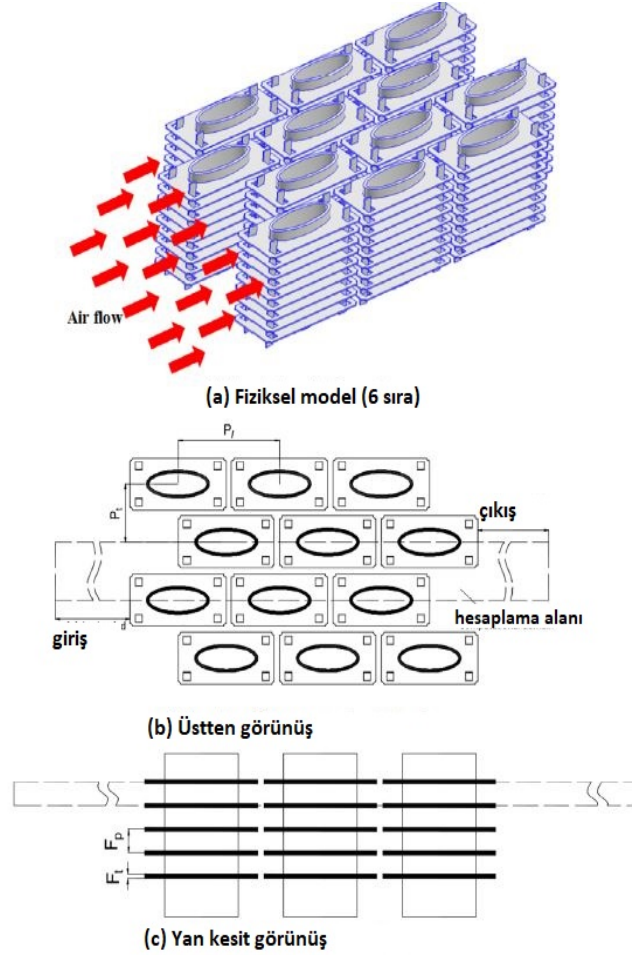
Kanat yoğunluğu arttıkça, kütle hızı ve basınç düşüşü de artmaktadır. Düz kanat 20-100 ve 18-131 geometrileri için sürtünme faktörü, düz kanat 22-79 geometrisine göre ortalama olarak sırasıyla %10 ve %20 daha düşüktür (Şekil 2.24). Kanat yoğunluğunun artmasıyla beklenildiği gibi, Colburn faktörü artmıştır; en büyük fark düşük Re'de gözlemlenmiştir [9].



Şekil 2.24 Farklı boru-kanat geometrileri için termal ve hidrolik karakteristikler
[9]

İğne kanat geometrileri için, Re arttıkça diğer geometrilerde de olduğu gibi sürtünme faktörü azalmamıştır. İncelenen Re aralığında, geometri, basınç düşüşü ile kütle hızı arasındaki orana karşı daha az duyarlıdır. İğne kanat geometrilerinin diğer geometrilere göre belirgin şekilde daha büyük bir j değeri ürettiği gözlemlenmiştir. İğne kanat 20-156'nın termal özelliği, diğer geometrilerden daha düşük Re için %5'in üzerinde ve Re 5000'e kadar %10'a kadar artış göstermiştir. En yüksek kanat verimliliğine iğne kanat geometrisi sahiptir ancak aynı yüzey alanına sahip incelenen geometriler arasında en yüksek performansa sahip olan, en yüksek kanat verimliliğine sahip olan değil, en yüksek kompaktlık oranına sahip olan çıkmıştır [9].

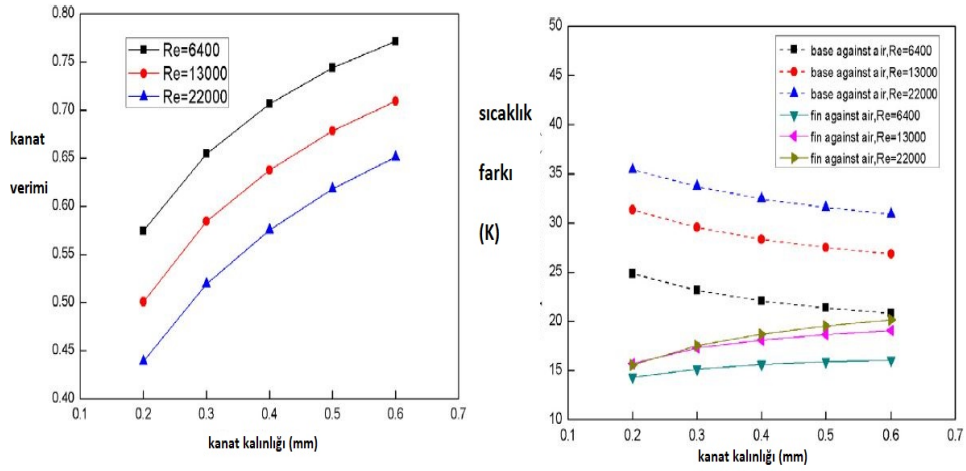
2017 yılında Zhao ve arkadaşları [10] dikdörtgen kenarlı elips borulu eğri kanatlı ısı değiştiricilerin (RFETHX) hava tarafı termal-hidrolik özelliklerini sıra sayısı, enine boru aralığı, boyuna boru aralığı, kanat aralığı, kanat kalınlığı ve Re sayısı gibi çeşitli parametreler özelinde incelemiştir. Şekil 2.25’de çalışmada kullanılan boru-kanat yapısı ve hesaplama alanı gösterilmiştir. Analizlerde akış sürekli, türbülanslı ve sıkıştırılmaz gaz olarak kabul edilmiştir, k-e türbülans yöntemi seçilmiştir.



Şekil 2.25 Şematik konfigürasyon
[10]

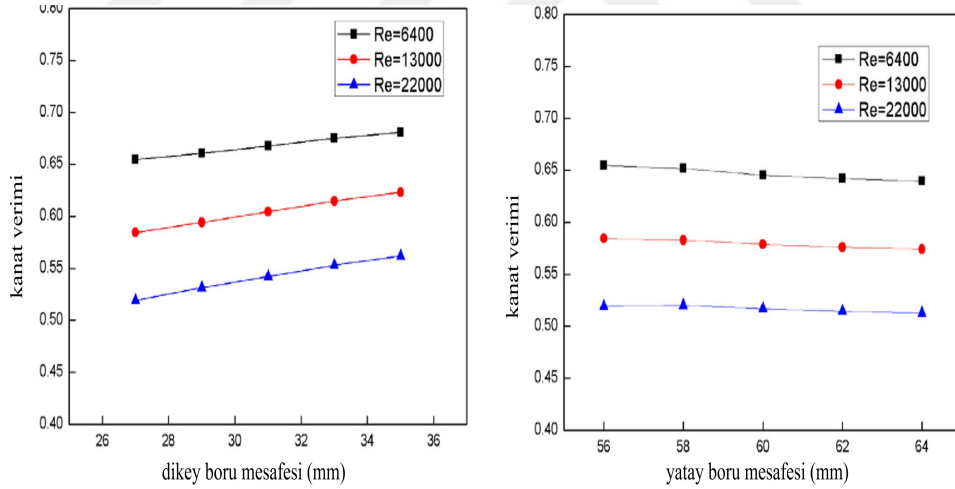
Rüzgar tünelinde yapılan ölçümler ile simülasyonlar arasındaki sonuçlara bakıldığında fark %15’in altındadır [10].

Kanat kalınlığı arttıka kanat verimi artmıştır, ancak, kanat kalınlığındaki artışla birlikte kanat veriminin artış hızı yavaşlamaktadır (Şekil 2.26). Ayrıca, Reynolds sayısının artmasıyla kanat veriminin de azaldığı gözlemlenmiştir. Sonuçlar, RFETHX’lerde kanat verimini etkileyen önemli faktörlerin kanat kalınlığı ve Reynolds sayısı olduğunu ortaya koymuştur [10].



Şekil 2.26 Kanat kalınlığına bağlı kanat verimi (sol) ve sıcaklık farkı (sağ) değişimi ($N = 9$, $P_t = 27$ mm, $P_l = 56$ mm, $F_p = 2.8$ mm).
[10]

Enine boru aralığı arttıkça, kanat verimi üç Reynolds sayısı (6400, 13000 ve 22000) için 27 mm ile 35 mm arasındaki enine boru aralığı aralığında yaklaşık %2.6–4.3 artmıştır. Uzunlamasına boru aralığı 56 mm'den 64 mm'ye çıktığında ise kanat verimi 6400 Reynolds sayısı için yaklaşık %1.4 azalmıştır (Şekil 2.27) [10].



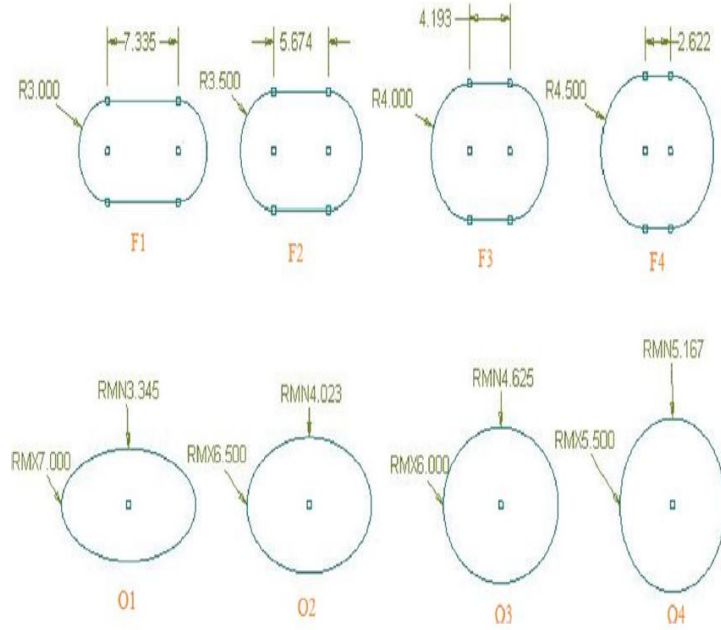
Şekil 2.27 Enine boru aralığı (sol) ve uzunlamasına boru aralığı (sağ) için farklı Reynolds sayısı aralığında kanat verimi değişimi ($N = 9$, $P_t = 27$ mm, $F_t = 0.3$ mm, $F_p = 2.8$ mm).
[10]

2017 yılında Zeeshan ve arkadaşları [11] dairesel, oval ve düz boru formuna sahip, düz ve şaşırtmalı dizilimli kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin termal hidrolik performansını sayısal olarak incelemiştir. Üç performans değerlendirme kriteri (PEC) olarak: alan iyilik faktörü (PEC1), birim fan güç tüketimine göre ısı transfer oranı (PEC2) ve toplam güç tüketimine göre birim başına ısı transfer oranı (PEC3) dikkate alınmıştır.

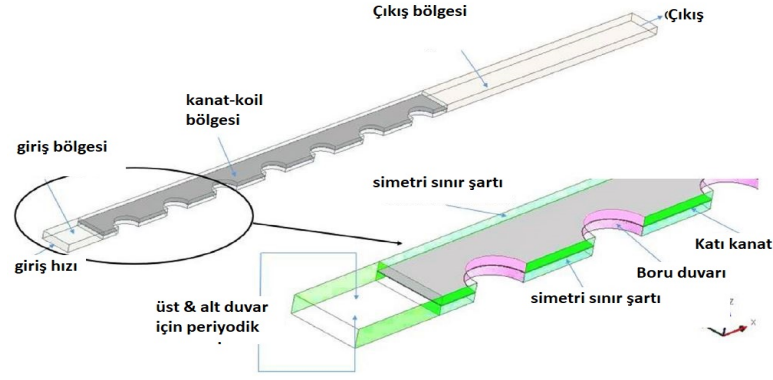
Tablo 2.4 Düz ve oval boru geometrileri [11]

Düz Boru		Oval Boru			
No	Çap (mm)	Uzunluk (mm)	No	Büyük eksen yarıçapı (mm)	Küçük eksen yarıçapı (mm)
F1	6	7.335	O1	7	3.345
F2	7	5.764	O2	6.5	4.023
F3	8	4.193	O3	6	4.625
F4	9	2.622	O4	5.5	5.167

Şekil 2.28, incelenen boru profillerini ve boyutlarını göstermektedir. Tablo 2.4, hem şaşırtmalı hem de düz dizilim için düz ve oval borunun boyutlarını göstermektedir. Düz dizilim için F1, F2, F3, F4, O1, O2, O3 ve O4 notasyonları kullanılırken, şaşırtmalı dizilim için boruların FS1, FS2, FS3, FS4, OS1, OS2, OS3 ve OS4 notasyonları kullanılmıştır [11].

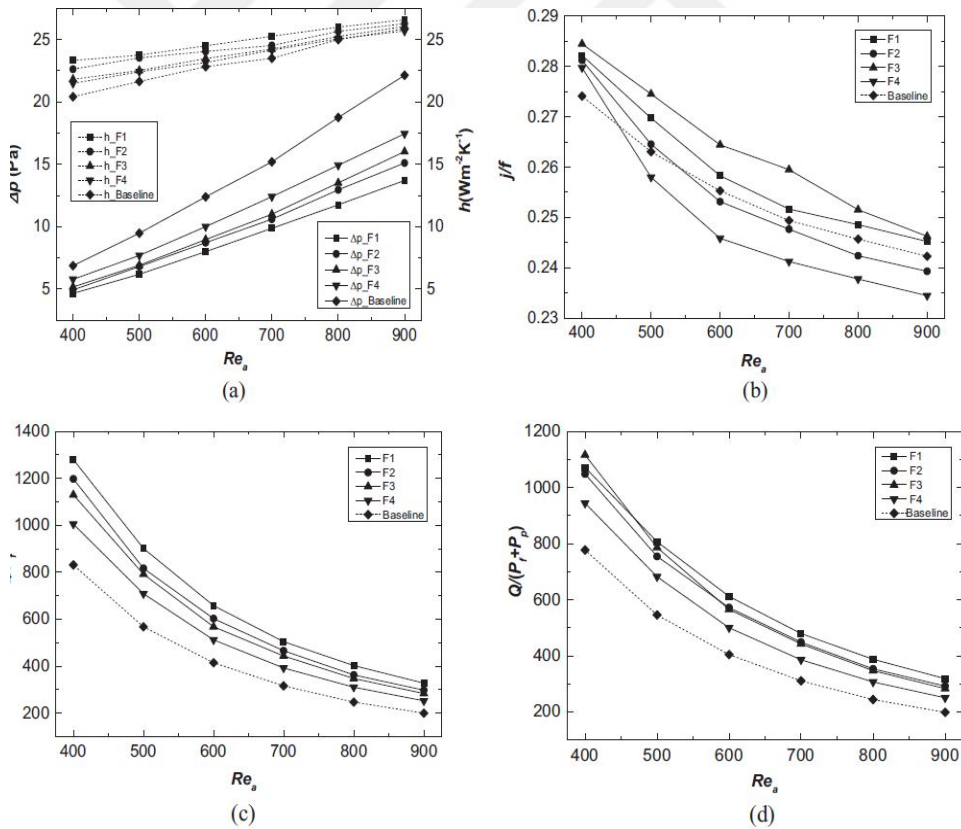
**Şekil 2.28** Düz ve oval boru geometri değişimleri [11]

Analizlerde dış akışkan olan hava sıkıştırılmazdır, düşük giriş hızı ve küçük kanat aralığı nedeniyle akış laminar ve sürekli kabul edilmiştir. Ön ve arka yüzeye periyodik sınır koşulu, yanıl yüzeylere ise simetrik sınır koşulu uygulanmıştır. Uygulanan tüm sınır koşulları Şekil 2.29'de detaylı gösterilmektedir [11].



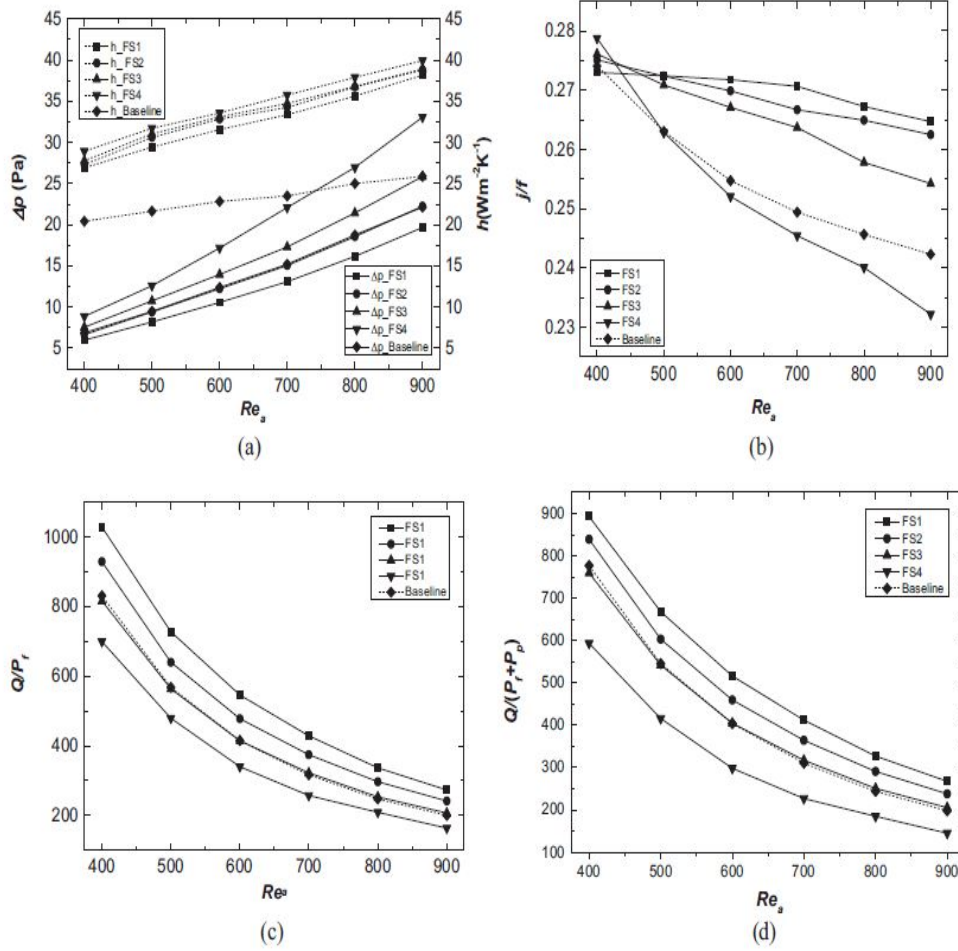
Şekil 2.29 Sınır koşulları [11]

F1 düz boru dizilimi, tüm borular arasında daha yüksek ısı transfer katsayısına ve daha düşük basınç düşüşüne sahip çıkmıştır (Şekil 2.30). F1 tasarımı ile ısı transfer katsayısı, düşük Re_a ($Re_a = 400$) durumunda %14.24 ve yüksek Re_a ($Re_a = 900$) durumunda %2.81 artmıştır. Basınç düşüşü, yüksek Re_a ($Re_a = 900$) durumunda dairesel boru düz dizilime göre %38.10 azalmıştır [11].



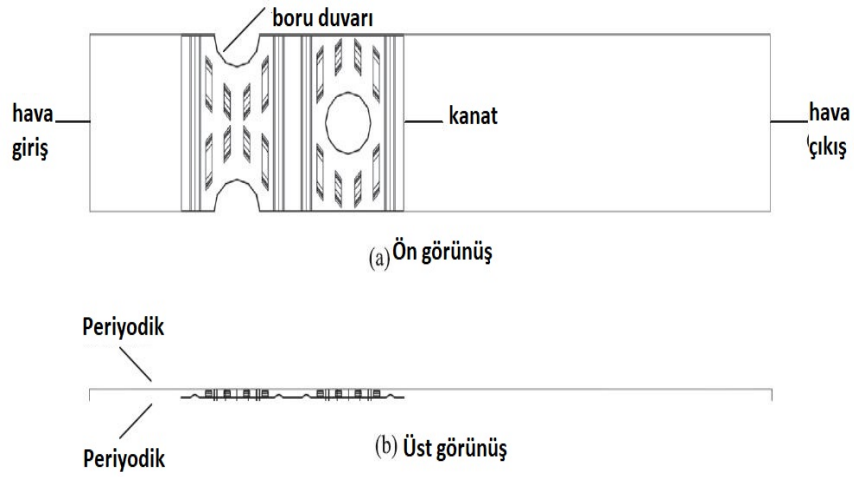
Şekil 2.30 Düz boru formu için farklı Re sayılarında performans parametreleri. [11]

Düz dizilime göre şaşırtmalı yerleşim Re_a artışına göre ısı transfer katsayısında daha yüksek artış sağlamıştır. Tüm düz boruların yassılık oranı azaldıkça FS4 hariç orijinal duruma göre daha iyi termal hidrolik performans gösterdiğine ve düz boruların j/f faktörünün yassılık oranı azaldıkça azaldığına dikkat çekilmiştir (Şekil 2.31). Yassılık oranı arttıkça fan tarafından gereken güç azalmıştır, bu nedenle yassılık artırılarak daha iyi bir performans elde edilebileceği belirtilmiştir [11].



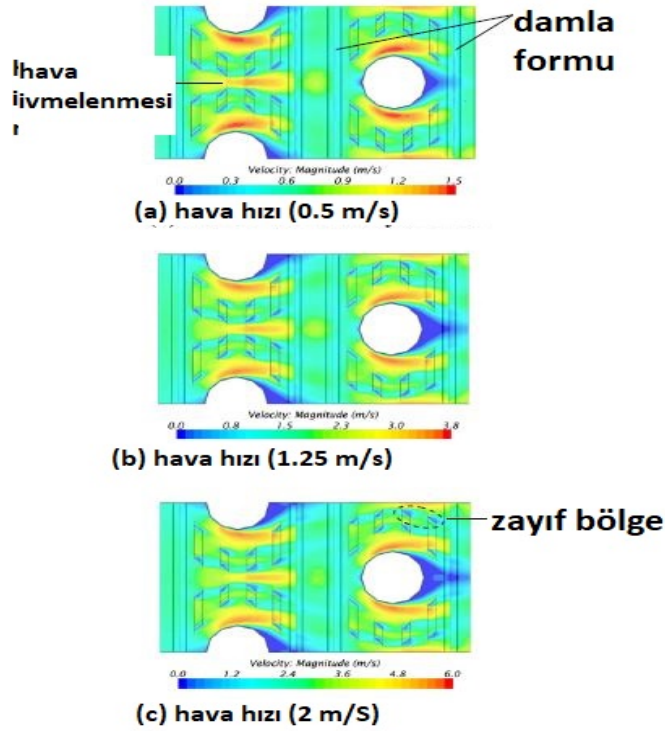
Şekil 2.31 Düz boru formu için şaşırtmalı yerleşim durumunda farklı Re sayılarında performans parametreleri [11]

2016 yılında Park ve arkadaşları [12] kanat performansını arttırmak amacıyla louver ve slit form kombinasyonunun etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada kullanılan model Şekil 2.32'da gösterilmektedir. Reynolds sayısı 1000'in altında olduğundan akış laminar kabul edilmiştir.



Şekil 2.32 CFD modeli
[12]

CFD analizine göre X-şekilli yarıkli kanatta (geleneksel kanat) hava ivmesi, yarıklar arasında gözlemlenmiştir ve borunun arkasında akış ayrılması oluşmuştur (Şekil 2.33). Ayrıca, akış hızlandıkça borunun arkasındaki uyanık bölgenin büyüdüğü gözlemlenmiştir. Kanatın güçlendirilmesi için kullanılan damla deseni, 570 Re değeri için ısı transfer performansını %0.9, hava tarafı basınç kaybını %10.4 arttırmıştır. Bu sonuçlara dayanarak, kanat üzerindeki damla formunun ısı transferini artırmak için kaldırılması önerilmiştir [12].

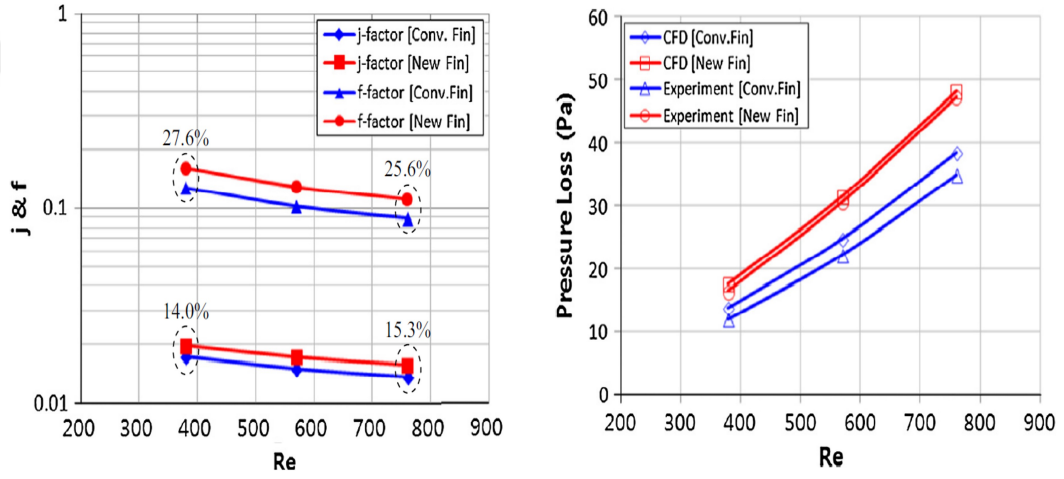


Şekil 2.33 Geleneksel kanatın hız kontörleri (kanat aralığı 1.5 mm)
[12]

Tablo 2.5 Test parametreleri ve aralıkları [13]

Parametre	Aralık
Boru aralığı (mm)	20, 40, 60
Boru dış çapı (mm)	4.0, 4.76
Boru temas formu	O form, D form
Devir sayısı (rpm)	1500, 3000

X-şekilli yarıklı kanat (geleneksel kanat) ve V-şekilli oluklu kompozit kanat (yeni kanat) sayısal sonuçlarına dayanarak, farklı Re değerlerinde j-faktörleri ve f-faktörleri Şekil 2.34'de karşılaştırılmıştır. Yeni kanatın j-faktörü ve f-faktöründeki artış oranı, sırasıyla Re=379 için geleneksel kanattan %14.0 ve %27.6 daha yüksektir. Deney ile sayısal analiz arasındaki hata ortalama olarak %7.4'tür [12].



Şekil 2.34 Farklı Re değerleri için j-faktör ve f-faktör değişimi (sol), basınç kaybı değişimi (sağ), (1.5mm kanat aralığı) [12]

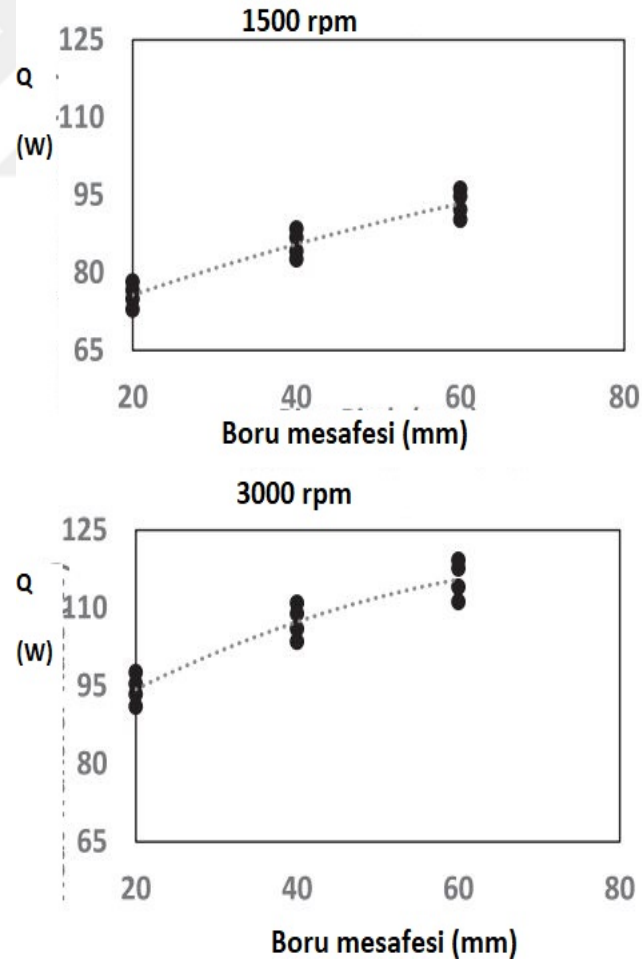
Tasarım parametrelerinin gizli kondenserin performansına etkisi 2023 yılında Peker ve arkadaşları [13] tarafından incelenmiştir. İncelenen parametreler kondansör boru dış çapı (4.0 ve 4.76 mm), kondansör boru aralığı (20, 40 ve 60 mm), kondansör boru kesit formu (O/D) ve akıştaki soğutucu kütle akış hızıdır. Matematiksel eşitlik hesaplamalarında iletimle, ışımla ve taşınım ile ısı transferi modele dahil edilmiştir. Doğal taşınım ile ısı transferi esas alınmıştır. Çalışmada kullanılan gizli tip kondansör Şekil 2.35'de yer almaktadır. Tablo 2.5 ise çalışmada kullanılan parametreleri göstermektedir.

Boru dış çapının kondenserin ısı transfer kapasitesi üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermektedir [13]. Kondansör boru çapının 4.00 mm'den 4.76 mm'ye artması, sırasıyla 1500 ve 3000 devir/dakika kompresör hızları için ısı transferinde ortalama %8.9 ve %5.2 artış sağlamıştır. Borular arasındaki mesafe arttıkça, kondenserin metal yüzeyi ile temas halinde olduğu toplam yüzey alanı artmaktadır.



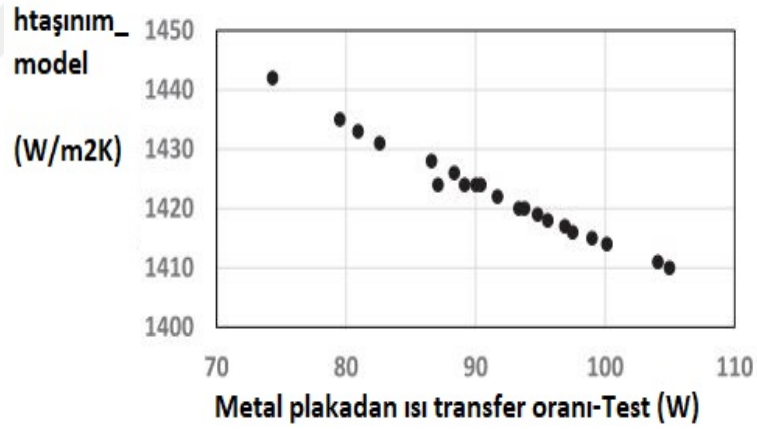
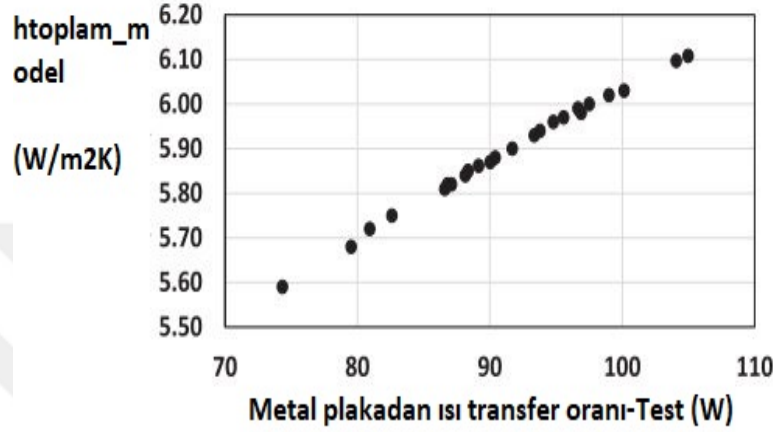
Şekil 2.35 Çalışmada kullanılan hotwall kondenser.
[13]

Boru mesafesinin 20 mm'den 40 mm'ye değişmesiyle ısı transfer oranı %213 artarken, 40 mm'den 60 mm'ye değişmesiyle %47, 20 mm'den 60 mm'ye değişmesiyle ise %313 artış göstermiştir (Şekil 2.36).



Şekil 2.36 Boru mesafesine bağlı ısı transferi değişimi
[13]

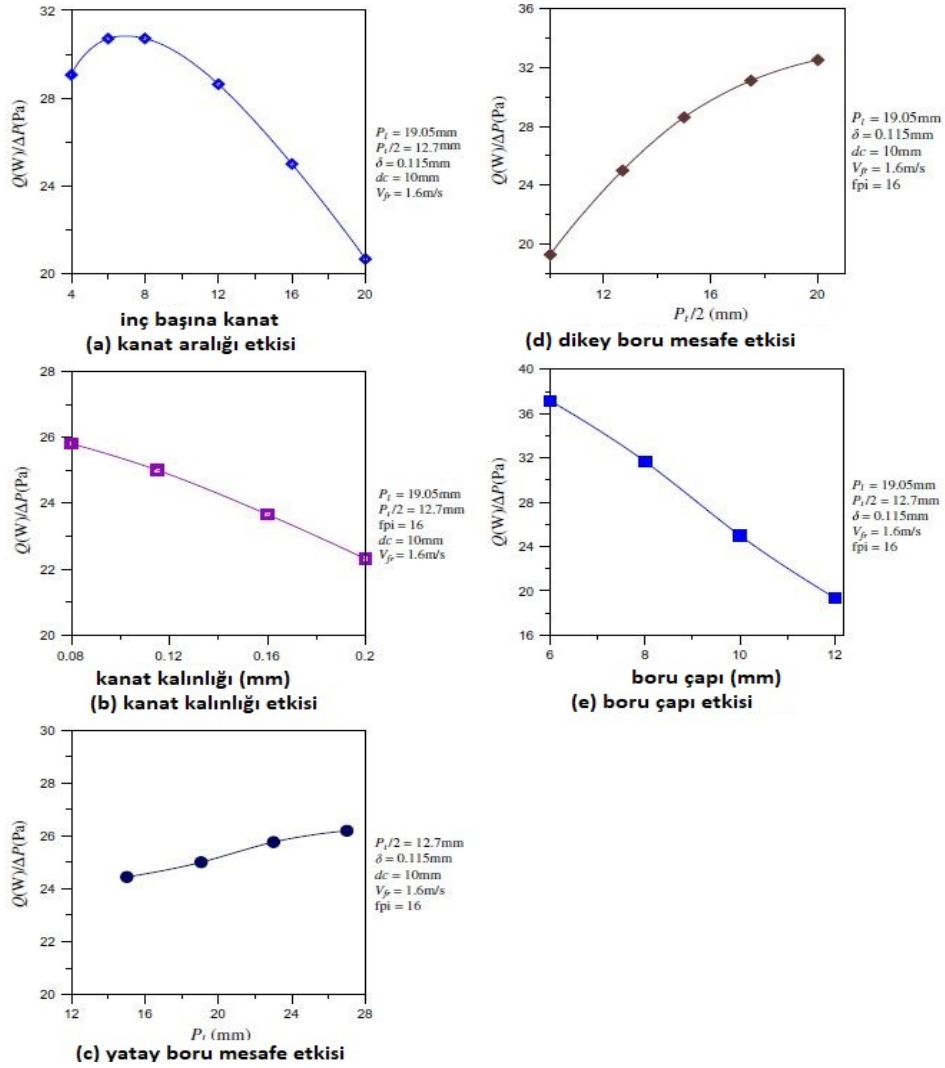
Boru formunun "O" formundan "D" formuna geçişi sırasında borunun ezilmesi nedeniyle dış metal levha ile temas halindeki yüzey arasındaki temas alanının arttığı gözlemlenmiştir. Buna bağlı olarak metal yüzey üzerinde dış ortama olan ısı transferi %3 artmıştır (Şekil 2.37). Dış taşınım katsayısının metal levha için %8.9 oranında değiştiği görülmektedir. Boru içindeki ısı transfer katsayısı, toplam metal yüzeyinden transfer edilen ısı ile ters orantılı olarak azalmıştır. Model ve deney verileri arasındaki sapma ± 5 °C toleransı içinde çıkmıştır [13].



Şekil 2.37 Isı transfer katsayı değişimi [13]

2011 yılında Lu ve arkadaşları [14], iki sıralı kanatlı borulu ısı değiştirici performansı üzerinde kanat aralığı, boru aralığı, kanat kalınlığı ve boru çapının etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Türbülans yöntemi olarak standart k-e türbülans modeli seçilmiştir ve ışınlam etkisi ihmal edilmiştir. Simülasyonu doğrulamak için deneysel çalışmalar ile kıyaslanmıştır. Farklı hızlarda yapılan analiz ve test sonuçlarına bakıldığında fark %10'dan azdır. Deney düzeneğinin belirsizlik analizi ise %3-15 arasındadır.

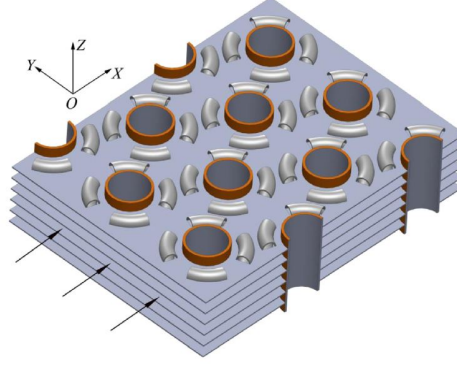
Boru çapının ve kanat kalınlığının artışıyla $Q/\Delta P$ azalmıştır. Ayrıca, uzunlamasına ve enine boru aralığının artışıyla $Q/\Delta P$ istikrarlı bir şekilde artmıştır. Genel olarak, kanat aralığı azaldıkça $Q/\Delta P$ 'nin azalan bir eğilim sergilediği görülmüştür (Şekil 2.38) [14].



Şekil 2.38 Geometrik parametrelerin performans indeksine etkisi a)Kanat aralığı, b)kanat kalınlığı, c)uzunlamasına boru mesafesi, d)enine boru mesafesi, e) boru çapı (1.6 m/s sabit hava giriş hızında).

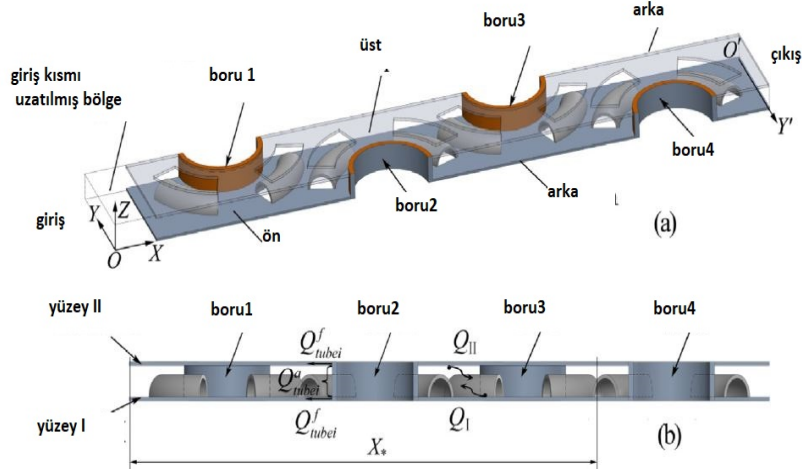
[14]

2014 yılında Lin ve arkadaşları [15] tarafından yapılan çalışmada, kesikli yarı daire oyuklu (IHAG) kanat yapısı ile şaşırtmalı yerleştirilmiş dairesel borulu ısı değiştiricinin ısı transfer performansı ve akış yapısı incelenmiştir. Çalışmada kullanılan ısı değiştirici Şekil 2.39'te yer almaktadır.



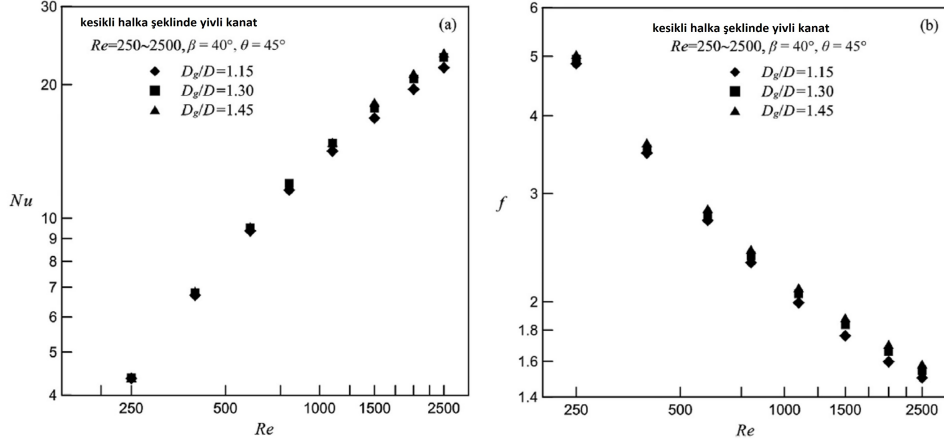
Şekil 2.39 Isı değiştirici şematik gösterimi
[15]

Geometrik parametreler enine boru aralığı (S_1), yatay boru aralığı (S_2), boru dış çapı (D), boru kalınlığı (d_t), kanat aralığı (T_p), kanat kalınlığı (d_f), daire oyuk iç yarı çapı (r_g), daire oyuk kalınlığı (d_g), oyuk taban yay çapı (D_g)'dir. Isı transfer performansı üzerine daire oyuklarının radyal konum etkilerini incelemek için üç farklı çap ve çevresel konum etkilerini belirlemek için üç farklı açı kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan hesaplama alanı Şekil 2.40'de sunulmaktadır. Analizde akış sıkıştırılmaz ve laminer kabul edilmiştir [15].



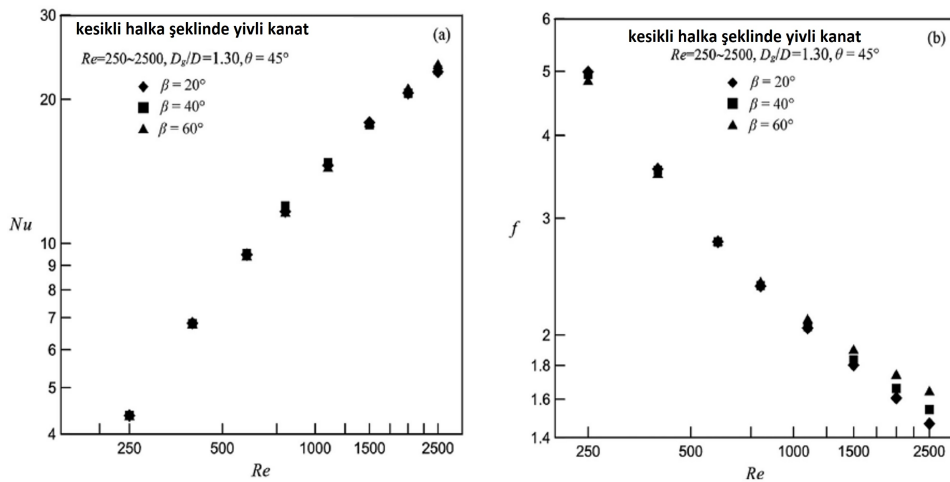
Şekil 2.40 Hesaplama alanı: (a) hesaplama alanı ve sınırları, (b) arayüzlerle olan ilişkisinin şematik görünümü
[15]

Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için, sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki fark sırasıyla %6.61 ve %5.49'dur. Farklı D_g 'ye sahip kesikli halka oluklu yüzeylerin Nu değeri Re 'nin artmasıyla artmıştır ve belirli bir Re 'de D_g 'nin artmasıyla Nu 800 ile 2500 arasındaki değerlerde artmaktadır (Şekil 2.41) [15].



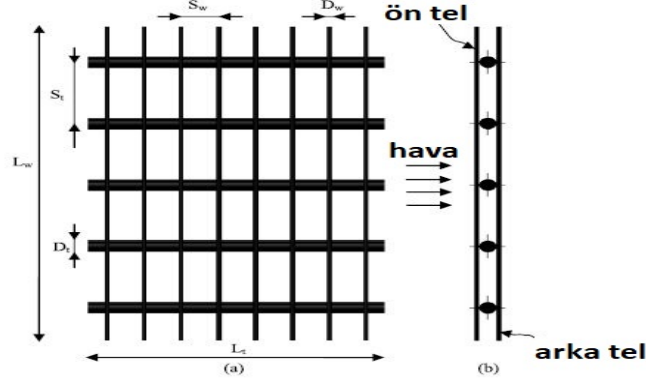
Şekil 2.41 Farklı halka oluklarının radyal konumlarına sahip kesikli halka oluklu kanat yüzeylerinin Nu ve f değerleri: (a) Nu , (b) f [15]

Halka oluğun çevresel konumunu ifade eden b değerinin 20° , 40° ve 60° olduğu durumda Re 400'den küçük ise f değeri, b 'nin artmasıyla artar, Re 1100'den büyük ise f , b 'nin artmasıyla azalır ve f 'nin farklı b değerleri için artışı, Re 'nin artmasıyla giderek artmaktadır (Şekil 2.42). Bu durum, halka oluklu kanatlı ısı değiştirici tasarımında optimum geometri parametrelerinin Re 'ye bağlı olduğunu göstermiştir. Çalışmaya göre, daha düşük Reynolds sayılarında, kesikli halka oluklu kanat yüzeyi, aynı pompa güç kriterleri altında ısı transferini hissedilebilir derecede iyileştirmezken, daha yüksek Reynolds sayılarında etkisi büyüktür. İncelenen durumlar için sürtünme faktöründe %35'lik ortalama bir artış görülürken, Reynolds sayısı 600 ile 2500 arasında değiştiğinde, kesikli halka oluklu kanatın ortalama Nusselt sayısı, referans düz kanada kıyasla %10-40 arasında artmıştır [15].

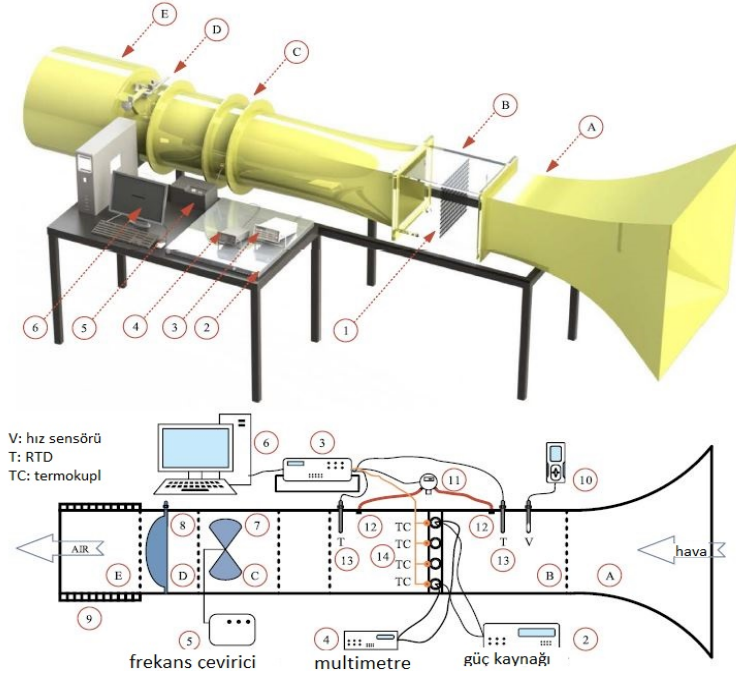


Şekil 2.42 Farklı halka oluklarının çevresel konumlarına sahip kesikli halka oluklu kanat yüzeylerinin Nu ve f değerleri: (a) Nu , (b) f [15]

2020 yılında Gönül ve arkadaşları [16] tel çapı (D_w), boru çapı (D_t), tel aralığı (S_w), boru aralığı (S_t) ve hava hızı (0.5, 1.0, 1.5, 2.0 ve 2.5 m/s) parametrelerinin tel kanatlı kondenserin ısı transfer performansı üzerine etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada kullanılan tel kanatlı kondenserin şematik resmi Şekil 2.43’de, deney düzeneği şeması ise Şekil 2.44’de yer almaktadır.



Şekil 2.43 Kondenser şematik görünümü [16]



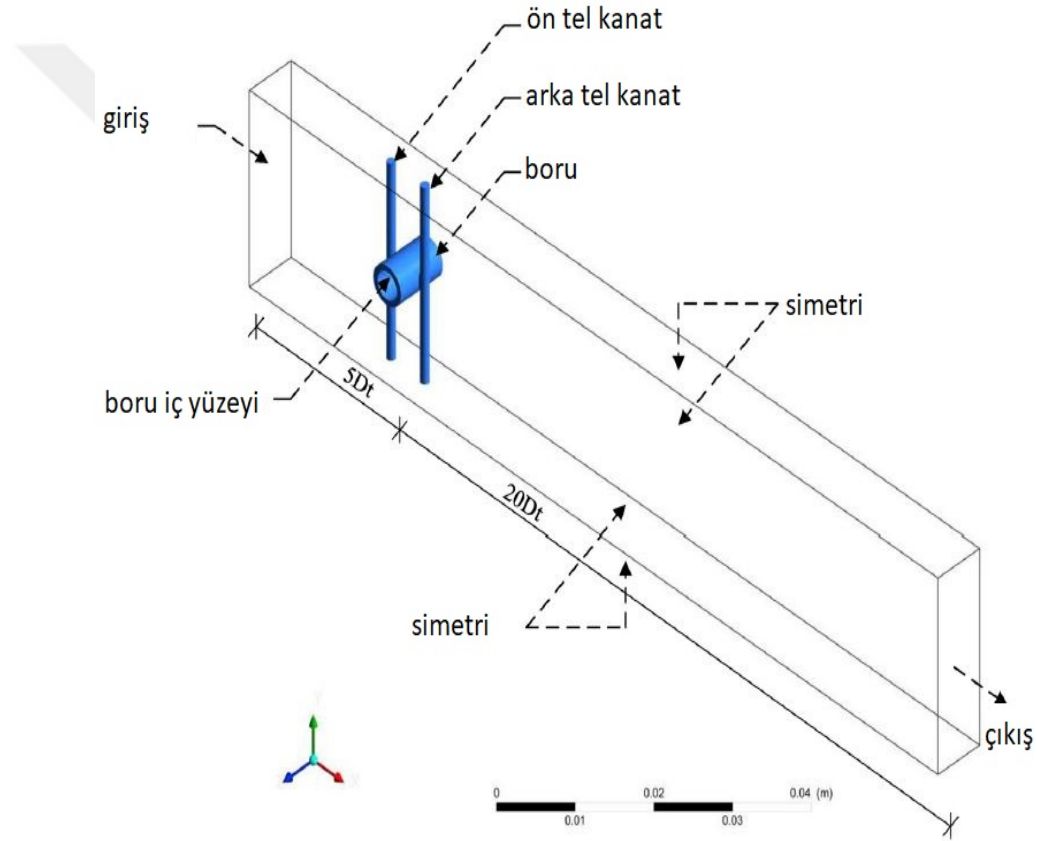
Şekil 2.44 Deney düzeneği şeması [16]

Deneyler, Tablo 2.6’de belirtilen 5 farklı geometrik özellikteki kondenser için dört farklı serbest akış hızında (0.5, 1.0, 1.5 ve 2.0 m/s) ve iki farklı yüzey sıcaklığında (40 ve 50 °C) gerçekleştirilmiştir. Boru yüzeyinin gri cisim ve çevresinin siyah cisim olduğu varsayımıyla ışınlam ısı transfer hızı hesaplanmıştır. Sonuçlar, literatürde yer alan Hilpert, Žukauskas ve Churchill-Bernstein korelasyonları ile karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmaların %15 belirsizlik aralığı içinde kaldığı belirtilmiştir [16] .

Tablo 2.6 Deneyde kullanılan kondenserlerin geometrik özellikleri [16]

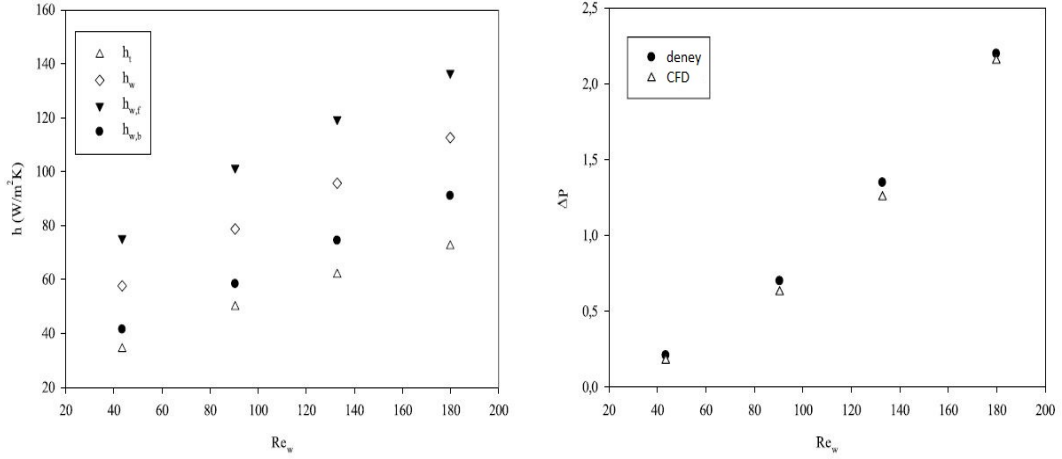
No	D_w (mm)	D_t (mm)	S_w (mm)	S_t (mm)	N_w (mm)	N_t (mm)	L_w (mm)	L_t (mm)
1	1.4	4.95	7.5	25	82	12	30.5	30.5
2	1.4	4.95	6.5	25	94	12	30.5	30.4
3	1.4	6.20	5.0	25	122	12	30.5	30.5
4	1.8	4.95	5.0	50	122	6	30.5	30.4
5	1.8	4.95	5.0	25	122	12	30.5	30.4

CFD analizleri için k-w SST türbülans modeli seçilmiştir ve analizler sürekli durum için yapılmıştır. Sadece tek boru ve iki kanat arası modele dahil edilmiştir (Şekil 2.45) [16].



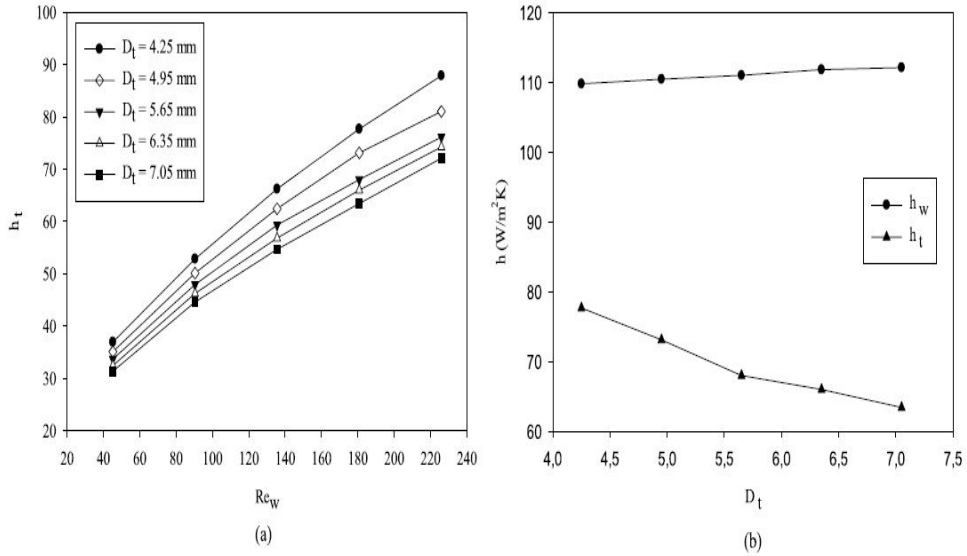
Şekil 2.45 CFD sınır koşulları [16]

CFD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki fark %10'un altında bulunmuştur. Şekil 2.46'te Reynolds sayısı arttıkça, hem borunun hem de tellerin ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün arttığı gözlemlenmiştir. Aynı zamanda, boru çapının tel çapından büyük olması nedeniyle tellerin ortalama ısı transfer katsayısının borudan daha yüksek olduğu görülmüştür [16].



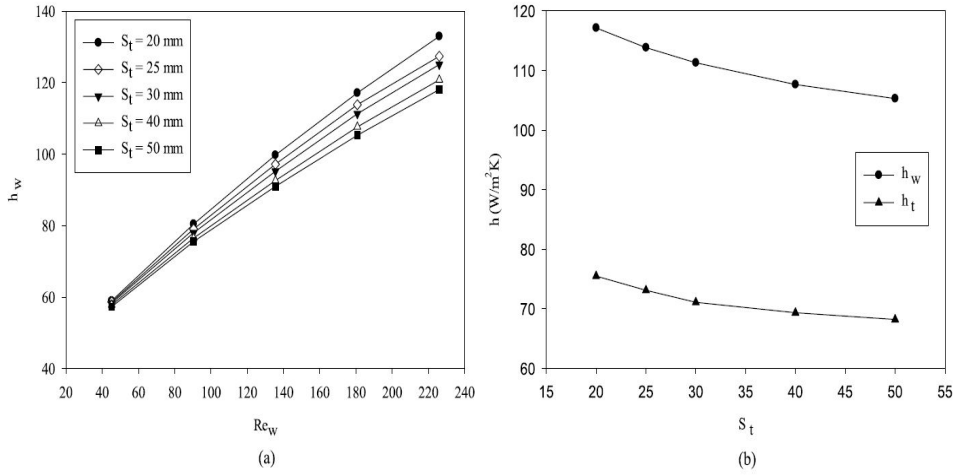
Şekil 2.46 Re sayısına bağlı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü değişimi [16]

Çalışmaya göre taşınım ısı transfer katsayısı hava hızı arttıkça artmıştır ve daha küçük çaplı borular için ısı transfer katsayısı daha yüksektir. Boru çapının 4.25 mm'den 7.05 mm'ye artması durumunda boru üzerindeki taşınım katsayısında yaklaşık %10'luk bir azalma meydana gelmiştir (Şekil 2.47) [16].



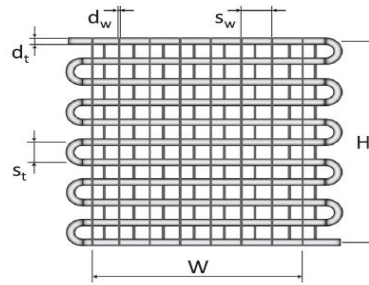
Şekil 2.47 (a) Farklı tel çapları için Re_w vs. h_w , (b) 2 m/s hava hızında D_t vs. h_w ve h_t değişimi [16]

Borular arasındaki mesafenin düşük hızlarda tellerdeki taşınım ısı transfer katsayısını etkilemediği ve ısı transfer katsayısının artan hıza bağlı olarak değiştiği görülmüştür (Şekil 2.48). Boru aralığı (S_t) 20 mm'den 50 mm'ye arttıkça, boru ve tellerdeki ısı transfer katsayısında hıza bağlı olarak yaklaşık %7-8 oranında bir azalma görülmüştür [16].



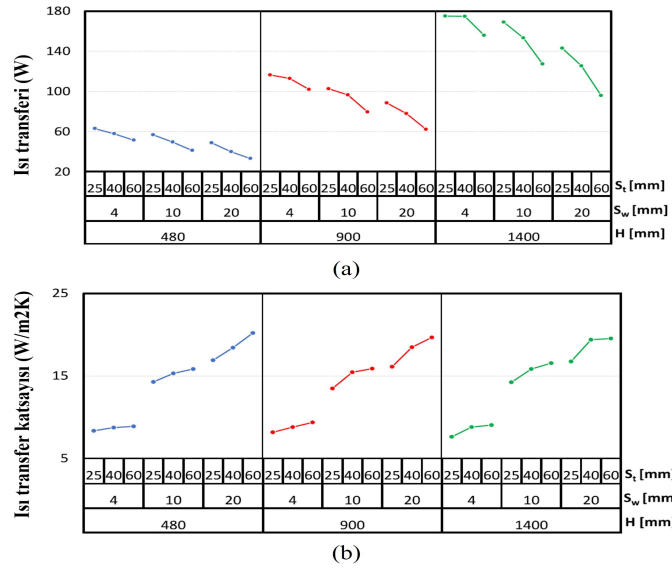
Şekil 2.48 (a) Farklı boru aralıkları için Re_w vs. h_w , (b) 2 m/s hava hızında S_t vs. h_w ve h_t değişimi [16]

2020 yılında Espindola ve arkadaşları [17] tarafından yapılan çalışmada tel kanatlı borulu kondenserin tel ve boru arası mesafesinin hava tarafı performansına etkisi incelenmiş ve yeni bir korelasyon geliştirilmiştir. Çalışmada 54 adet farklı geometrik özelliklere sahip kondanser test edilmiştir. Tasarım parametreleri yükseklik ($H = 480, 900$ ve 1400 mm), boru aralığı ($s_t = 25, 40$ ve 60 mm), boru dış çapı ($d_t = 4.76$ ve 4.00 mm), tel aralığı ($s_w = 4, 10$ ve 20 mm) ve tel çapı ($d_w = 1.25$ ve 1.35 mm)'dır (Şekil 2.49). $Re < 2300$ için laminar tam gelişmiş akış kabulü yapılmıştır. Işınım ile olan ısı transferi hesaplama dahil edilmiştir.



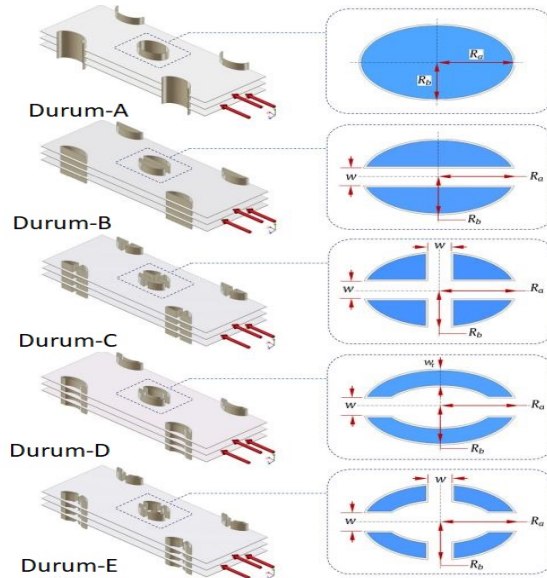
Şekil 2.49 Analizlerde kullanılan tel kanatlı borulu kondanserin şematik gösterimi [17]

Deney verilerine göre tel ve boru aralığının ısı transfer hızını etkileyen önemli parametre olduğu, özellikle de tel aralığı azaldıkça toplam ısı transfer alanının arttığı gözlemlenmiştir. Boru ve tel çaplarının toplam ısı transfer hızı üzerindeki etkisinin %4'ten az olduğu görülmüştür. Tel aralığının önemli bir tasarım parametresi olduğu, tel aralığı arttıkça maliyet-fayda ilişkisinin (PEC) iyileştiği görülmüştür (Şekil 2.50) [17].



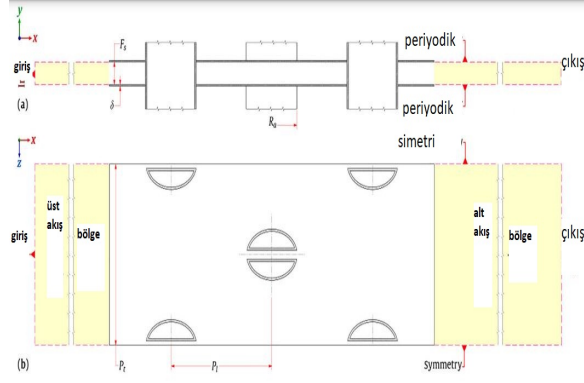
Şekil 2.50 Kondenser yüksekliği, boru ve tel mesafesine bağlı (a) ısı transferi, (b) ısı transfer katsayısı değişimi [17]

2020 yılında Lotfi ve arkadaşları [18], düz kanatlı ve elips borulu ısı değiştiricide farklı şekillerdeki boru konfigürasyonlarının hava tarafındaki ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu çalışmada ele alınan yeni yarı açık elips boru konfigürasyonları Şekil 2.51’de yer almaktadır. B ve C tasarımlarında iki adet yarı elips boru, C ve E tasarımında ise dört adet dörtte bir elips boru bulunmaktadır.



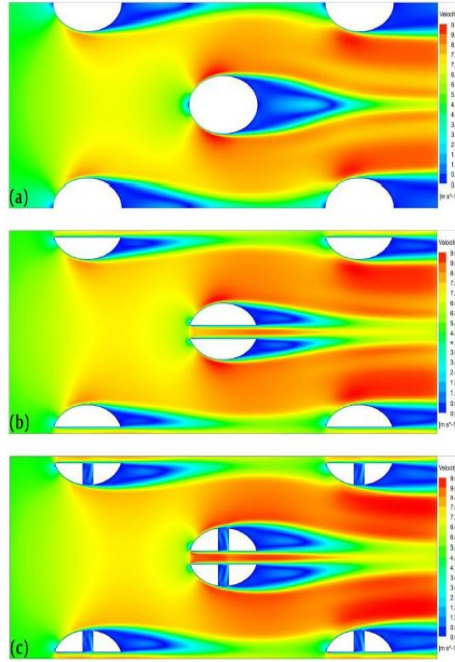
Şekil 2.51 Çalışmada kullanılan ısı değiştirici konfigürasyonları: (i) yarı açık elips boru (B ve C); (ii) yarı açık halka şeklinde elips boru bankaları (D ve E) [18]

Analizlerde kullanılan hesaplama alanı ve sınır koşulları Şekil 2.52’de yer almaktadır. Girişte sabit hız ve 343K sabit sıcaklık uygulanmıştır. Boru yüzeyleri sabit 293K’dir. Türbülans modeli olarak SST k-w modeli ve SIMPLE algoritması seçilmiştir. 3 farklı türbülans modeli deneysel veriler ile kıyaslandığında $\pm 15\%$ ’lik bir hata payı elde edilmiş ve k-w SST modeli seçilmiştir [18].



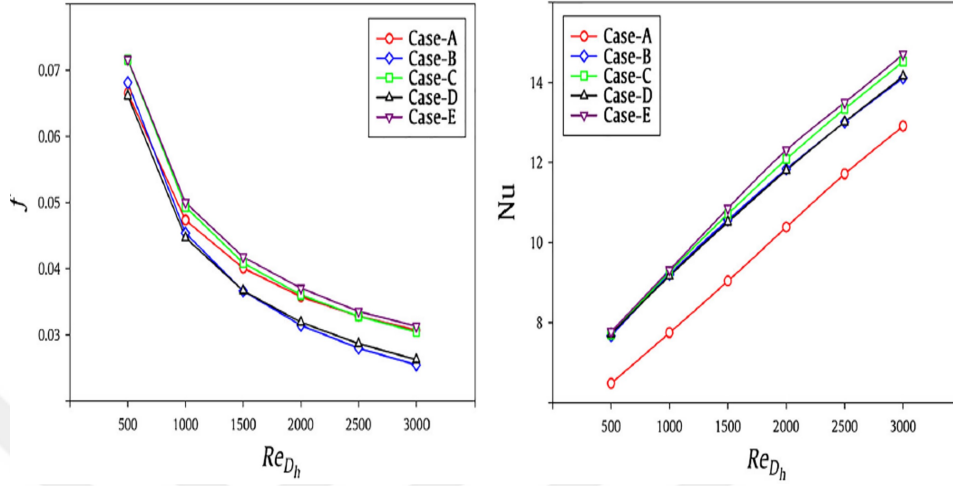
Şekil 2.52 Hesaplama hacmi ve sınır koşulları [18]

Şekil 2.53’de hız dağılımına bakıldığında beklendiği gibi boru formu kaynaklı akış ayrılmasına bağlı boru arkasında ölü bölge oluşmuştur, bu bölgede hava hızı ve ısı transferi çok düşüktür. Parçalı elips boru yapısında ara bölgelerde de düşük hız profili gözlemlenmiştir [18].



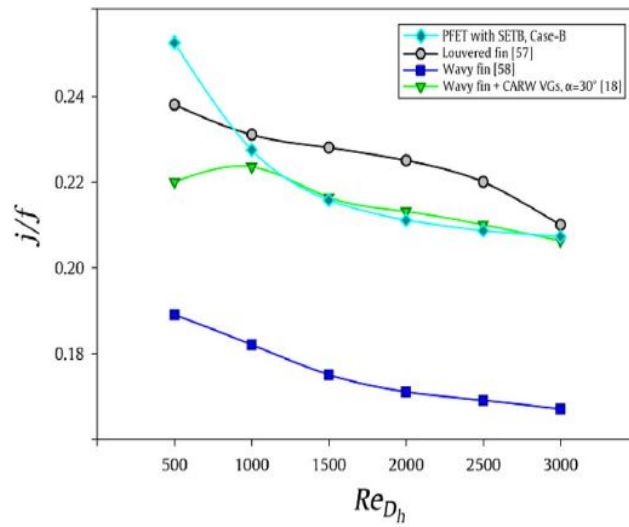
Şekil 2.53 Lokal hız dağılım kontörleri [18]

Analiz sonucuna göre tüm boru konfigürasyonları için sürtünme faktörünün (f) Re_{D_h} ile arttığı görülmüştür. Diğer taraftan, Colburn j faktörü, incelenen aralık boyunca artan Reynolds sayısı ile azalmaktadır. Tasarım E'nin en yüksek Colburn j faktörüne ve Nu sayısına sahip olduğu görülmüştür (Şekil 2.54) [18].



Şekil 2.54 Farklı Re sayısı için f ve Nu sayısı değişimi [18]

Şekil 2.55, Reynolds sayısı 1000'den küçük olduğunda, oluklu-eliptik boru dizilimine sahip düz kanatlı eliptik borulu ısı değiştirici tasarımının (Tasarım B), diğer tasarımlardan daha yüksek bir performansa sahip olduğunu göstermiştir [18].



Şekil 2.55 İyileştirilmiş kanatlı borulu ısı değiştiriciler için farklı Re sayısında j/f karşılaştırması [18]

2.2 Tel Kanatlı Kondenser Isı Transfer Performansına Etki Eden Parametreler

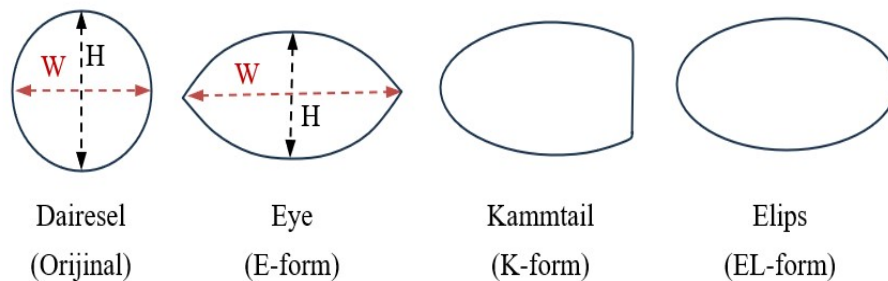
Literatürdeki çalışmalar değerlendirildiğinde ağırlıklı olarak düz ve elips boru formları üzerine boru boyutu, boru mesafesi ve boru yerleşim parametrelerinin etkileri incelenmiştir. Ayrıca farklı kanat formları, kanat boyutu, yerleşimi ve kanatçık çalışmaları da ön plana çıkmaktadır.

Mevcut çalışmanın yeniliği, düşük Reynolds uygulamaları için hava tarafı ısı transfer performansını artırmak amacıyla üç farklı boru şekli (Eye form, Kammtail form, Elips form) ve bunların konfigürasyonlarını kullanarak yüksek performanslı bir kondenser geliştirmeye dayanmaktadır. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, akışı daha az bozan aerodinamik geometriler seçilmiştir. Kammtail boru şekliyle ilgili çalışmaya rastlanmazken, bu üç geometri literatürde ilk kez bir arada değerlendirilmektedir. Ayrıca kanat yerleşiminin de etkisi çalışmada incelenmiş, mevcut uygulamalara alternatif akış yönünde kanatlar hibrit bir yerleşimde konumlandırılarak etkisi irdelenmiştir. Literatürde homojen olmayan kanat yerleşimine benzer bir çalışma yer almamaktadır.

Çalışma kapsamında incelenen kabindibi telli kanatlı kondensere atılan ısıya etki eden parametreler aşağıda verilmiştir.

2.2.1 Boru Formu

Genel uygulamalarda dairesel boru formu kullanılmaktadır. Boru formu akış ayrılmasına ve boru arkasında oluşan geri akış bölgesine neden olduğu için basınç düşümü ve ısı transferine etki etmektedir. Çalışma kapsamında akış ayrılmasını geciktirmek amacıyla dairesel forma alternatif aerodinamik performansı iyileştirilmiş Eye, Elips, Kammtail boru formları incelenmektedir.



Şekil 2.56 Boru formları

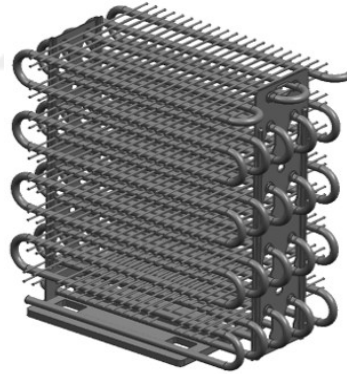
2.2.2 Boru Çapı

Boru çapı iç akışkanın hızına, basınç düşümüne ve toplam yüzey alanına etki etmesinden dolayı toplam ısı transferine etki eden bir parametredir. Ayrıca borunun çapı ve uzunluğu toplam alanı değiştireceğinden ısı akısı üzerinde etkilidir. Boru en-boy oranının değişmesi toplam alanı değiştirmesinin dışında akış ayrılmasına da etki eden önemli bir parametredir.

Bu doktora tezi kapsamında detaylı irdelenen değişkenlerden biri de, literatürde de incelenen farklı boru dış çapı parametresidir. Aynı boru malzemesi için 3 farklı en-boy oranında (1.5, 2, 2.5) boru çapı değiştirilmiştir.

2.2.3 Boru Arası Mesafe

Şekil 2.57’de çalışmada kullanılan kondenserin boru yerleşimi yapısı görülmektedir. Borular arası mesafenin artması toplam kanat yüzey alanını arttıracığından ısı transfer yüzey alanının dolayısıyla kondenserden atılan ısının artmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda boru mesafesi borular arası hava akışının, hızın ve basınç kaybının değişmesine de neden olmaktadır. Bu doktora tez çalışmasında toplam boru uzunluğu aynı tutulmuş, borular arası mesafenin etkisi sayısal olarak incelenmiştir.



Şekil 2.57 Boru formları

2.2.4 Boru Dizilimi ve Boru Sıra Sayısı

Mevcut kondenserde borular düz bir yerleşime sahiptir ve toplam akış yönündeki boru sıra sayısı 5 adettir. Boruların düz veya şaşırtmalı yerleşimi akış yapısını etkilediğinden toplam ısı transferine ve basınç düşümüne etki etmektedir. Şaşırtmalı yerleşim türbülanslı akışa neden olduğundan ve boru arkasındaki düşük hız bölgesini azalttığından yüksek ısı transferine ve basınç kaybına neden olmaktadır. Akış yönündeki toplam boru sıra sayısının artması toplam yüzey alanının dolayısıyla ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda bu durum akış yönünde direnci arttırdığından basınç kaybını ve toplam hacmi de arttırmaktadır.

2.2.5 Hava Hızı

Buzdolabında yer alan kabindibi kondenserden ısı bir fan yardımıyla zorlanmış taşınım ile havaya aktarılmaktadır. Kondenser üzerinden geçen toplam hava debisi sürekli dış ortama ısı transfer ederek sistemin soğutma performans verimi üzerinde etkilidir. Çalışma kapsamında farklı hava hızlarının dolayısıyla hava debisinin hava tarafı performansı üzerine etkisi irdelenmiştir.

2.2.6 Kanat Mesafesi ve Kanat Dizilimi

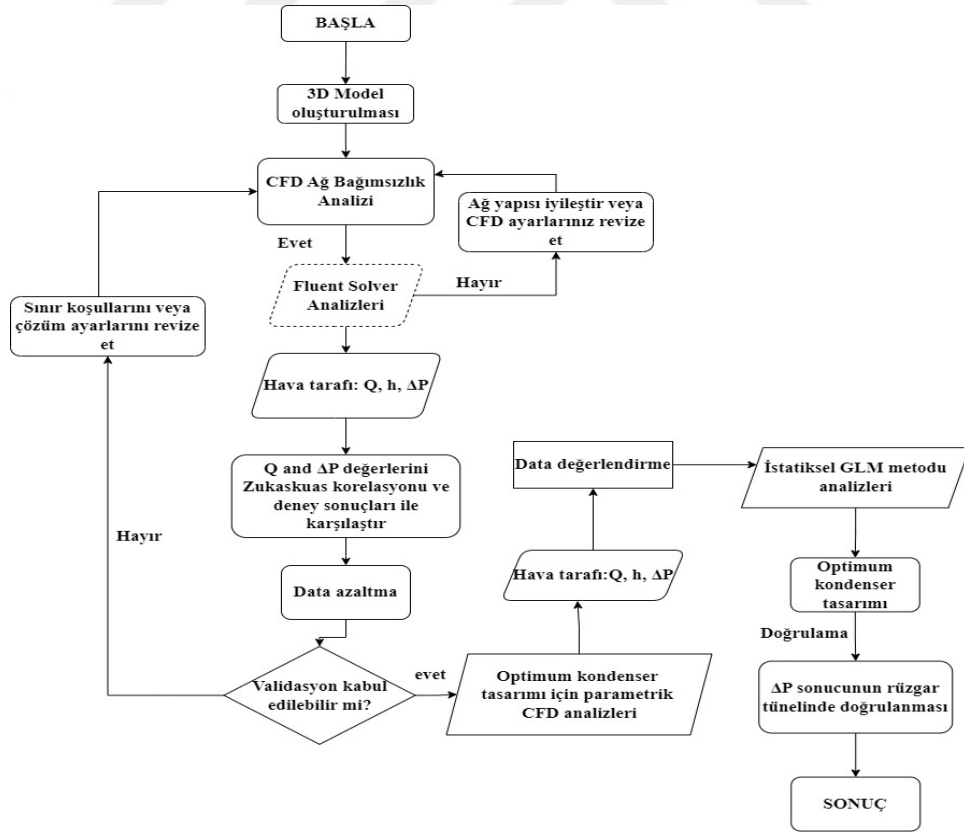
Kanat mesafesi hava tarafı yüzey alanına ve dolayısıyla kondenserden atılan toplam ısıya etki etmektedir. Kanat mesafesinin azalması yüzey alanını, atılan toplam ısıyı ve hava tarafı direnci arttırdığından basınç kaybını artırır. Optimum kanat aralığı tasarımı soğutma performansına etki ettiği gibi maliyete de etki eden önemli parametrelerdendir.

Mevcut uygulamalarda ve literatürde homojen (eşit kanat aralıklı) kanat yerleşimi için çalışmalar yer almaktadır. Tez kapsamında hava akışı yönünde hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının azalmasına bağlı olarak ısı transferi azalacağından kondenserin arka sırasına homojen olmayan daha geniş aralıklı kanat yerleştirilerek performansa etkisi incelenmiştir.

3

SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada, buzdolabı kondanseri için farklı boru şekilleri, kanat ve boru parametreleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiş ve kondanser performansını artırmak için alternatif bir boru geometrisi ve boru-kanat düzenlemesi önerilmiştir. İlk olarak, sayısal simülasyonlar yapılmış ve deneysel testlerle doğrulanmıştır. Daha sonra, en uygun tasarımı belirlemek için yanıt optimizasyon analizleri yapılarak belirlenen optimum geometri için prototipler üretilmiş ve bu prototipler kullanılarak son deneyler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada izlenen metodoloji Şekil 3.1'de detaylı bir şekilde anlatılmaktadır.



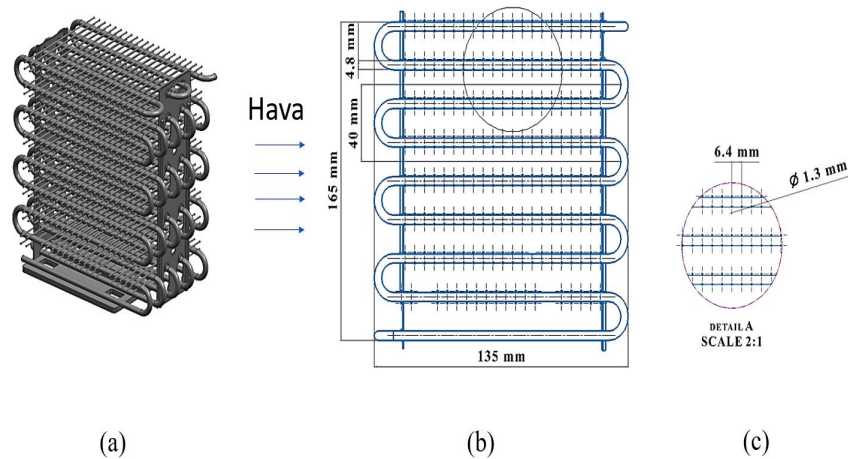
Şekil 3.1 Çalışmada izlenen metodoloji

Sayısal çalışma iki kısma ayrılmıştır: ilk bölümde sadece boru geometrisi ve parametrelerinin etkisini incelemek amacıyla kanatsız boru analizleri gerçekleştirilmiştir. İkinci kısımda ise ilk kısımda en iyi sonucu veren boru formuna kanat eklenerek kanat parametrelerinin hava tarafı ısı transfer performansına etkisi incelenmiştir.

Kanatlar akışa paralel ve çapları küçük olduğu için, akış üzerindeki etkileri boru geometrisinin etkisinden daha azdır. Ayrıca, bu çalışmanın temel amacı boru geometrisinin akış ayrılmasını, ısı transferi ve basınç düşümünü nasıl etkilediğini görmek olduğundan, sayısal çalışmaları basitleştirmek için modelde tel kanat yapıları kullanılmadan ilk etapta analizler gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde, farklı hava hızlarında farklı boru geometrileri için akış ayrılması ve basınç düşümü etkisi nispeten az sayıda hesaplama gücü kullanılarak karşılaştırılabilmektedir.

Boru yüzey sıcaklığı 45 °C'de sabit tutulmuştur ve sıcaklık ölçümleri deneyler boyunca boru uzunluğu boyunca gerçekleştirilmiştir. Genleşme valfi kontrolü ve akış optimizasyonu ile boru boyunca maksimum 1-2 °C'lik sıcaklık farkı sağlanmıştır. Bu şekilde, sabit bir yüzey sıcaklığı varsayımı ile hesaplamalar sırasında iç taşınım katsayısı ihmal edilmiştir. Bu çalışma, buzdolabı çevriminde ısı aktarımı için kullanılan kondanserin hava tarafı ısı transfer katsayısını arttırmayı amaçlamıştır.

Bu çalışmada kullanılan çapraz akış yapısına sahip tel kanatlı borulu kondanserin boru düzeni, Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Kondanser, dikeyde dokuz sıra ve yatayda beş sıra dairesel borulardan oluşmaktadır. Boru uzunluğu 135 mm, boru arası mesafe 20 mm, boru çapı 4.8 mm ve kanat ile boru malzemeleri paslanmaz çeliktir.



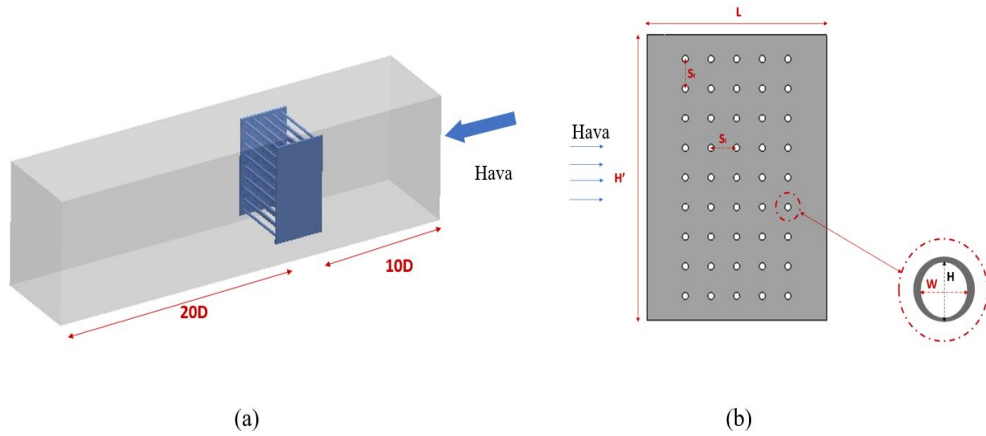
Şekil 3.2 Tel kanatlı boru kondenser (a) 3D görüntüsü, (b) Detay görüntüsü, (c) kesit görüntüsü

3.1 Kanatsız Boru Analizleri

Kondenser üzerinde hava tarafı ısı transferi ve akış, zorlanmış taşınım koşulları altında incelenmiştir. Sadece boru şekli ve geometrik parametrelerin ısı transfer performansı üzerindeki etkisini tahmin etmek için kanat olmayan bir kondenser için akış alanı ve ısı transferi üç boyutta modellenmiştir. Sayısal olarak Navier-Stokes denklemlerini çözmek için ANSYS 2022 R2 FLUENT® yazılımı kullanılmıştır. Hava, sıkıştırılmaz ideal bir gaz olarak kabul edilmiştir.

3.1.1 Geometrik Modelleme

Kanatsız borulu kondenserin analizlerinde kullanılan 3D modeli Şekil 3.3'de gösterilmektedir. Kondenser bir hava kanalının içerisine yerleştirilmiştir. Tam gelişmiş bir hava akışı elde etmek için giriş ile kondenser arasındaki uzaklık $10D$, kondenser ile çıkış arasındaki uzaklık ise $20D$ olarak ayarlanmıştır [19]. D , boru çapını ifade etmektedir. L , H ve S değerleri sırasıyla 140 mm, 190 mm ve 20 mm'dir.



Şekil 3.3 Tel kanatlı boru kondenser (a) perspektif görüntüsü, (b) yandan görüntüsü

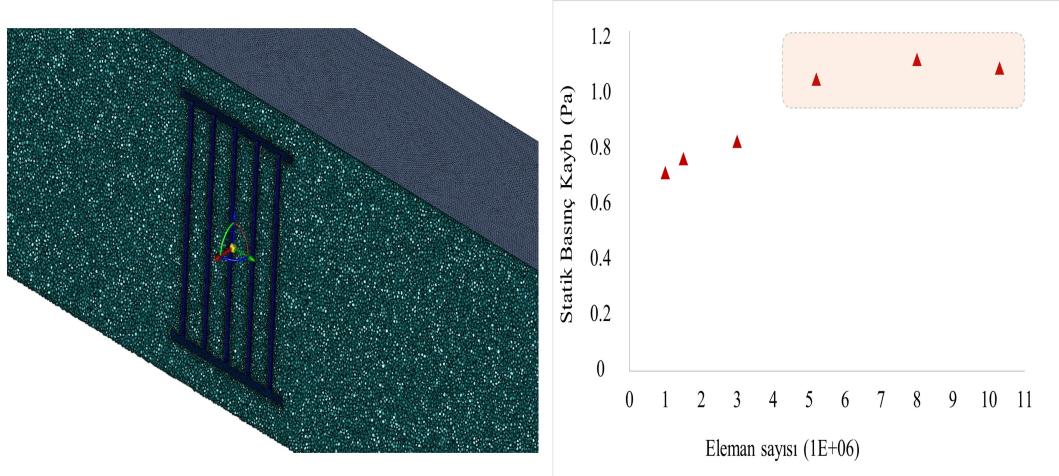
3.1.2 Ağ Yapısı

Eleman sayısını azaltmak ve ağ kalitesini artırmak için poli ağ eleman tipi seçildi. Yüksek hız ve sıcaklık gradyanlarını doğru bir şekilde çözmek için boruların etrafına sınır tabaka uygulanmıştır. Ağ analizleri için kullanılan sınır koşulları Tablo 3.1'de yer almaktadır.

Tablo 3.1 Ağ analizi için parametreler

Parametre	Değer
Varsayılan boyutlandırma	
Eleman boyutu	1 mm
Büyüme oranı	1.2
Maksimum boyut	Default
Mesh defeaturing and size	Default
Minimum edge length	4.79
Kenar boyutlandırma (giriş&çıkış)	
Tip	Number of divisions
Number of divisions	360
Yüzey boyutlandırma	0.5 mm-hard
Kenar boyutlandırma	0.2 mm-hard
Sınır tabaka	
Sınır	Boru
Sınır tabaka seçeneği	First layer thickness
First layer height	0.05 mm
Maksimum tabaka	20
Büyüme oranı	1.1

Hesaplama süresini azaltmak ve minimum hata ile en iyi yaklaşımı belirlemek için ağ bağımsızlık analizi yapılmıştır. Ağ sayısı 5 milyondan 10 milyona çıktığında hava tarafı statik basınç düşümü en fazla %5 artmıştır (Şekil 3.4). Bu nedenle, tüm analizler, aynı koşullar altında 8 milyon ağ yapısı için gerçekleştirilmiştir, ağ yapısı Şekil 3.4'te gösterilen poli-ızgara eleman tipi kullanılarak elde edilmiştir. Eleman kalitesi 0.75'dir, ideal değer 1'e yakın olduğu için kabul edilebilir bulunmuştur [20].



Şekil 3.4 Ağ yapısı (a), ağ bağımsızlık analizi (b)

3.1.3 Yönetici Denklemler

Aşağıda yer alan Navier-Stokes denklemlerinde yer alan Denklem 3.1, 3.2, 3.3 sırasıyla kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil etmektedir [19], [20]:

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

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho c_p \left(u_i \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.3)$$

Burada, x_i, x_j , kartezyen sistemindeki (x, y, z) koordinatlarını belirtmektedir. Shear-stress transport (SST) k - w türbülans modeli, ters basınç gradyanı akışları için daha güvenilir ve doğru sonuç verdiği için kullanılmıştır. Bu model, düşük ve yüksek Reynolds sayısına sahip uygulamalarda duvara yakın veya uzak bölgeler için kullanılabilir [21], [22]. Sürekli durum koşullarında türbülans kinetik enerji (k) ve özgül tahribat hızı (w) denklemleri aşağıdaki Denklem 3.4 ve Denklem 3.5 ile açıklanmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (3.5)$$

Burada, G_k türbülans kinetik enerji üretimi, G_w w 'nin üretimini, k ve w k w 'nin etkin difüzyonu, Y_k ve Y_w k ve w 'nin tahribatı, D_w çapraz difüzyon terimi, S_k ve S_w kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir, G_b ve G_{wb} kaldırma kuvvetini hesaplar. Bu parametreler hakkında daha fazla ayrıntı literatürde bulunmaktadır [20], [23].

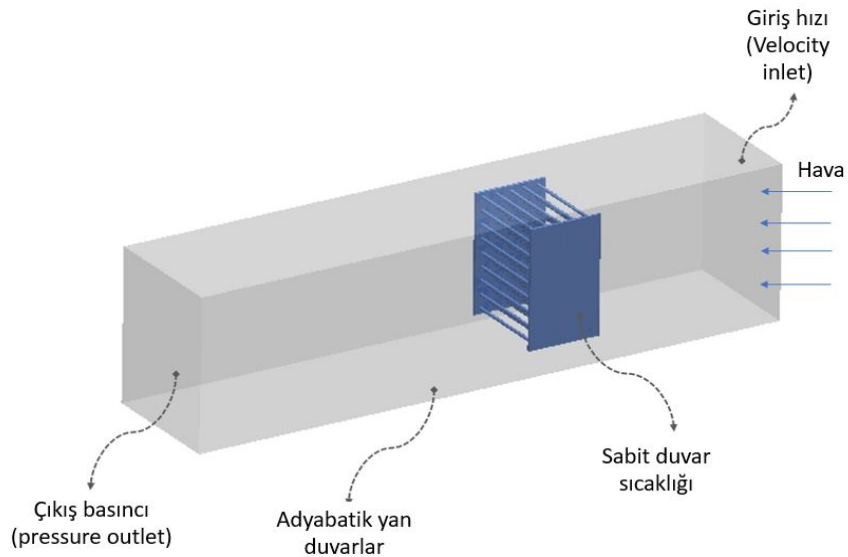
3.1.4 Sınır Koşulları

Kanatsız boru üzerindeki akış koşulları genellikle laminerdir ($Re < 2300$) ancak akış yapısı, sınır tabaka ve geometrik yapısı nedeniyle etkilenmektedir. Akışı analiz etmek için, SST k - türbülans modeli, Rumsey ve Spalart tarafından düşük Reynolds sayılarında önerildiği için seçilmiştir [24].

Tablo 3.2 Analiz çözüm ayarları

Pressure-velocity relation	Simple
Gradient discretization	Least squares cell-based
Pressure discretization	Standard
Momentum discretization	Second-order upwind
Turbulent kinetic energy discretization	Second-order upwind
Specific dissipation rate discretization	Second-order upwind
Initialization	Hybrid initialization

Ayrıca literatürde yer alan çalışmalar SST modelinin y^+ değeri 0.1 ila 100 arasında değişen analizler için daha iyi sonuç verdiğini göstermiştir. Bu çalışmada, boru duvar bölgesine hassas bir sınır tabakası ağı kullanıldığı için maksimum y^+ değeri 5.8'dir. Modelde kullanılan sınır koşulları Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Giriş hava hızı sabit 1.2 m/s ve yan duvarlar için adyabatik duvar kabulü yapılmıştır. Kondenser yüzey sıcaklığı sabit 45 °C olarak belirlendi ve hava giriş sıcaklığı deneysel test verilerine dayanarak yaklaşık 25 °C olarak kabul edildi. Çıkış sınır koşulu 0 Pa basınç olarak tanımlandı. Yapılan ampirik hesaplamaya ve orjinal kondenser CFD analizlerine göre radyasyon ile ısı transferinin toplam ısı transferi dağılımı içerisindeki etkisi %5'ten az olduğu için hesaplamalara dahil edilmemiştir.



Şekil 3.5 Sınır koşulları

Analizde kullanılan çözüm ayarları ve ayrıklaştırma yöntemleri Tablo 3.2'de listelenmiştir. Yakınsama kriterleri süreklilik için 10^{-6} ve enerji için 10^{-9} olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.3 Analiz parametreleri

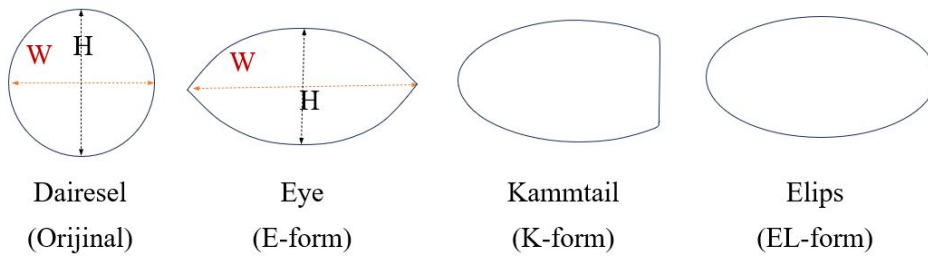
Faktör	Değer
Boru formu	eye, kammtail, elips
Boru oranı (W/H)	1.5, 2, 2.5
Boru yüksekliği (H)	3, 3.5, 4, 4.5, 5 mm
Boru dizilimi	düz, şaşırtmalı
Boru aralığı	15, 20 mm

3.1.5 Geometrik Parametreler

Aerodinamik kuvvetler, nesnenin şekline, hızına ve viskoziteye bağlı olarak sıvılar ve katılar arasında oluşur [25]. Boru şeklinin, en-boy oranının aerodinamik performans ve akış ayrılma davranışları üzerindeki etkileri önemli olabilir. Dairesel bir şekil, akış yönündeki basınç farkları nedeniyle direnç oluşturur. Akış ayrılması yüzeyde bir basınç düşüşü oluşturur, bu da yüzey-akış temas alanını ve ısı transfer hızını azaltır.

Bir akışkan boru içinden geçtiğinde, oluşan ters basınç gradyanı akış ayrılmasına neden olur. Akışın başladığı noktada duvardaki kayma gerilimi sıfır olacaktır ve o nokta sembolü "S" ile belirtilmektedir. Sonuç olarak, S noktasından itibaren, kayma gerilimi negatif hale gelir, akış tersine döner ve bir geri akış bölgesi oluşur.

Bu çalışmada, sürüklenme katsayısı ve basınç kaybını azaltmak amacıyla boru en-boy oranının (1.5, 2, 2.5), üç farklı boru profilinin (eye, kammtail ve elips) ve boru yerleşiminin (düz, şaşırtmalı) etkisi incelenmiştir. Kammtail boru formu literatürde yer almamaktadır. Şekil 3.6 incelenen boru formlarını, Tablo 4.3 ise incelenen parametreleri ve bunların aralıklarını sunmaktadır.



Şekil 3.6 Boru formları

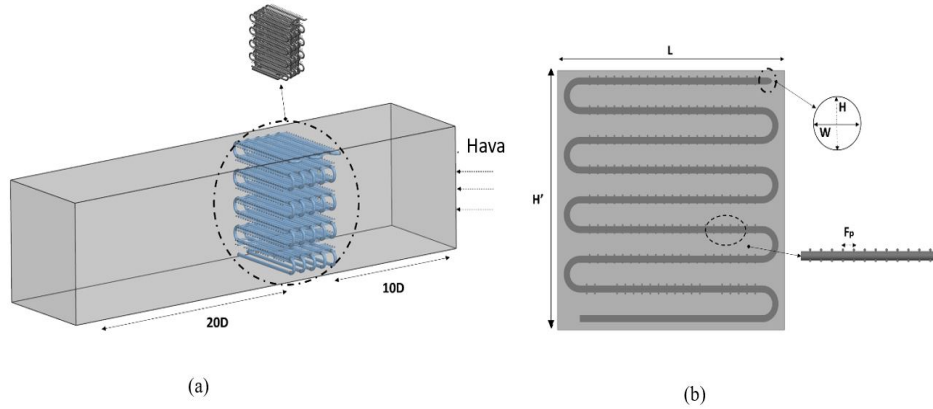
3.2 Kanatlı Boru Analizleri

Akış ayrılmasını ötelemek ve boru arkasındaki geri akış bölgesini azaltmak amacıyla, boru şekli ve boyutunun taşıma katsayısı ve basınç düşümü üzerinde baskın bir etkisi olduğu bilinmektedir. Bu nedenle, ilk bölümde öne çıkan ve literatürde yer almayan aerodinamik geometriye sahip "Kammtail formu" üzerine çalışılmıştır.

Bu çalışmanın yeniliği, geleneksel dairesel boru üzerine tel kanat yerine dalgalı kanatlar kullanılarak yenilikçi Kammtail boru formunun uygulanmasıdır. Kanat aralığı, boru sıra sayısı, boru düzeni, kanat yerleşimi ve hava hızı gibi çeşitli tasarım parametrelerinin etkisi incelenmiş ve mevcut kondensere göre hava tarafı iyileştirilmiş bir tasarım ortaya konulmaya çalışılmıştır. Literatürde dairesel veya eliptik boru geometrisi yerine kammtail boru formu ve homojen olmayan dalgalı kanat düzenine sahip kanatlı borulu ısı değiştirici ilk kez kullanılmıştır.

3.2.1 Geometrik Modelleme

Kanatlı boru analizlerini doğrulamak adına ilk olarak analizlere mevcut dairesel borulu tel kanatlı kondenseri modelleyerek başlanılmıştır. Şekil 3.7, orijinal kondenserin 3D modelini göstermektedir. Akışta homojen giriş hızını sağlamak ve geri akışı önlemek için hesaplama alanı, girişte 10D ve çıkışta 20D uzaklık sağlanacak şekilde modellendi, burada D boru çapını göstermektedir. Modeldeki L, H ve S değerleri sırasıyla 140 mm, 190 mm ve 20 mm'dir.



Şekil 3.7 Model geometrisi (a) perspektif görüntüsü, (b) yandan görünüşü

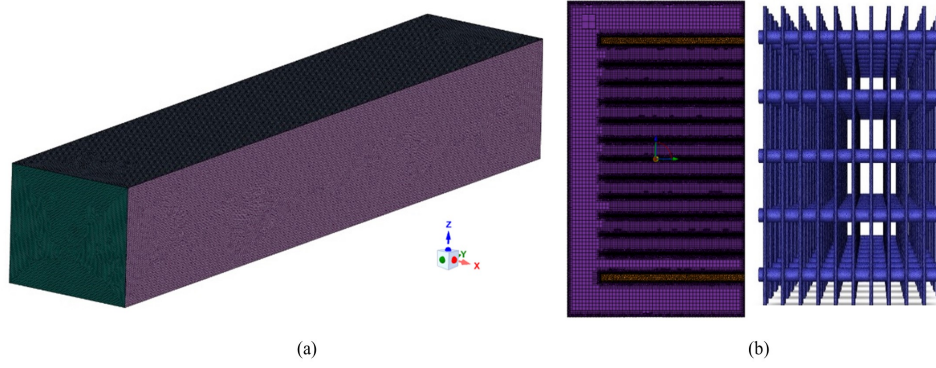
3.2.2 Ağ Yapısı

Ağ kalitesini iyileştirmek ve ağ sayısını azaltmak için poli-heks tipi kullanılmıştır. Ağ özellikleri Tablo 3.4 'de, ağ yapısı ise Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'de gösterilmektedir. Boruların ve kanatların etrafındaki hız ve sıcaklık gradyanındaki değişimi hassas bir şekilde tahminlemek için dört katmanlı bir sınır tabaka bölgesi oluşturulmuştur.

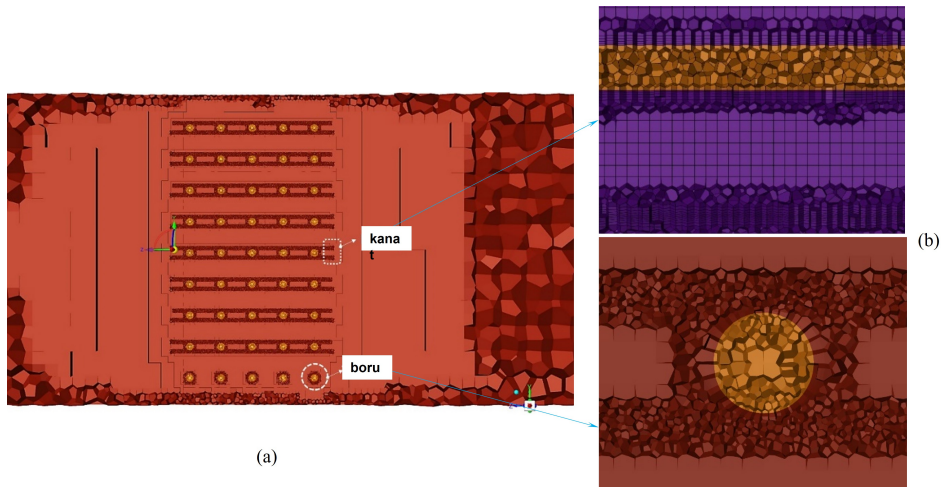
Optimum ağ sayısını belirlemek amacıyla ağ bağımsızlık analizi yapılmıştır. Eleman sayısı 15 ile 20 milyon arasında arttığında, akış boyunca toplam ısı transfer hızındaki maksimum değişim %3.4 olarak belirlenmiştir (Şekil 3.10). Bu nedenle, tüm analizler, 20 milyon eleman sayısında gerçekleştirilmiştir. Bu ağ yapısı ve eleman sayısında maksimum kalite 0.75'dir.

Tablo 3.4 Analiz parametreleri

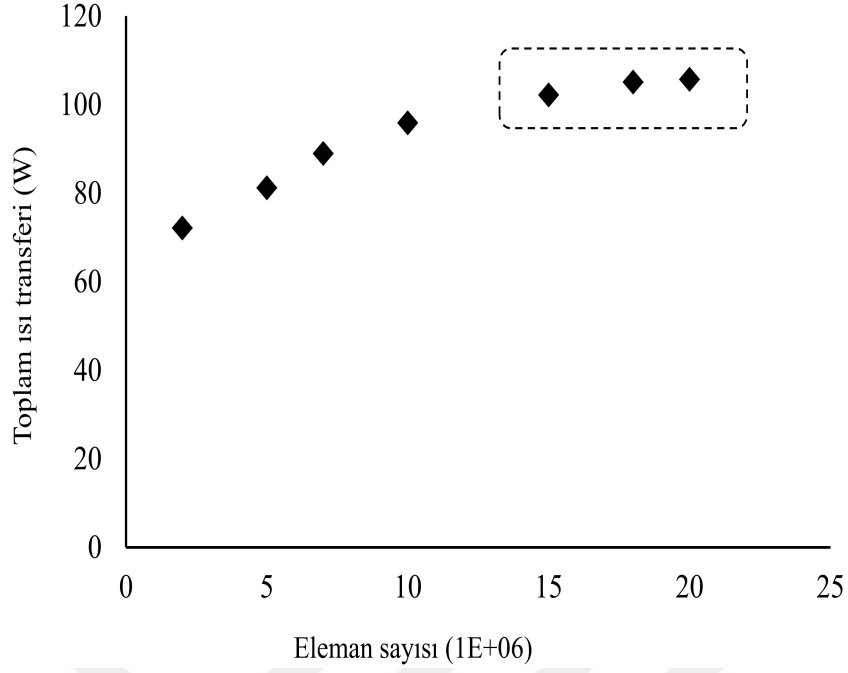
Parametre	Değer
Boyutlandırma	
Minimum boyut	0.25 mm
Maksimum boyut	16 mm
Büyüme oranı	1.2
Boyut fonksiyonu	Curvature & proximity
Curvature normal açısı	18
Yüzey boyutu (boru ve kanat)	1 mm
Sınır tabaka	
Sınır	Boru
Sınır tabaka seçeneği	Smooth transition
Sınır tabaka sayısı	4
Geçiş oranı	0.272
Büyüme oranı	1.2



Şekil 3.8 Ağ yapısı (a) akış hacmi, (b) kondenser detayı



Şekil 3.9 Ağ detayı (a) iç detayı, (b) boru ve kanat detayı



Şekil 3.10 Ağ bağımsızlık analizi

3.2.3 Sınır Şartları

Analizlerde k-w SST türbülans modeli kullanılmıştır. SST modelinin y^+ değerleri 0.1 ila 100 aralığında uyumlu sonuç vermektedir. Çalışmada maksimum y^+ değeri 1.7 olduğundan seçilen model uygundur.

Modelin sınır koşulları detaylı Tablo 3.5 'de açıklanmıştır ve Şekil 3.11'de gösterilmektedir. Giriş hava hızı sabit olarak 1 m/s olarak alınırken, yan duvarlar adyabatik olarak kabul edilmiştir. Kondenserin yüzey sıcaklığı sabit 45 °C, giriş hava sıcaklığı ise 25 °C'dir. Çıkışta, sınır koşulu 0 Pa basınç olarak belirlenmiştir. Modeli basitleştirmek için simetri sınır koşulu uygulanmıştır.

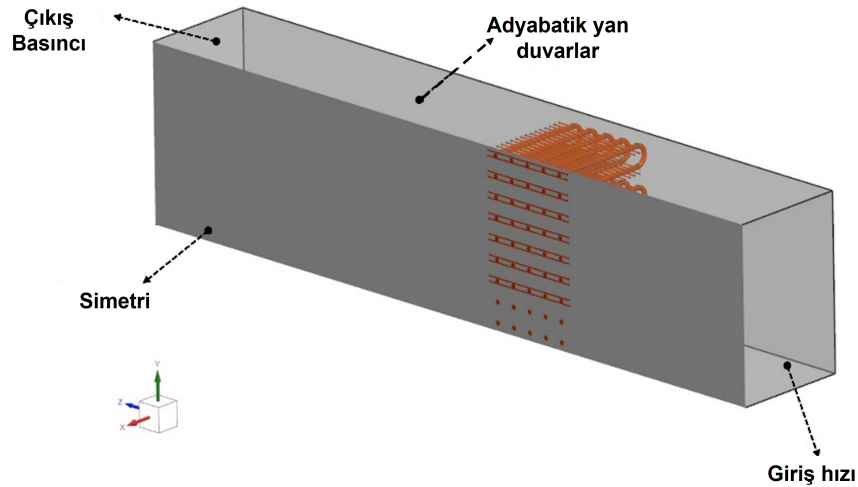
3.2.4 Ampirik İnceleme

Sayısal analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla çıktılar literatürde yaygın olarak kullanılan bir korelasyonun sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu korelasyon, Zukauskas et al. [26] tarafından elde edilmiştir, düz boru dizilimi ve çapraz akış düzenlemeleri için ısı transfer hızını belirlemek için uygulanmaktadır. Farklı hava hızlarındaki kondanserin deneysel ve CFD sonuçları, düz boru dizilimi için verilen Zukauskas korelasyonu sonuçlarıyla Denklem (5.1-5.4) kullanılarak karşılaştırılmıştır.

$$Nu_D = c(a/b)^m Re_D Pr^n (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (3.6)$$

Tablo 3.5 Sınır koşulları

Sıkıştırılmaz ideal gaz ve türbülanslı akış:	Basınç aralıkları ve dikkate alınan hızlar için ihmal edilebilir hatalarla birlikte sıkıştırılmaz akış varsayımı yapılmıştır. Reynolds sayısı 4000'den büyük olduğu için akış türbülanslıdır.
Akışkan ve malzemeler için sabit fiziksel özellikler:	İncelenen sıcaklık aralıkları altında, termodinamik özellikler neredeyse sabittir.
Kütle transferi gerçekleşmiyor:	Dikkate alınan sorun için kütle transferi yoktur.
Kanat ile boru arasında mükemmel temas varsayımı:	Türbülanslı akış altında, pürüzlülük etkileri ihmal edilebilir [19].
Akış ve ısı transferi durağan durumdadır:	Durağan koşullar altında incelenir.
Yan duvarlar için adyabatik sınır koşulu:	Yan duvarlardan ısı transferi, borulardan havaya ısı transferine göre ihmal edilebilir düzeydedir.
Girişte: $u = u_{gir}$ ve $T = T_{gir}$	Bunlar ayarlanmış test koşullarıdır.
Çıkışta: 0 Pa basınç	Çıkış atmosfere açıktır.
Kanat ve boru duvarları için sabit sıcaklık:	Boru içinde hemen hemen sabit sıcaklıkta bir faz değişimi bulunmaktadır.
Simetri sınır koşulu:	Geometri simetriye sahiptir.



Şekil 3.11 Sınır koşulları

Tablo 3.6 Sabit değerler

Re_D	c	m	n
1-100	0.9	0.4	0.36
100-1000	0.52	0.5	0.36
1000- 2×10^5	0.27	0.63	0.36
$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.033	0.8	0.4

$$u_{\max} = u_a \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) \quad (3.7)$$

$$q = mc_p (T_{ao} - T_{ai}) = hA [T_s - (T_{ao} + T_{ai})/2] \quad (3.8)$$

$$a = S_T/D \text{ ve } b = S_L/D \quad (3.9)$$

Burada; c, m ve n değerleri, Zukauskas korelasyonu için kullanılan sabitlerdir (Tablo 3.6). Hesaplamalarda belirlenen Reynolds sayısı için sabitler sırasıyla 0.27, 0.63 ve 0.36 alınmıştır.

3.2.5 Geometrik Parametreler

Dairesel boru formu, akış yönü boyunca basınç dengersizliklerinden kaynaklanan bir sürüklemeye sebep olmaktadır. Akış genişlediğinde karşılaşılan olumsuz bir basınç gradyanı nedeniyle ayrılma meydana gelir, bu da yüzey ile akışkan arasındaki temas alanını dolayısıyla ısı transfer oranını azaltır. Çalışmanın ikinci kısmında, kanatsız boru analizleri sonucunda potansiyel oluşturan, akış ayrılmasını geciktirmek için aerodinamik yapıya sahip Kammtail boru şekli ve dalęalı kanatlar üzerine çalışılmıştır.

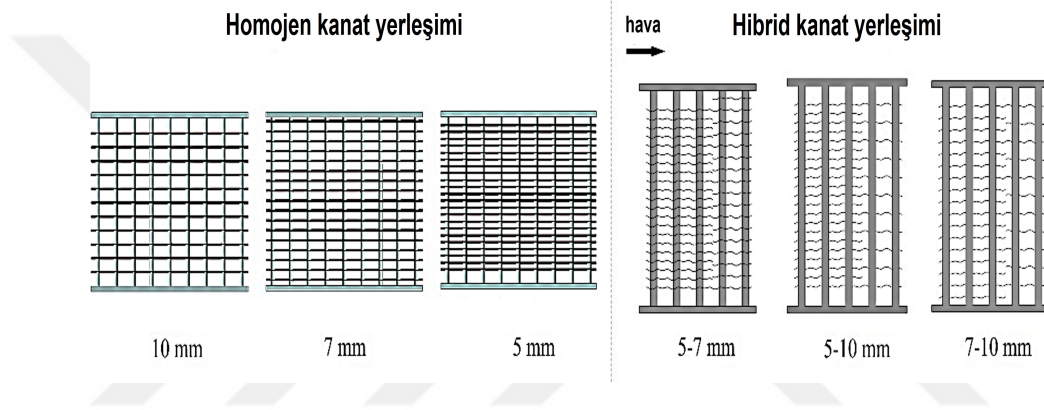
Amaç, dairesel boru ve tel kanat bulunan mevcut kondenserin aerodinamik verimliliğini artırmaktır. Sayısal alışmaları kullanarak hava tarafındaki performansın detaylı bir karşılaştırmasını yapmak için, orijinal kondensere göre daha küçük bir ısı transfer boru alanı sunan 3×6 mm (H x W) boyutlu Kammtail formuna sahip tasarım kullanılmıştır. Bu kapsamda basınç düşümünü azaltmak ve ısı transfer oranını iyileştirmek için Tablo 3.7'da yer alan parametrelerin etkisi tezin ikinci kısımda incelenmiştir.

Hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça, ısı transferi akış yönünde azalır. Çalışmanın bu kısmında kondenser verimliliğini artırmak için, akış yönünde kanatlar homojen ve hibrit düzenlemelerde yerleştirilerek incelenmiştir.

Tablo 3.7 Parametreler

Faktör	Değer
v , Hava hızı (m/s)	1, 0.7, 0.5
F_p , Kanat aralığı (mm)	10, 7, 5, 5-7, 7-10, 5-10
R_T , Boru sıra sayısı	5, 4
T_A , Boru dizilimi	Düz, şaşırtmalı
F_A , Kanat dizilimi	Homojen, hibrit

Şekil 3.12, her iki düzenlemede test edilen üç farklı kanat aralığını göstermektedir. Hibrit kanat düzeninde, kondenserin ön yarısında sık aralıklı kanatlar bulunurken, arka kısımda daha geniş aralıklı kanatlar bulunmaktadır. Literatürde hibrit kanat yerleşimi için bir uygulama yer almamaktadır.



Şekil 3.12 Kanat yerleşimi

4.1 Deneysel Çalışmalar

Toplam ısı transferi ve basınç düşümü açısından sayısal modelin geçerliliğini doğrulamak için deney düzenekleri kullanılarak orijinal kondenserin deneyleri gerçekleştirilmiştir.

4.1.1 Rüzgar Tüneli Deney Düzeneği

AMCA 210-85 standardına [27] uygun olarak hazırlanan rüzgar tüneline orijinal kondenserin ve alternatif tasarımların basınç-debi eğrisi çıkarılmıştır. Çalışmada kullanılan rüzgar tüneli ve veri toplama ekipmanıyla ilgili kapsamlı detaylar Tablo 4.1'de sunulmuştur.

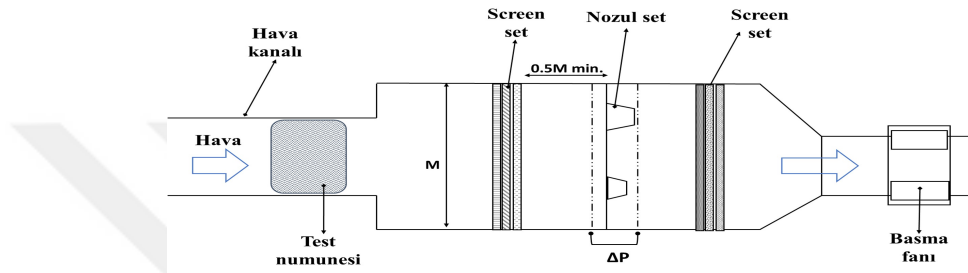
Hava, plexiglass malzemedan imal edilen kanalın merkezinde bulunan kondenserin üzerinden basma fanı aracılığıyla soldan sağa doğru akacak şekilde yönlendirilmektedir (Şekil 4.1). Kondenserin hava tarafındaki basınç düşümü farklı hava akış hızlarında ölçülüp CFD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.1 Ölçüm cihazı özellikleri

Cihaz	Marka	Model/aralık	Özellik
Dataloger	Agilent	34970A	-
Bilgisayar	HP	-	-
Basma fanı	EBM	-	230 V/1.75 A
Manometre	Furness	FCO510	$\pm 0.01\%$
T-tipi termalçift	Omega Engineering	-100-370 °C	± 0.3 °C
Nozul	Woods of Air Movement	-	4 ± 0.005 cm ²



(a)

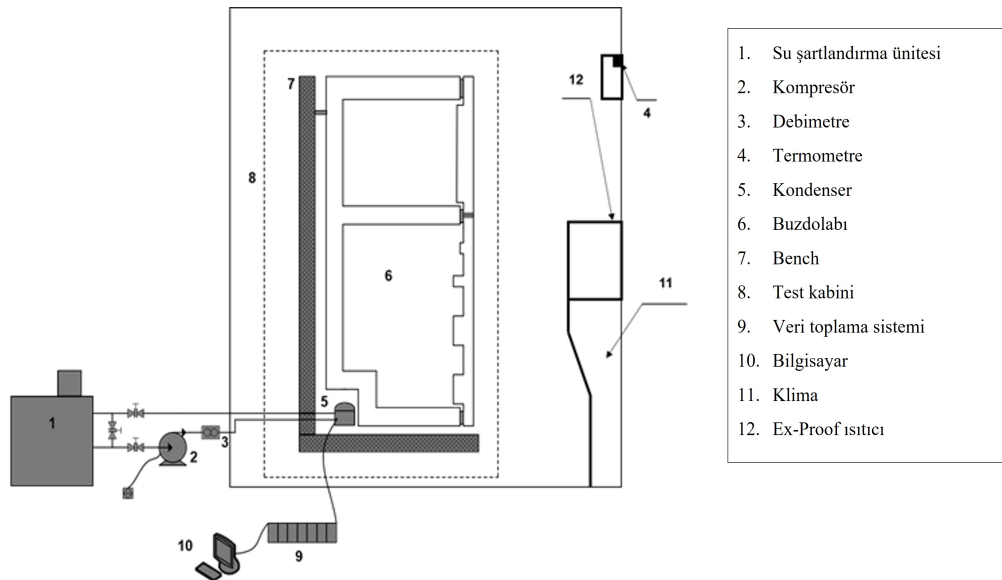


(b)

Şekil 4.1 Rüzgar tüneli (a), Şematik gösterimi (b)

4.1.2 Kondenser Isıl Performans Ölçüm Düzenegi

Kondenserin ısı transfer performansını ölçmek için deney düzenegi ev tipi buzdolapları için Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) standardı olan IEC 62552'ye göre hazırlanmıştır. Deney düzenegi ve bileşenleri detaylı olarak Tablo 4.2 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir.

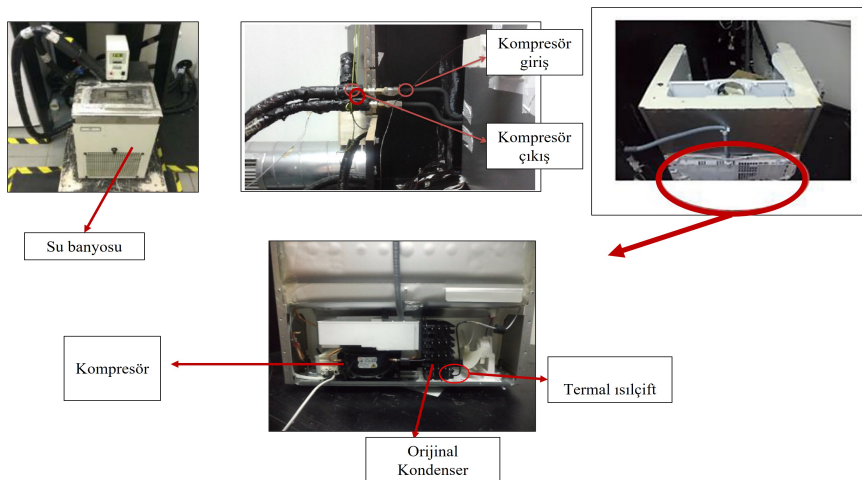


Şekil 4.2 Kondenser performans deney düzenegi

Tablo 4.2 Ölçüm düzeneği özellikleri

Cihaz	Model	Aralık	Özellik
Dataloger	Agilent 34970 A	-	-
Bilgisayar	HP	-	-
Su banyosu	Labo	20 L / -25-100 °C	± 0.1 °C
Debimetre	Endress+Hauser	Max. 450 kg/h	$\pm 0.25\%$
Termometre	Testo 174H	-20 to 70 °C	± 0.5 °C
Klima	LG	12000 BTU/h	-
Ex-proof ısıtıcı	Scottcan	max. 180 °C	2300 W/240 V
RTD	Fluke	-100 to 100 °C	± 0.025 °C
Termal çift	Omega Engineering	-100 to 370 °C	± 0.3 °C

Kondenser buzdolabının altına yerleştirilmiş, 46 gram R600a soğutucu akışkan kullanılmış ve kondenserin yüzey sıcaklığı 45°C’de sabit tutulmuştur (Şekil 4.3). Bu sıcaklığı sabit tutmak için, su banyosu ve elektronik genişleme valfi kullanılmıştır. Su banyosu ve genişleme valfi yardımıyla buharlaşma sıcaklığı -10 °C ve kondensasyon sıcaklığı 45 °C olarak sabit tutulmuştur. Deneylerin gerçekleştirildiği test odası tüm deneyler için 25 °C’ye ve ortalama hava giriş hızı 1.2 m/s’ye ayarlanmıştır. Hızı belirlemek için, kondenser ve buzdolabı kabini rüzgar tüneline bağlanmış ve üzerlerinden geçen hava debisi farklı fan hızlarında ölçülmüştür. Buna göre, fan motoru 12 V’da çalıştırıldığında kondenser üzerinden geçen havanın ortalama hızı 1.2 m/s olarak belirlenmiştir. Soğutma sistemi performansını belirlemek için kondenserin ortalama hava ve yüzey sıcaklıklarını ölçmek için T-tipi termalçift kullanılmıştır. Basınç ve sıcaklık sensörlerinin doğruluğu sırasıyla $\pm 0.5\%$ ve ± 0.3 °C’dir. Sıcaklıklar rejim durumuna ulaştıktan sonra 1 saat boyunca veri toplanmıştır.



Şekil 4.3 Şartlandırılmış ortamda deney düzeneği

4.1.3 Veri İndirgeme

Kondenserin hava tarafındaki koşullar sıcaklık ve basınç sensörleri kullanılarak ölçülmüştür, ayrıca su şartlandırma ünitesinde dolaşan soğutucunun kütleli debisini ölçmek için bir debimetre kullanılmıştır. Toplanan veriler, kondenserden atılan toplam ısı transferini ($Q_{dış}$ [W]) belirlemek için kullanılmıştır. Kondenserin yüzey sıcaklığı 45 °C olarak ölçüldü ve testler standart ortam koşullarında 25 °C'de gerçekleştirildi.

Kondenser içerisinde dolaşan soğutucu akışkan, aşağıdaki mekanizmalar aracılığıyla ısıyı atmaktadır: boru içinde taşınım, boru kalınlığı boyunca iletim ve üst yüzeyden ortam havasına taşınım. Yapılan ampirik hesaplamaya göre radyasyon ile ısı transferinin toplam ısı transferi dağılımı içerisindeki etkisi %5'ten az olduğu için hesaplamalara dahil edilmemiştir. Dolayısıyla, soğutucu akışkanın kondenser üzerinden ısı kaybı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{soğutkan} = \dot{m}\Delta h \quad (4.1)$$

Burada, m ve Δh sırasıyla soğutucunun kütleli akış hızını ve entalpi farkını temsil etmektedir.

Kondenserin yüzey sıcaklığının yaklaşık olarak 45 °C olduğu bilindiğinden, iç tarafın taşınım katsayısı veya borunun termal iletkenliği kullanılmadan ısı transferi hesaplanabilmektedir. Sadece hava tarafı ısı transfer katsayısı gereklidir. Dolayısıyla, kondenserin hava tarafındaki havaya aktarılan ısı transferi şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_{dış} = h\eta^*A_{top} F \Delta T_{lm} \quad (4.2)$$

Toplam yüzey alanı kanat alanı ile boru alanının toplamına eşittir. Aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$A_{top} = A_{boru} + A_{kanat} \quad (4.3)$$

$$A_{boru} = \pi D_{boru} S_{boru}, A_{kanat} = \pi D_{kanat} S_{kanat} N_{kanat} \quad (4.4)$$

Burada, h , η^* , A_{top} , F ve ΔT_{lm}

sırasıyla ısı transfer katsayısı, kanat verimi, toplam ısı transfer alanı, düzeltme faktörü ve hava ile soğutucu akışkan arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkını temsil eder. F , kondenserin yüzey sıcaklığının sabit olduğunu ifade eden birimdir, 1 değeri alınmıştır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, Denklem 4.5 kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\Delta T_{lm} = ((T_i - T_w) - (T_o - T_w)) / \left(\ln \left(\frac{T_i - T_w}{T_o - T_w} \right) \right) \quad (4.5)$$

Teller arasındaki tel boyunca sıcaklık değişimi, kanat etkinliği tarafından yansıtılır. Telli borulu kondenserlerin performansını, kanat etkinliği kritik bir faktör olduğu için önemli ölçüde etkiler. Lee ve arkadaşları tarafından [28] önerilen denklemler, adyabatik kanat ucu sınır koşulunu dikkate alarak kanat etkinliğini değerlendirmek için kullanılmıştır.

$$\eta^* = 1 - (A_{kanat} / A_{top}) (1 - \eta_f) \quad (4.6)$$

$$\eta_f = \tanh[mL] / mL \quad (4.7)$$

$$m^2 = 4h_{kanat} / (k_{kanat} D_{kanat}) \quad (4.8)$$

Burada, T_w boruların dış yüzeyinin sabit sıcaklığını temsil ederken, T_i ve T_o sırasıyla ısı değiştirici üzerinden giriş ve çıkış havasının ortalama sıcaklıklarını temsil eder. Hava tarafı Reynolds sayıları ve ısı transfer katsayıları şu şekilde hesaplanmıştır:

$$Re_D = \rho v D / \mu \quad (4.9)$$

$$h = \dot{Q}_{dış} / A \Delta T_{lm} \quad (4.10)$$

Nusselt sayısı, karakteristik uzunluk olarak boru çapını dikkate alarak Denklem 4.11'de gösterildiği gibi hesaplanmıştır:

Tablo 4.3 Ölçümlerin doğruluk değerleri

Ekipman	Doğruluk
Debimetre	0.25%
Sıcaklık	0.3K
Basınç	20 +/- 0.15 Pa

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (4.11)$$

Hava tarafı toplam ısı transferi (Q_{top}), soğutucu akışkanın kaybettiği ısı ($Q_{soutkan}$) ile boru kalınlığı boyunca geçen ısı (Q_{dis}) eşit olduğu için Denklem 4.11 kullanılarak aşağıdaki gibi tahmin edilmiştir:

$$\dot{Q}_{top} = \dot{m}c_p (T_o - T_i) \quad (4.12)$$

4.1.4 Belirsizlik Analizi

Bir ölçümün sonucu rapor edilirken, sonucun kalitesini belirten sayısal bir gösterge bulunmalıdır. Böylece gerçekleştirilen çalışmaların sonucu kullanılırken ölçüm sonucunun güvenilirliği tayin edilebilmektedir. Ölçüm kalitesinin ve ölçüm sonuçlarının güvenilirliğinin göstergesi belirsizlik değeridir. Ölçüm belirsizliği, genel olarak birçok bileşeni içerir. Bu bileşenlerin bir kısmı, ölçüm serilerinin sonuçlarının istatistiksel dağılımına bakılarak deneysel standart sapma yardımıyla karakterize edilebilir. Diğer bileşenlerin tahmini ise sadece tecrübeye veya eldeki diğer bilgilere dayandırılabilir. Bir ölçümün pek çok sayıda başka değerlerden elde edilmiş sonucunun standart belirsizliği, bu değerlerdeki değişimlerin ölçüm sonucunun nasıl etkilendiği göz önüne alınarak hesaplanır. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların ölçüm belirsizliklerinin hesaplanması ölçüm sonuçlarının güvenilir olması açısından belirleyici olmaktadır. Bu nedenle çalışma kapsamında, sayısal çalışmaları doğrulamak amacıyla kullanılan deney sistemlerinde kullanılan cihazların ölçüm belirsizliğinin hesaplanabilmesi için bir metodoloji ortaya konulmuş ve belirlenen deney düzenekleri üzerinde ölçüm belirsizlikleri hesaplanmıştır.

Deneysel parametreler üzerinde kapsamlı bir belirsizlik incelemesi yapılmıştır. Termokupllar, özellikle Keysight 34970A–34901A çoklayıcı ile bir veri kaydediciye bağlanmıştır ve ± 0.3 K doğruluğa sahip Fluke 54 referans cihazı kullanılarak kalibre edilmiştir. Termokupl, çoklayıcı ve veri kaydediciden oluşan komple sıcaklık ölçüm sistemi ± 0.3 K doğruluğa sahiptir. Tablo 4.3, ölçülen parametreler ve ilgili ekipmanı göstermektedir.

Tablo 4.4 Isı transferindeki belirsizlik

	T1 (C)	T2 (C)	cp (kj/kgC)	m (kg/sn)	Belirsizlik (%)
Test-1	25.1	28.2	3.71	0.0101	2.40
Test-2	25	28.1	3.71	0.0098	2.54
Test-3	24.8	27.7	3.71	0.0105	2.35

Isı transfer oranını watt cinsinden hesaplamak için Denklem 4.12 kullanıldı:

$$\dot{Q}_{\text{hava}} = \dot{m}c_p (T_o - T_i) \quad (4.13)$$

Burada Q_{hava} , ısı transfer oranı (W), T sıcaklık (K) ve c_p özgül ısı (J/kg) anlamına gelmektedir.

Isı transfer oranıyla ilgili ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve Mc Clintock [29] tarafından ileri sürülen yöntem kullanılmıştır:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial v_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial v_2} w_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial v_n} w_n\right)^2} \quad (4.14)$$

Burada w , $v_1, v_2 \dots v_n$ parametreleri ve bunların ilgili belirsizlikleri $w_1, w_2 \dots w_n$ 'nin bir fonksiyonu olan R sonucundaki belirsizliği temsil etmektedir. Bu parametreler dikkate alındığında, ısı transferindeki belirsizlik şu şekilde düzenlenebilir:

$$w_Q = \sqrt{(w_1 c_p (T_o - T_i))^2 + (w_2 \dot{m} c_p)^2 + (w_3 \dot{m} c_p)^2} \quad (4.15)$$

Burada w_Q , ısı transferindeki belirsizliği, w_1 , kütle akış hızındaki belirsizliği ve w_2 ile w_3 , ilgili sıcaklıklardaki belirsizlikleri temsil etmektedir.

Buna göre, ısı transferindeki maksimum belirsizlik %2.54 olarak bulunmuştur (Tablo 4.4). Denklem 4.14 ve Tablo 4.3'deki veriler kullanılarak, hava akış hızındaki maksimum belirsizlik %1.33 olarak belirlenmiştir.

İlk olarak bu bölümde kanatsız ve kanatlı durum için yapılan analizlerin deneysel ve teorik sonuçlarla doğrulanmasına değinilmiştir. Doğrulama işlemi sonrası hem kanatsız hem de kanatlı durum için incelenen parametrelerin CFD sonuçları ayrıntılı bir şekilde paylaşılmıştır.

5.1 Kanatsız Boru Analiz Sonuçları

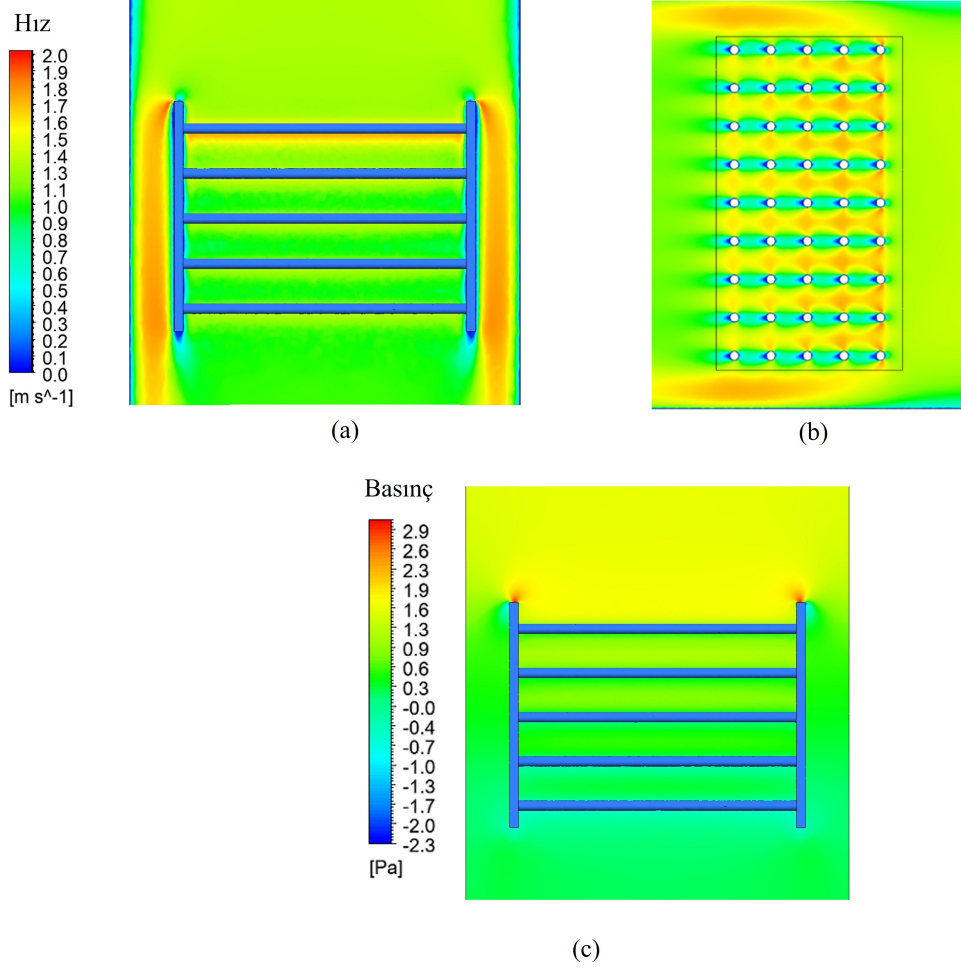
5.1.1 Orijinal Kondanser Doğrulama Sonuçlarının Kıyaslanması

Öncelikle, yukarıda verilen sınır koşulları kullanılarak kanatların modele dahil olmadığı dairesel borulu orijinal kondanserin 3D analizleri gerçekleştirilmiştir. İlk orijinal durum analizinde radyasyonun etkisini incelemek adına gri yüzey kabulü ile DO (Discrete Order) radyasyon modeli seçilerek analiz yapılmıştır.

Analiz sonuçları Tablo 5.1'de sunulmuş olup, boruların etrafındaki hız ve basınç konturları Şekil 5.1'de gösterilmektedir. Kondanser tarafından atılan toplam taşınım ısı transferi 98.5 W iken basınç düşümü CFD sonuçlarına dayanarak 1.1 Pa olarak hesaplanmıştır. Radyasyon ile ısı transferi yaklaşık 3.33 W çıkmıştır, toplam dağılımın %4.1'ine denk geldiği için bundan sonraki analizlere radyasyon ihmal edilerek devam edilmiştir.

Tablo 5.1 Orijinal kanatsız dairesel borulu kondanserin CFD sonuçları

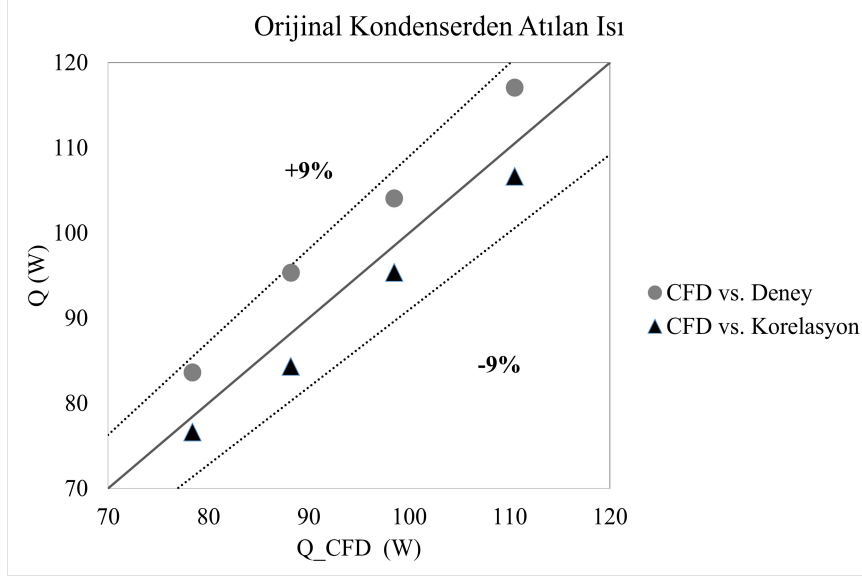
D_h (mm)	A_{toplam} (mm ²)	Hava hızı (m/s)	$T_{out,ort}$ (K)	Q_{dis} (W)	P_{statik} (Pa)	h (W/m ² K)	Q/A_{toplam} (W/m ²)
4.8	19.6	1.2	299.6	98.5	1.1	64.6	1145



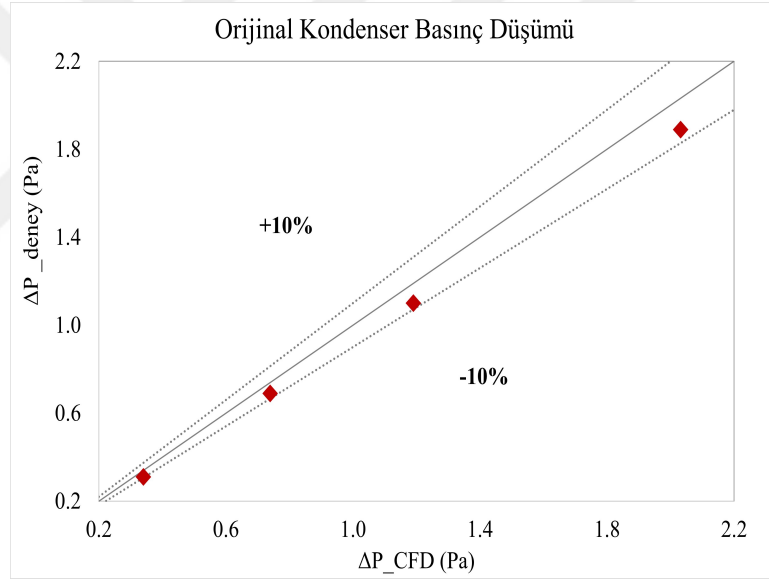
Şekil 5.1 Kanatsız orijinal kondenser (a) yatay ekseninde hız, (b) dikey ekseninde hız, (c) yatay ekseninde basınç kontörleri

Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te ilk grafik kondenslerden atılan ısı transferi özelinde CFD analizleri, deneysel sonuçlar ve Zukauskas korelasyonu ile elde edilen sonuçları kıyaslamaktadır. İkinci grafik ise farklı hava hızlarında (0.7, 0.9, 1.2 ve 1.5 m/s) elde edilen basınç düşümü değerlerini deneysel veriler ile CFD sonuçları arasında karşılaştırmaktadır.

Isı transferi değeri için, deneysel ve CFD sonuçları arasındaki maksimum fark %9, korelasyon ve simülasyon sonuçları arasındaki maksimum fark ise %6'dan azdır. Rüzgar tüneli ve CFD verileri kullanılarak dört farklı hava hızında basınç düşümü sonuçlarını karşılaştırdığımızda farkın %10'dan az olduğu görülmüştür.



Şekil 5.2 CFD yöntemiyle hesaplanan ısı transfer hızının deney ve korelasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması (0.7, 0.9, 1.2 ve 1.5 m/s hava hızında)

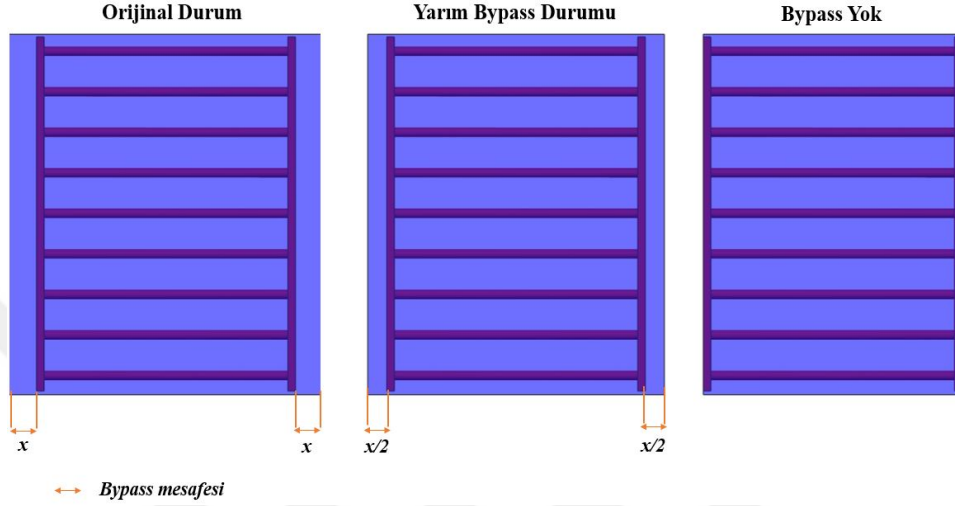


Şekil 5.3 CFD yöntemiyle hesaplanan basınç düşümünün deney ve korelasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması (0.7, 0.9, 1.2 ve 1.5 m/s hava hızında)

Yapılan analizlerde buzdolabı kabindibini simüle etmesi amaçlı kondenserin yerleştirildiği kanalın sağ ve sol kısmında bir miktar bypass alanı bırakılmıştır. Bypass alanının kondenser hız dağılımı, basınç düşümü ve ısı transfer performansına etkisini incelemek amacıyla aşağıda Şekil 5.4'de gösterilen üç farklı durum için analiz yapılmıştır. Orijinal durumda kondenserin sağ ve sol kısımlarında "x" mesafe boşluk bulunmaktadır. Bu mesafe yarıya indirilerek ve tamamen kaldırılarak bypass olmadığı durumlar incelenmiştir.

Tablo 5.2 Farklı bypass mesafeleri için CFD analiz sonucu

	Orijinal Durum	Yarım Bypass Alanı	Bypass Yok
Statik Basınç Düşümü (Pa)	1.1	1.6	2.3
Toplam Isı Transferi (W)	98.5	109.3	120.2
Hava Hızı (m/s)	1.2	1.4	1.6

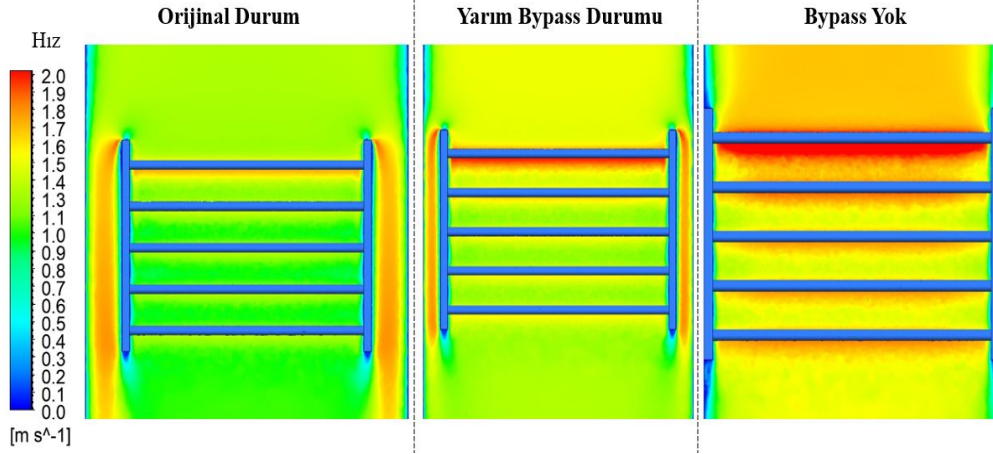


Şekil 5.4 Farklı bypass alanları için modeller

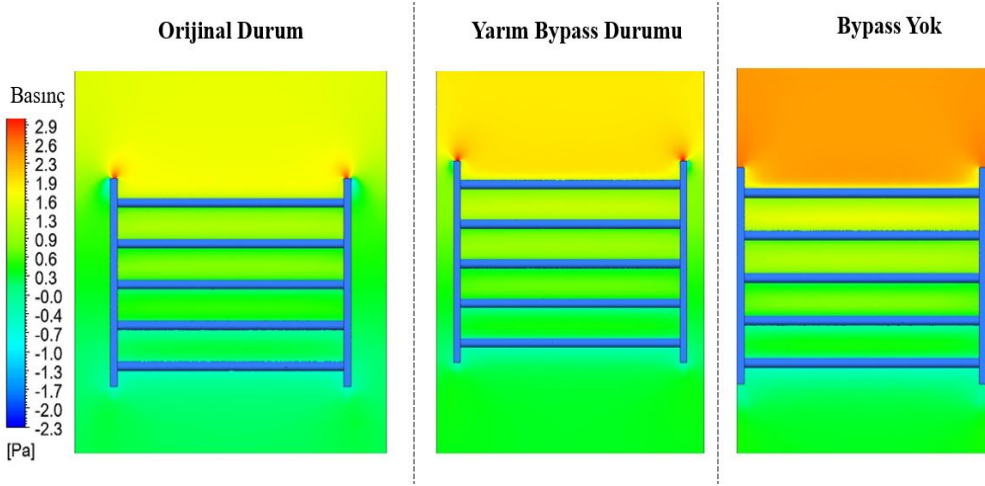
Mesafe azaldığında toplam hava giriş alanı azalacağından hava debisi aynı kalacak şekilde giriş hızı değişken kılınarak analizler yapılmıştır. Mevcut durumda 1.2 m/s olan hava hızı, yarım bypass durumu için 1.4 m/s, bypass olmayan durum için ise 1.6 m/s'dir.

Aynı hava debisi için analizler yapıldığında bypass alanından hava kaçısı azaldığı için kondenser üzerinden geçen artan hava debisi dolayısıyla ısı transferi ve sürtünme kaynaklı basınç kaybı artmaktadır. Bypass engellendiği durumda orijinal duruma göre basınç kaybı yaklaşık 2 katına çıkarken ısı transferi %22 oranında iyileşmiştir (Tablo 5.2).

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6, iki boru arasında yer alan hava akış yönü boyunca yatay eksen üzerindeki hız ve basınç dağılım kontörlerini göstermektedir. Yanlardan olan hava kaçısının engellenmesi daha fazla hava debisinin kondensere temasını sağladığı için boru boyunca hız profili ve artan sürtünme kuvvetleri nedeniyle basınç düşümü artmıştır. Serbest bölgelerden hava kaçısının minimize edilmesi ısı transfer performansını iyileştirmektedir. Çalışmanın devamında yapılan analizler orijinal durum modeli üzerinden devam ettirilmiştir.



Şekil 5.5 Farklı bypass alanları için yatay eksen üzerindeki hız kontörleri



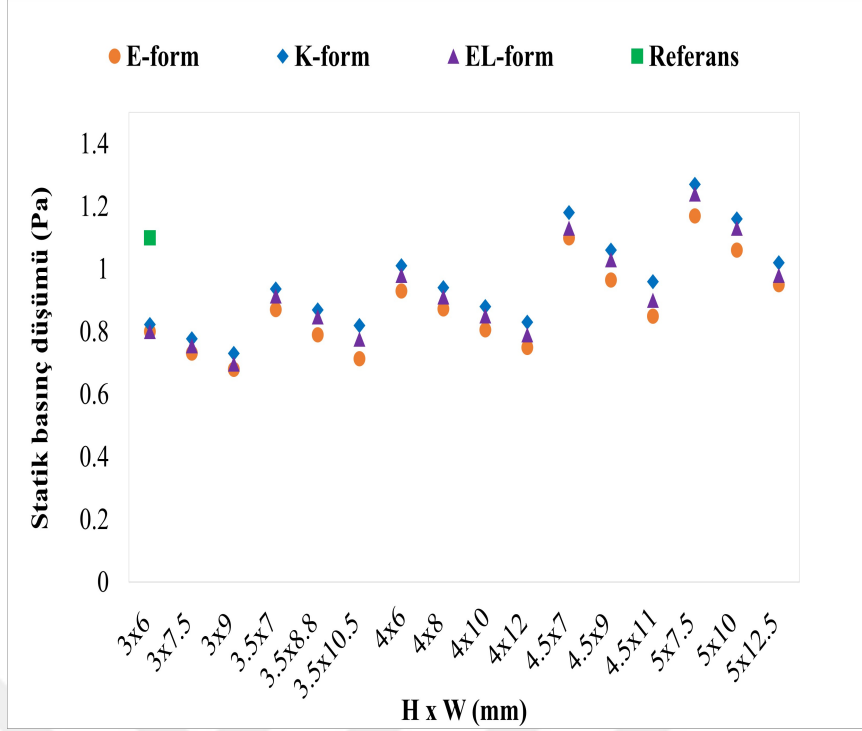
Şekil 5.6 Farklı bypass alanları için yatay eksen üzerindeki basınç kontörleri

5.1.2 Parametrik Analiz Sonuçları

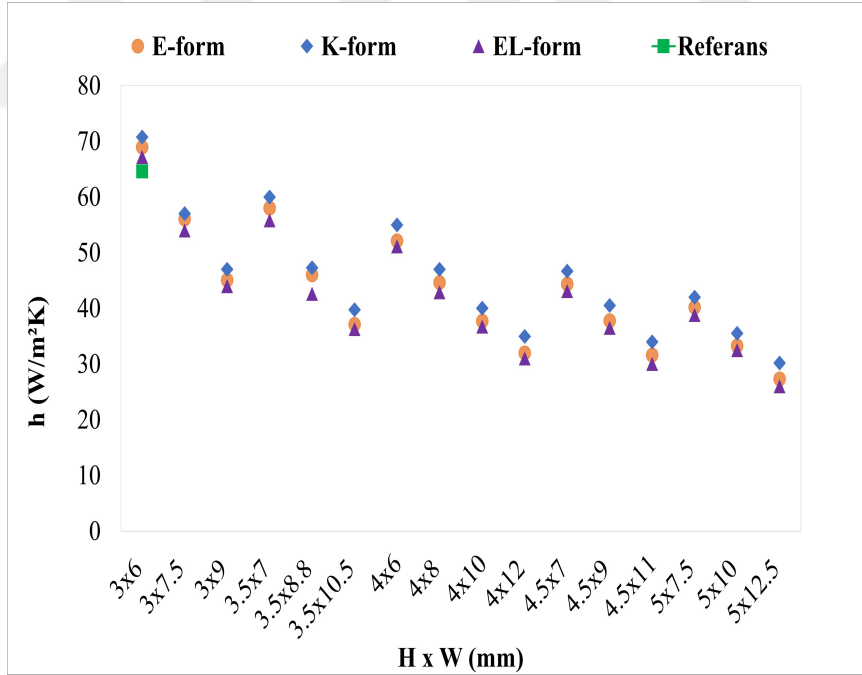
Sayısal modelin deneysel doğrulamasından sonra kondenser boru şekli, boru mesafesi, boru dizilimi ve boru boyutları gibi değişkenler kullanılarak parametrik bir çalışma yapılmıştır ve sonuçlar orijinal dairesel borulu kondenser ile karşılaştırılmıştır.

Aşağıdaki grafiklerde gösterilen "Referans" noktası, orijinal kanatsız kondenser için analiz sonuçlarını temsil etmektedir (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8).

Analiz sonucuna göre düz boru dizilimi için boru şekline bağımsız olarak, boru yüksekliği azaldıkça ve boru genişliği arttıkça sürüklenme ve viskoz kuvvetlerin azalması nedeniyle basınç düşümü azalmaktadır. Boru yüksekliği ve genişliği arttıkça, ısı transfer katsayısı toplam yüzey alanının artması nedeniyle azalmaktadır.



Şekil 5.7 Farklı boru şekilleri için boru boyutlarına göre statik basınç düşümündeki değişim (düz dizilim)

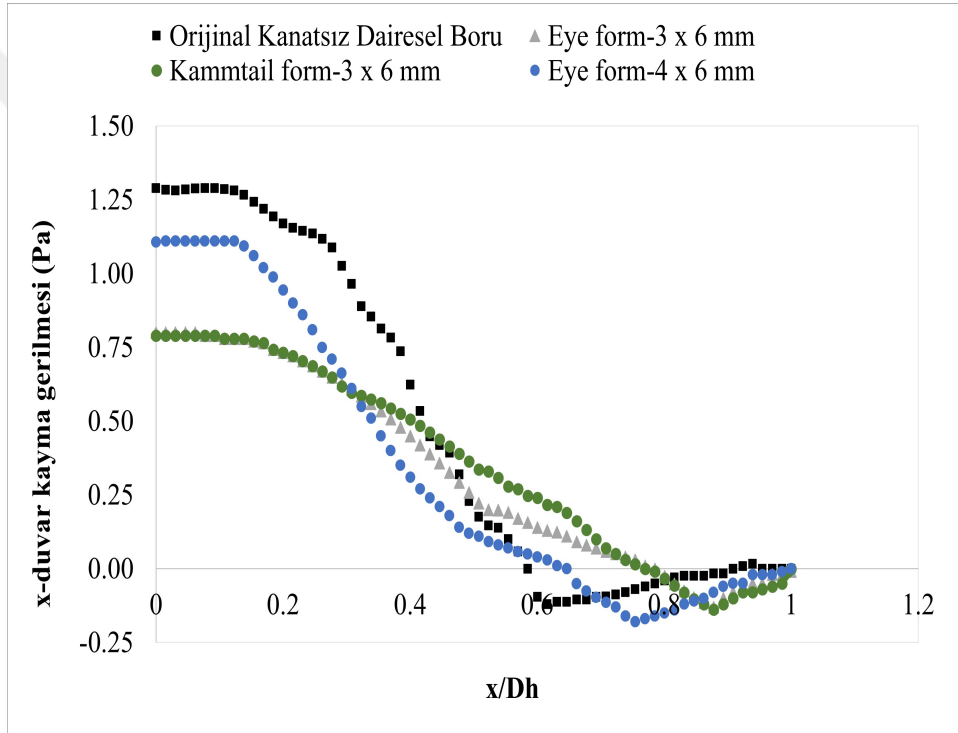


Şekil 5.8 Farklı boru şekilleri için boru boyutlarına göre ısı transfer katsayısı değişimi (düz dizilim)

Şekil 5.9, dairesel boru ve üç farklı alternatif boru şekli için akış boyunca x-duvar kayma gerilimindeki değişimleri göstermektedir. Ayrılma noktaları ("S" olarak belirtilmiştir) ve x-duvar kayma geriliminin 0 olduğu noktadır.

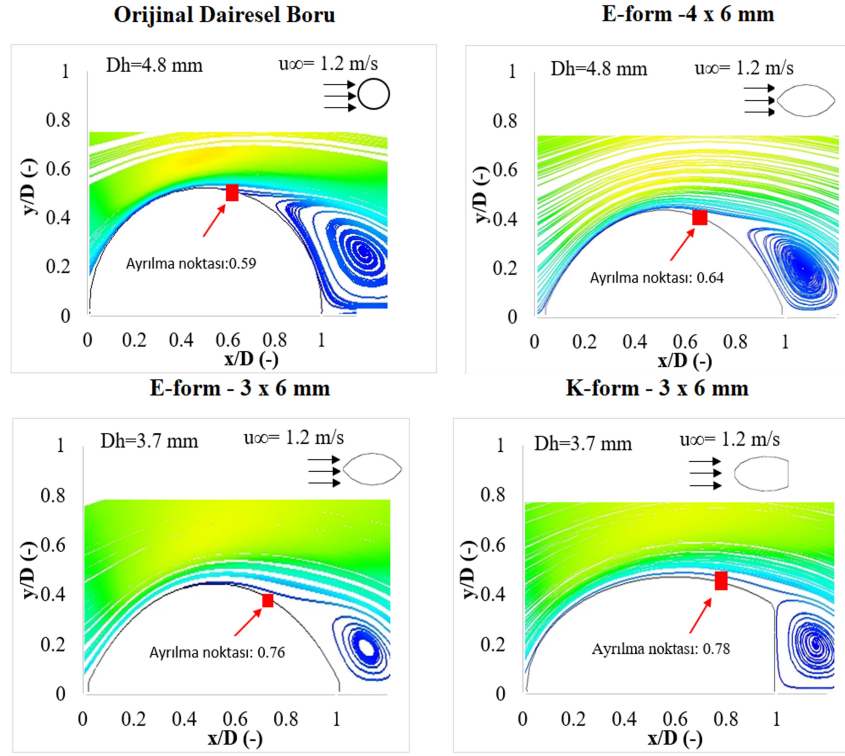
Ayrılma noktası sırasıyla dairesel tasarım için 0.59, 4×6 mm e-formu için 0.65, 3×6 mm e-formu için 0.76 ve 3×6 mm k-formu için 0.78 olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlar, alternatif boru tasarımlarının ayrılma noktasını geciktirdiğini ve temas alanını artırdığını göstermektedir; özellikle 3×6 mm k-formu için orijinal dairesel boruyla karşılaştırıldığında temas alanında %30'luk bir artış elde edilmiştir.

Dairesel kesitli boru, keskin bir geometriye sahip olduğundan akış yüzeyden daha erken ayrılırken, diğer geometrilerde akış, daha uzun bir mesafe boyunca akış hattını (bir kanat profili gibi) izlemektedir. Bu, ısı transfer yüzey alanını artırır ve sürüklenme bölgesinin azalması nedeniyle basınç düşümünü azaltır. Bu sonucun en iyi göstergesi, yeni tasarımla yüzey alanının %10.5 daha küçük olmasına rağmen, benzer ısı transferi ve %28.1 daha az basınç düşümünün elde edilmiş olmasıdır.



Şekil 5.9 Farklı konfigürasyonlar için duvar kayma geriliminin x bileşeninin x/D_h 'ye göre değişimi ("S" her konfigürasyon için ayrılma noktası)

Ayrıca, yüzey şeklinin etkisi nedeniyle orijinal boruya kıyasla 3×6 mm k-formu tasarımında düşük hızlı ölü bölge ve borunun arkasındaki sirkülasyon alanı azaltılmıştır (Şekil 5.10). Bu, benzer ısı transfer kapasiteleri için basınç düşüşündeki azalmayı açıklamaktadır.



Şekil 5.10 Ayrılma noktası ve hız akış çizgileri

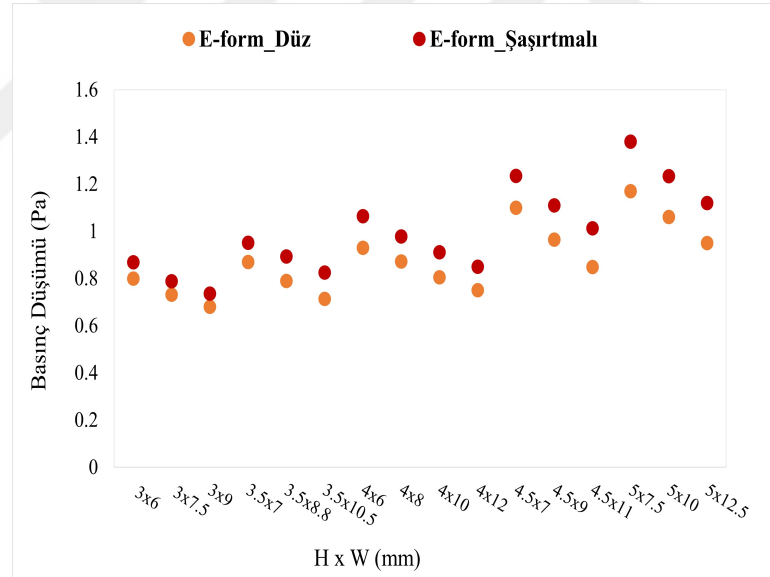
Tablo 5.3, orijinal kondenser ile üç alternatifin sayısal sonuçlarını özetlemektedir. Orijinal kondenslerle aynı hidrolik çapa sahip olan e-form 4×6 mm tasarımında, ısı transferi ve yüzey alanı sırasıyla %15.7 ve %9.3 artarken, basınç düşümü %15.5 azalmıştır. K-form 3×6 mm tasarımı, orijinal kondenser ile benzer ısı transferini sağlarken %7 daha az yüzey alanına sahiptir. Taşınım katsayısı, orijinal kondensere kıyasla %9.4 artarken basınç düşümü %27.2 azalmıştır. Boru yüksekliği 3 mm'den 4 mm'ye çıktığında, yüzey alanı arttığı için kondenser tarafından atılan ısı yaklaşık %18 artmıştır. Orijinal kondenslerin ağırlığı ile karşılaştırıldığında, e-form 3×6 mm tasarımının ağırlığı %17.9, k-form 3×6 mm'in ağırlığı ise %12.8 daha hafifken, e-form 4×6 mm'nin ağırlığı %2.5 daha ağırdır. Ancak birim ağırlık başına aktarılan ısı miktarını (W/kg) karşılaştırdığımızda, üç geometrinin de daha iyi performans gösterdiği görülmektedir; e-form 3×6 mm tasarımı %19.3, k-form 3×6 mm tasarımı %13.5 ve e-form 4×6 mm tasarımı %12.8 iyileşme sağlamıştır.

Analizin ikinci bölümünde, boruların şaşırtmalı yerleşiminin akış alanı, ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şaşırtmalı dizilim, aynı hava hızı için düz dizilime kıyasla daha fazla ısı transferi sağlar ve artan türbülans nedeniyle daha yüksek basınç düşümüne neden olur.

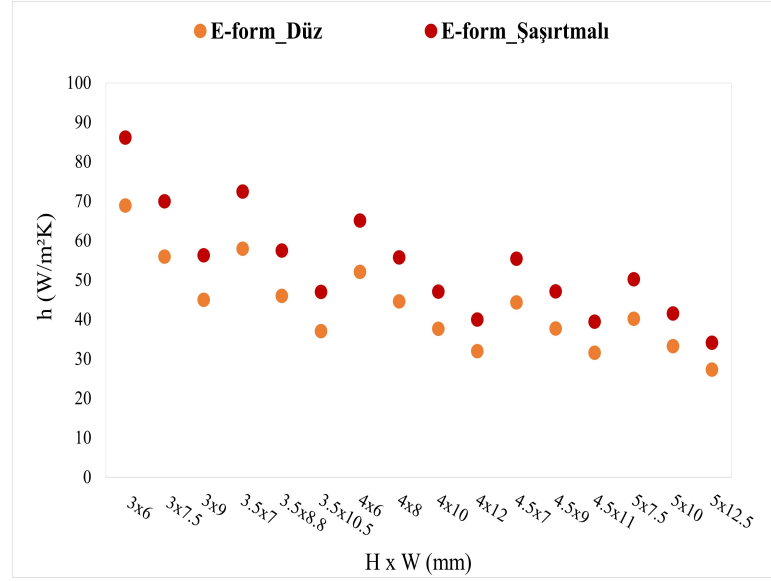
Tablo 5.3 Orijinal boru ve alternatif tasarımlar için CFD sonuçları

	Orijinal	e-form 4×6 mm	e-form 3×6 mm	k-form 3×6 mm
A_{boru} (m ²)	0.086	0.094	0.078	0.077
D_h (mm)	4.8	4.7	3.7	3.7
Malzeme ağırlık (kg)	1.95	2.0	1.60	1.70
Q (W)	98.5	114	96.4	97.4
P_{statik} (Pa)	1.1	0.93	0.8	0.79
Q/A (W/m ²)	1145	1213	1236	1265
Q/m (W/kg)	50.5	57.0	60.2	57.3
h (W/m ² K)	64.6	52.1	68.9	70.7
hA (W/K)	5.55	4.90	5.37	5.44
S noktası (x/D_h)	0.59	0.64	0.76	0.78
Türbülans yoğunluğu (%)	55	43.7	39	38.4

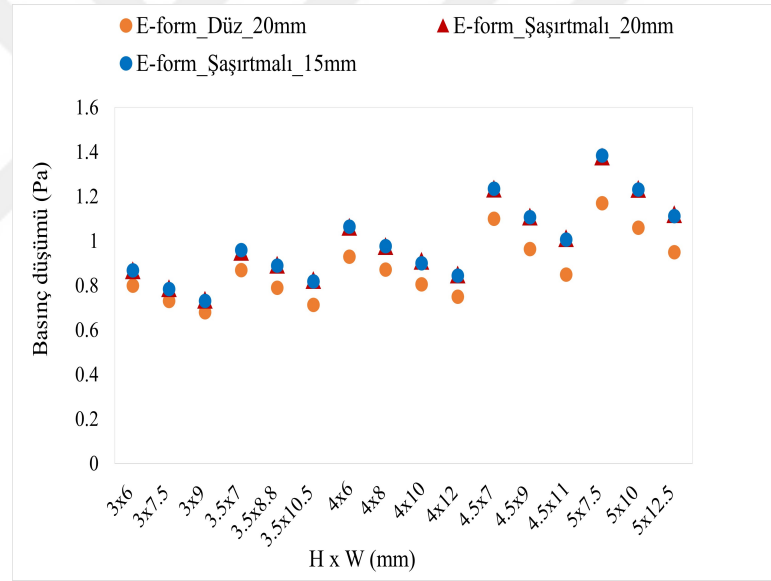
Şekil 5.11 ve Şekil 5.12, e-form konfigürasyonları için sonuçları göstermektedir. Isı transfer katsayısı ve hava tarafındaki basınç düşümü, düz dizilime kıyasla sırasıyla %28 ve %22 oranında artmıştır.

**Şekil 5.11** Boru diziliminin (şaşırtmalı veya düz) statik basınç düşümü üzerindeki etkisi (e-form, S = 20 mm)

Boru mesafesinin (20 mm veya 15 mm) ısı transfer hızı ve basınç düşümü üzerindeki etkisini incelemek için üç farklı boru şekli için analizler yapılmıştır. Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'de gösterilen analiz sonuçlarına göre, boru mesafesinin 20 mm'den 15 mm'ye azalması, statik basınç düşümü, ısı transfer kapasitesi veya hava hızı profilleri üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir. Ancak, benzer bir performansta daha kompakt bir kondenser tasarımı elde etmek için ısı değiştiricinin hacminin %30'a kadar azaltılabileceği için olanağ sağlamaktadır.



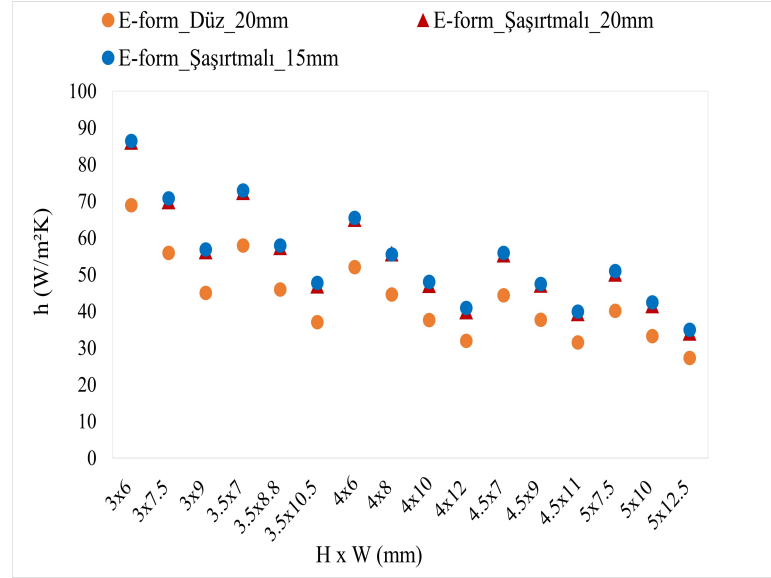
Şekil 5.12 Boru diziliminin (şaşırtmalı veya düz) ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (e-form, S = 20 mm)



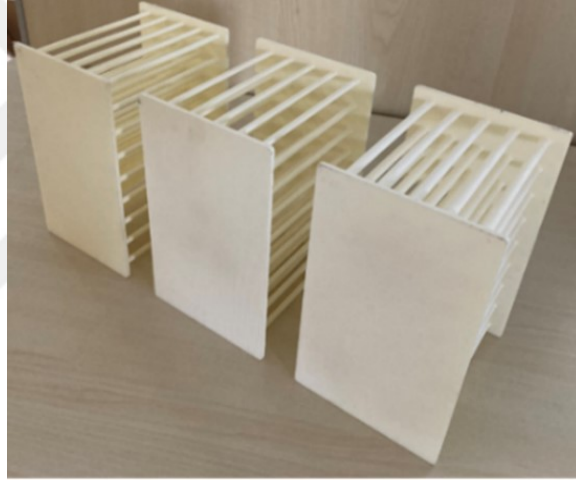
Şekil 5.13 Boru mesafesinin basınç düşümü üzerindeki etkisi

5.1.3 Alternatif Tasarımların Doğrulama Sonuçlarının Kıyaslanması

Analiz sonuçlarına göre elde edilen optimum tasarımlar için CFD analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla, önceki bölümde bahsedilen alternatif e-form ve k-form boru modelleri ile kanatsız orijinal dairesel borulu kondenser, 3D baskı üretim yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Hava tarafı basınç düşümü ölçümleri için kullanılan prototipler Şekil 5.15'de gösterilmektedir.



Şekil 5.14 Boru mesafesinin ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi



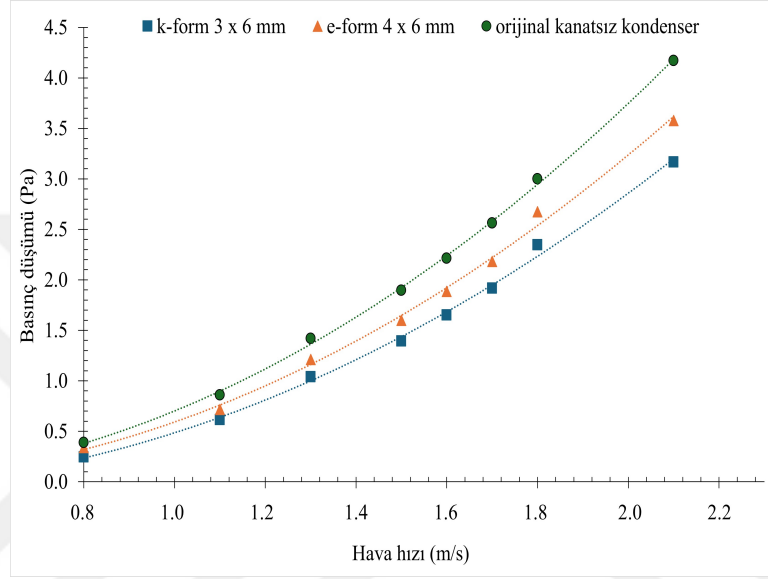
Şekil 5.15 Deneysel çalışmalar için üretilen prototipler

Orjinal boru ile diğer iki tasarımın hava hızına bağlı basınç düşümü değişim eğrileri, istatistiksel analizle belirlenmiş, rüzgar tüneli ölçümlerinden elde edilmiştir. Sonuçlar CFD simülasyonlarıyla karşılaştırılmıştır. Ortalama hava giriş hızı 1.2 m/s olduğunda, orijinal kondenserin basınç düşümü 1.19 Pa olarak ölçülmüştür.

Hava hızı arttıkça basınç düşümü de artmıştır (Şekil 5.16). Alternatif tasarımlar ile orijinal kondenser arasındaki basınç düşümü farkı, hava hızı arttıkça artmıştır. Rüzgar tüneli ölçüm sonuçlarına göre, 3×6 mm k-formu ve 4×6 mm e-formu, aynı hava akış hızı için orijinal kanatsız kondensere kıyasla sırasıyla %26.5 ve %14.6 oranında basınç düşümü azalması sağlamıştır. CFD sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, 3×6 mm k-formu ile basınç düşümü %28.2, 4×6 mm e-formu ile %15.5 azalmıştır. Her iki durum için deneysel ve CFD sonuçlarının iyileştirme oranları kıyaslandığında sonuçlar arasındaki sapma %6'dan azdır (Tablo 5.4).

Tablo 5.4 Optimum tasarımlar için 1.2 m/s hava hızında deneysel ve CFD sonuçlarının kıyaslanması

	Deneysel basınç düşümü (Pa)	% Deneysel çalışma farkı	% CFD analizleri farkı
Orijinal	1.19	-	-
k-form - 3×6 mm	0.87	-26.5	-28.2
e-form - 4×6 mm	1.02	-14.6	-15.5



Şekil 5.16 Farklı tasarımlar için hava hızı ile basınç düşümünün değişimini gösteren deneysel sonuçlar

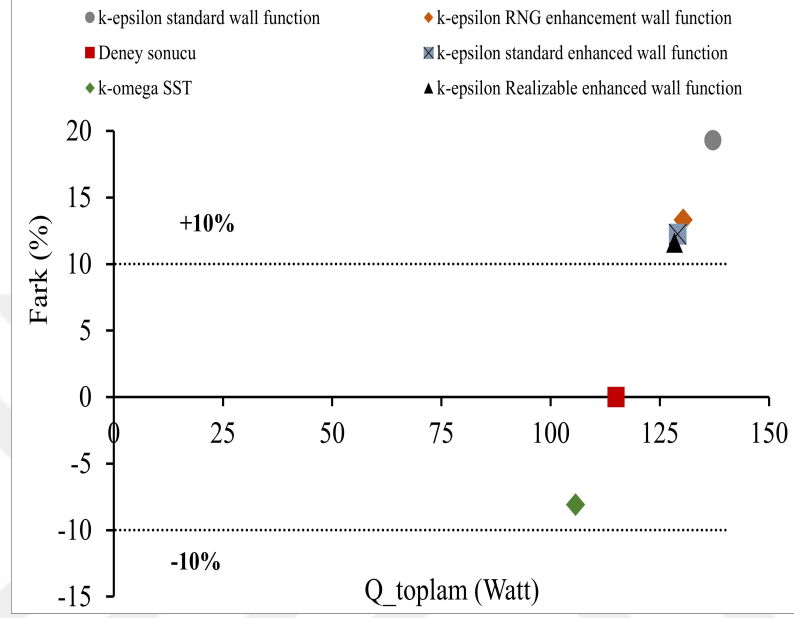
5.2 Kanatlı Boru Analiz Sonuçları

Çalışmanın bu kısmında kanatsız boru analizlerinde performans olarak öne çıkan orijinal dairesel boru formuna göre daha az yüzey alanına sahip 3 × 6 mm (H x W) Kammtail formuna sahip profil kullanılarak kanatın etkisi irdelenmiştir. Basınç kaybını azaltmak ve ısı transfer hızını iyileştirmek için hava hızı, kanat mesafesi, boru sıra sayısı, boru ve kanat diziliminin etkileri incelenmiştir.

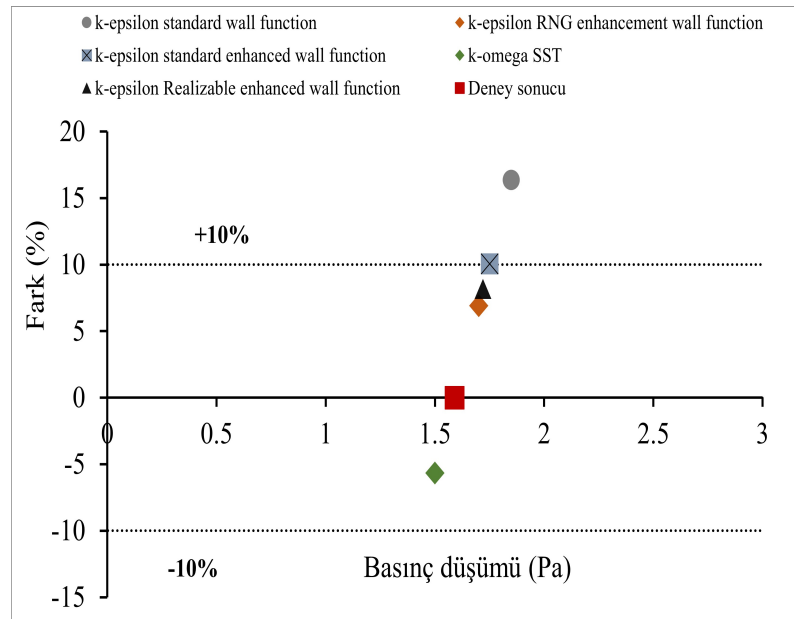
5.2.1 Tel Kanatlı Orijinal Kondenserin Sayısal Model Validasyonu

Literatürdeki birçok çalışma, benzer koşullar altında düşük Reynolds sayılarında akış bozulmalarını incelemek için türbülans modellerini kullanmıştır. Bu çalışmada, farklı türbülans modellerinin etkisini incelemek için analizler yapılmıştır, bunlar k-e standard wall, k-e RNG, k-e realizable ve k-w SST modelleridir. Temel amaç, deneysel verilerle en yakın uyumu sergileyen türbülans modelini belirlemektir.

Deneylerin sonuçlarına göre, 1 m/sn hava hızı için toplam ısı transferi ve statik basınç düşümü sırasıyla yaklaşık olarak 115 W ve 1.59 Pa olarak hesaplanmıştır. Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'te sunulan bulgulara dayanarak, deneysel araştırma için en iyi sonuçların k-w SST modeli kullanılarak elde edildiği ve bunun %10'dan az farklılık gösterdiği sonucuna varılmıştır. Bu model temel alınarak sonrasında parametrik analizler yapılmıştır.



Şekil 5.17 Farklı türbülans modelleri için ısı transferi özelinde CFD sonuçlarının kıyaslanması (1 m/s hava hızı)

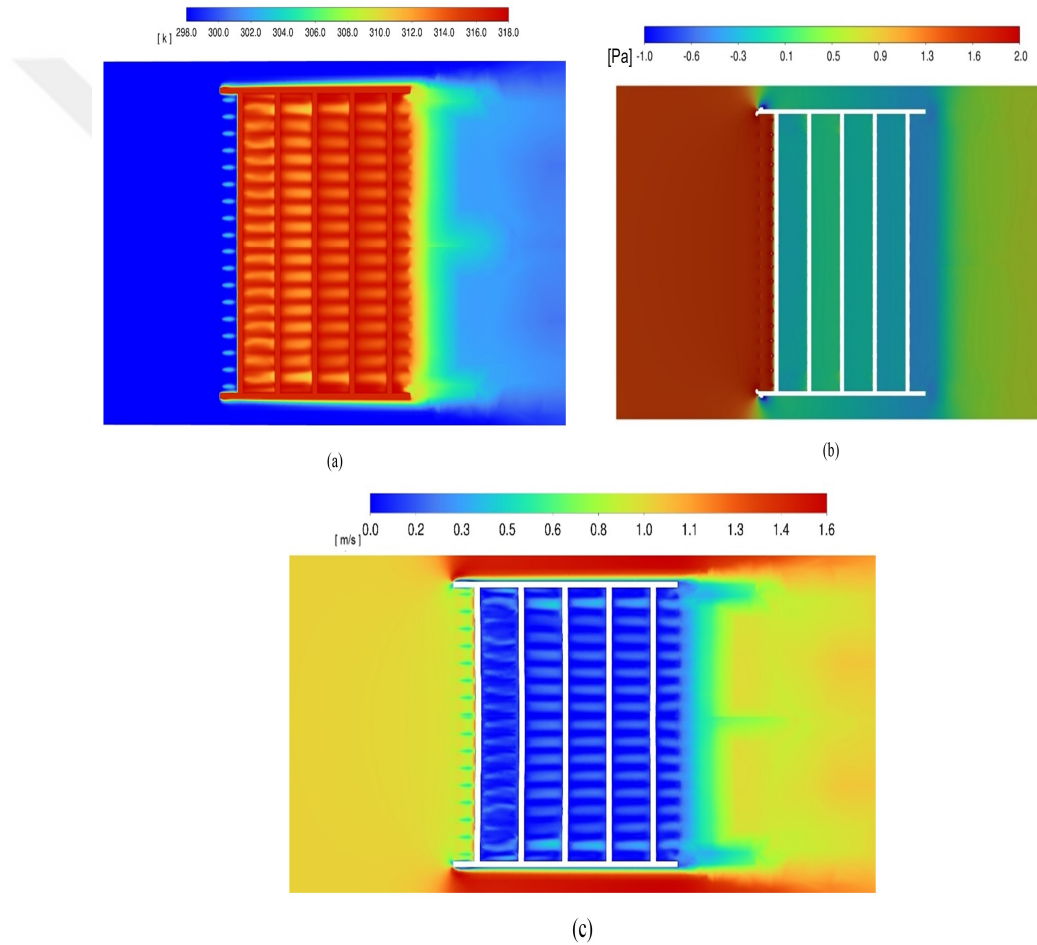


Şekil 5.18 Farklı türbülans modelleri için basınç düşümü özelinde CFD sonuçlarının kıyaslanması (1 m/s hava hızı)

Tablo 5.5 Orijinal tel kanatlı dairesel borulu kondenserin CFD sonucu

D_h (mm)	A_{toplam} (m ²)	A_{kanat} (m ²)	Hava hızı (m/s)	$T_{out,ort}$ (K)	Q_{dis} (W)	P_{statik} (Pa)	h (W/m ² K)	q (W/m ²)
4.8	0.22	0.13	1.0	300.6	105.7	1.5	25.8	480.5

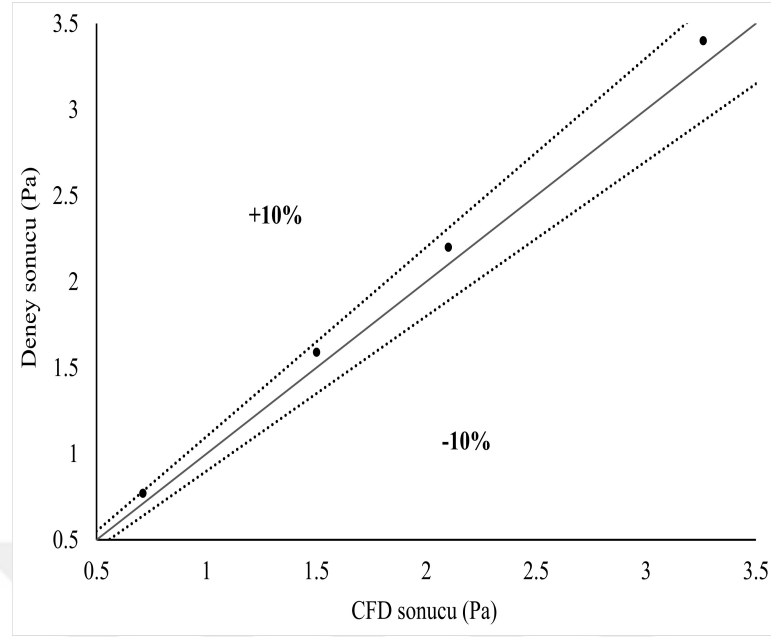
Tablo 5.5, 1 m/s hava hızında basınç düşümü ve ısı transfer hızının CFD analizi sonuçlarını göstermektedir. Şekil 5.19, orijinal kanatlı kondenserin hız ve basınç kontürlerini göstermektedir. Bu sonuçlar ilgili deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. CFD sonuçlarına dayanarak, kondenserin 105.7 W ısı yaydığı ve 1.5 Pa basınç düşümüne neden olduğu belirlenmiştir. Model ile deneysel sonuçlar arasındaki fark %10'dan azdır.



Şekil 5.19 Orijinal kanatlı kondenser için (a) Sıcaklık konturu, (b) statik basınç konturu ve (c) simetri düzlemi üzerindeki hız konturu (modelin ortası)

Hava tarafındaki basınç düşümü ile ilgili CFD çalışmasının bulgularının geçerliliğini belirlemek için, orijinal kondenser için hava hızı eğrisi varyasyonlarını oluşturmak amacıyla rüzgar tüneli ölçümleri yapılmıştır. Orijinal kondenser için basınç düşümü, ortalama hava giriş hızı 1 m/s olacak şekilde 1.59 Pa olarak ölçülmüştür.

Deney ve CFD analizleri arasındaki fark %10'dan az hata payına sahiptir (Şekil 5.20).



Şekil 5.20 Statik basınç düşümü için CFD vs. deney sonuçlarının kıyaslanması

5.2.2 Parametrik Analiz Sonuçları

Yeni Kammtail boru tasarımının hava tarafındaki performans üzerindeki etkisini değerlendirmek için, orijinal dairesel boru profiline 10 mm aralıklı dalgalı kanat (Durum-2) eklenmiştir. Daha sonra, aynı koşullar altında Kammtail boru profili (Durum-3) bu durumlar ile karşılaştırılmıştır. Orijinal kondenser tasarımı (Durum-1) ile karşılaştırıldığında, Durum-2 toplam yüzey alanında %16.3 büyüme, basınç düşümünde %38 artış ve genel ısı transfer katsayısında %3 iyileşme elde edilmiştir. Durum-3 tasarımıyla karşılaştırıldığında, yüzey alanı, basınç düşümü ve ısı transfer katsayısı sırasıyla %12.3, %19 ve %9 daha düşüktür.

Durum-3 tasarımı için toplam ısı transfer hızının orijinale göre %22.8 daha yüksek olduğu görülmüştür. Aynı kanat tipleri ve kanat yüzey alanları için, Kammtail boru konfigürasyonunun, orijinal dairesel boru şekline göre daha yüksek ısı transfer katsayısına ve daha düşük basınç düşümüne sahip olduğu görülmüştür (Tablo 5.6). Bu sonuç, aynı kanat tipi ve kanat yüzey alanı koşulları altında boru şeklinin basınç düşümü üzerindeki etkisini göstermektedir.

Şekil 5.21, Kammtail boru formuna sahip kondanserin düz boru dizilimi durumunda statik basınç düşümündeki değişimini farklı hava hızı, kanat aralığı ve boru sıra sayısına bağlı değişimini göstermektedir. Beklendiği gibi, hava hızı 0.5 m/s'den 1 m/s'ye çıktığında, boru sıra sayıları 5 ve 4 için kondenser üzerindeki statik basınç düşümü %66.6'ya kadar artmaktadır.

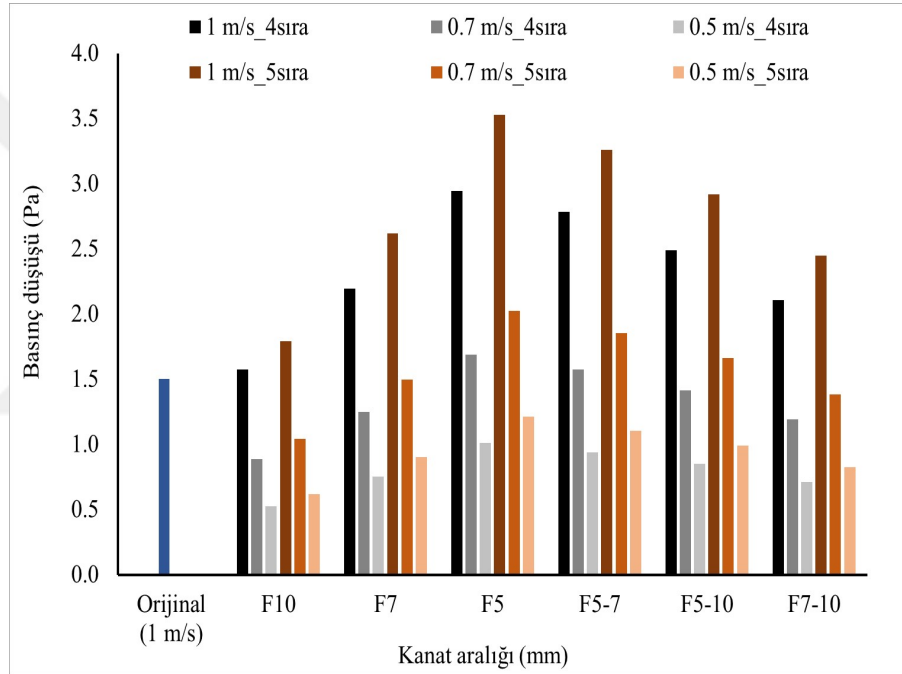
Tablo 5.6 Kanatlı durumda boru formunun etkisi

	Durum-1	Durum-2	Durum-3
	Orijinal tel kanatlı kondenser	Orijinal dalga kanatlı kondenser	Dalga kanatlı Kammtail boru kondenser
Boru formu	Dairesel	Dairesel	Kammtail
Boru boyutu [mm]	4.8	4.8	3 × 6
Yatay boru sıra sayısı	5	5	5
Dikey boru sayısı	9	9	9
Kanat tipi	Tel	Dalgalı	Dalgalı
Kanat mesafesi [mm]	5	10	10
Çıkış sıcaklık [K]	300.6	300.9	301
ΔP [Pa]	1.5	2.1	1.8
Kanat alanı [m ²]	0.13	0.17	0.17
Boru alanı [m ²]	0.090	0.090	0.079
Toplam alan [m ²]	0.22	0.26	0.25
ΔT_{lm} [K]	18.7	18.5	18.4
Q_{toplam} [W]	105.7	129.7	129.9
h_{toplam} [W/m ² K]	25.8	26.6	28.1
q_{toplam} [W/m ²]	480.5	493.1	518.0

Kanat aralığı azaldıkça, toplam yüzey alanı artar ve sürtünme artar. Sonuç olarak, hava hızına bağlı olarak statik basınç düşümünde %32.9 ila %97 arasında artış görülmüştür.

Boru sıra sayısının 5'ten 4'e düşmesi, toplam yüzey alanında ve akış yönündeki akış direncinde azalma sağlar. Bu durum basınç düşümünün %12.1 ila %16.6 arasında azalmasını sağlamıştır.

Kammtail borulu kondanser orijinal kondenserle karşılaştırıldığında, 0.7 m/s hava hızında ve 4 adet boru sıra sayısında, basınç düşümünün kanat aralığına bağlı olarak %5.1 ila %40.9 arasında azaldığı görülmüştür. Sonuçlar, Şekil 5.21'de detaylı gösterilmiştir.

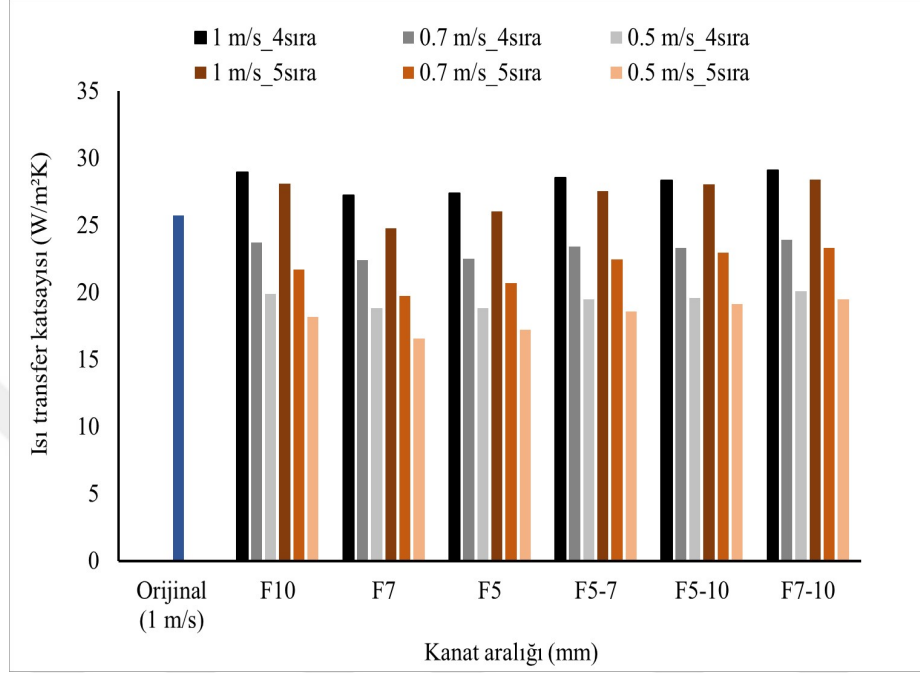


Şekil 5.21 Düz boru dizilimi için kanat aralığı, boru sıra sayısı ve hava hızındaki değişikliklerin basınç düşümü üzerindeki etkisi

Hava hızının artması, taşınım ısı transfer katsayısında %18 ila %33.4 arasında bir artışa neden olmuştur (Şekil 5.22). Isı transfer katsayısı, özellikle homojen kanat diziliminde daha az boru sıra sayısı için %10'a kadar daha yüksek bulunmuştur, bu da beklentilerle uyumludur.

Homojen kanat dizilimi için kanat aralığı 10 mm'den 5 mm'ye düştüğünde, yüzey alanı arttığından ısı akısının azalmasına bağlı olarak tüm hava hızlarında taşınım katsayısı yaklaşık %4.7 ila %11.7 arasında azalmaktadır. Homojen kanat dizilimine kıyasla, hibrit kanat diziliminde ısı transfer katsayısı yaklaşık %10 artmıştır.

Orijinal kondensere kıyasla Kammtail borulu kondenserin taşınım ile ısı transfer katsayısı, 4 adet boru sıra sayısı ve 0.7 m/s hava hızı için kanat aralığına bağlı olarak %7 ila %13 arasında azalmıştır, bu durum toplam yüzey alanının artmasına bağlı olarak ısı akısının (birim alandan atılan ısı transferi) azalmasından kaynaklanmaktadır (Şekil 5.22). Ayrıca, toplam ısı transfer hızı %4.2 ila %23.8 arasında artmıştır.

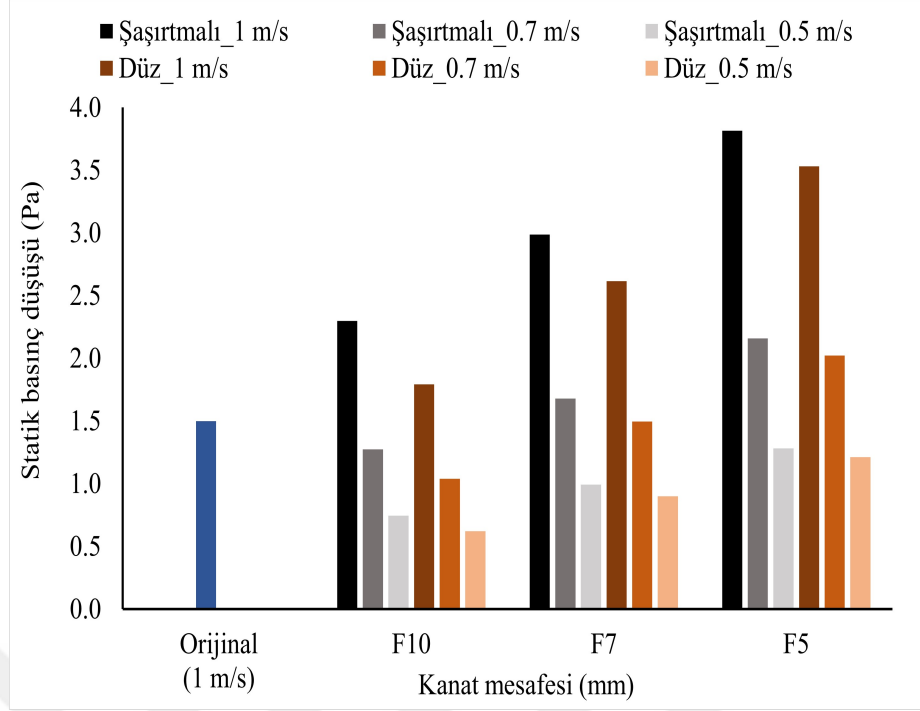


Şekil 5.22 Düz boru dizilimi için kanat aralığı, boru sıra sayısı ve hava hızındaki değişikliklerin ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

Şekil 5.21 ve Şekil 5.22, yeni Kammtail boru tasarımı için boru sıra sayısı 5 mm'den 4 mm'ye indiğinde, basınç düşümünün %58.7 ila %110.7 aralığında, taşınım ile ısı transfer katsayısının ise kanat aralığına bağlı olarak %23 ila %28.9 arasında değiştiğini göstermektedir. Ek olarak, ısı transfer değerinde %21.6 ile %62 arasında bir değişime neden olmuştur.

Şekil 5.23, yalnızca homojen kanat dizilimi için şaşırtmalı ve düz boru dizilimi arasındaki statik basınç düşümündeki değişimi göstermektedir. Hava hızı arttıkça statik basınç düşümü de artmaktadır. Kondenselerin hava tarafındaki performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri kanatlar arasındaki mesafedir.

Daha önce belirtildiği gibi, şaşırtmalı boru diziliminde, kanat mesafesinin 10 mm'den 5 mm'ye düşürmek, hava hızına bağlı olarak %29.9 ila %72 arasında bir basınç düşümü artışına neden olmaktadır. 1 m/s hava hızında şaşırtmalı dizilim durumunda statik basınç düşümü düz boru dizilimi ile karşılaştırıldığında %8 ila %28.2 arasında artmaktadır.

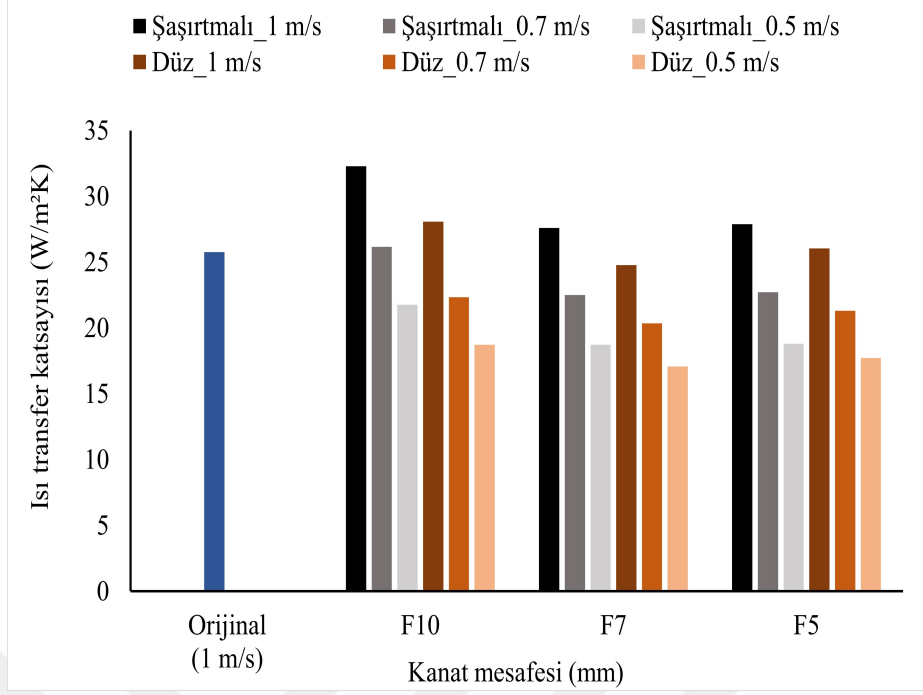


Şekil 5.23 Şaşırtmalı ve düz dizilim için kanat aralığının ve hava hızının değişimiyle statik basınç düşümünün varyasyonu (Boru sıra sayısı=5)

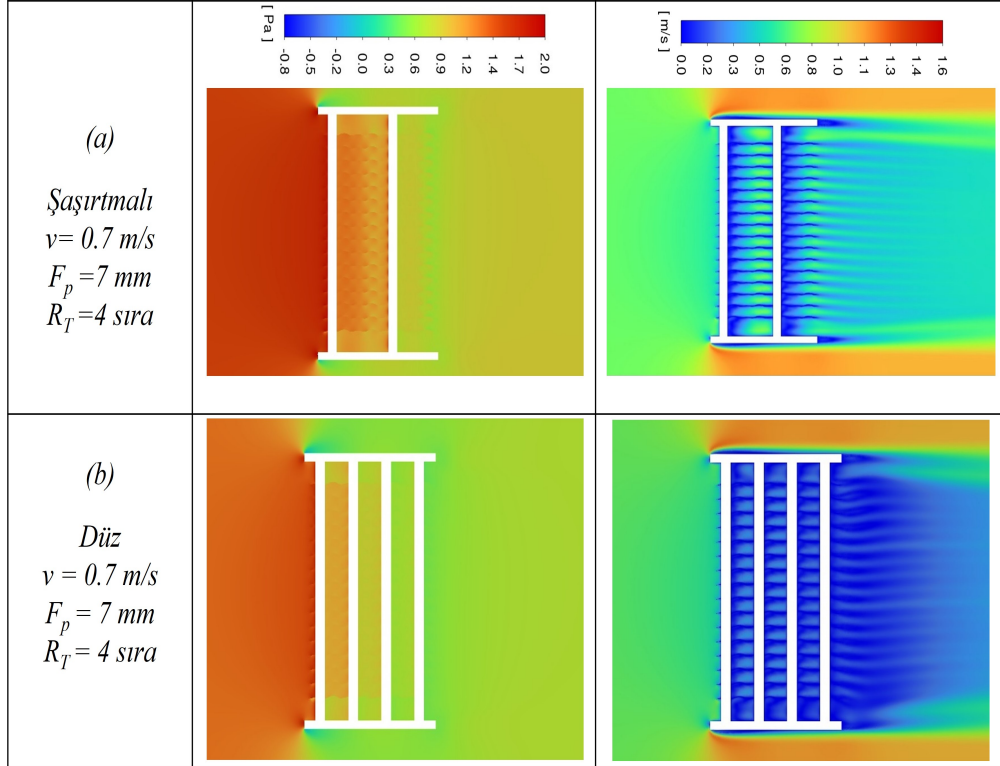
Şekil 5.24, şaşırtmalı boru dizilimi için 5 mm ile 10 mm arasında değişen kanat aralığının ortalama ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Kanat aralığı arttıkça ısı transfer katsayısı da artmaktadır. Serbest akış hızı 1 m/sn için taşınım ile ısı transfer katsayısı, aynı akış koşulları altında 5 mm kanat aralığı için yaklaşık $27.9 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve 10 mm kanat aralığı için $32.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. Isı transfer katsayısındaki artış yaklaşık %15.7'dir. Düz dizilim ile karşılaştırıldığında, şaşırtmalı dizilimin taşınım ile ısı transfer katsayısı %6 ile %17.1 arasında artmaktadır (Şekil 5.24). Şaşırtmalı dizilim, aynı hava hızında daha büyük bir ısı transferine ve artan türbülans nedeniyle daha yüksek basınç kaybına neden olmaktadır.

Şekil 5.25, düz ve şaşırtmalı boru diziliminin hız ve basınç dağılımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Aynı boru sayısı, kanat aralığı ve hava hızı için şaşırtmalı boru dizilimi uygulandığında, borular arası türbülans ve hızdaki artış nedeniyle basınç kaybının %12, ısı transferinin ise %7.7 arttığı gözlemlenmiştir.

Analizlerin ardından, orijinal kondansere alternatif iki farklı tasarım önerilmiştir (Tablo 5.7). Tasarım-1, homojen dalgalı kanat yerleşimine sahip 7 mm kanat aralıklı ve 4 sıra boru sayısına sahip şaşırtmalı boru dizilimine sahiptir. Önerilen bu tasarımda hava hızı 0.7 m/s'dir. Öte yandan, Tasarım-2, 0.7 m/s serbest akış hızı için 7 ile 10 mm arasında değişen aralıklarla hibrit dalgalı kanat yapısına sahiptir, 4 sıra düz boru dizilimini içerir.



Şekil 5.24 Şaşırtmalı ve düz dizilim için kanat aralığının ve hava hızının değişimiyle ısı transfer katsayısı varyasyonu (Boru sıra sayısı=5)



Şekil 5.25 Kanatlı durumda boru formunun etkisi

Tablo 5.7 Orijinal tel kanatlı dairesel borulu kondansere alternatif tasarımlar

	Orijinal	Tasarım-1	Tasarım-2
Boru formu	Dairesel	Kammtail	Kammtail
Boru boyutu [mm]	4.8	3 × 6	3 × 6
Yatay boru sayısı	5	4	4
Boru dizilimi	Düz	Şaşırtmalı	Düz
Kanat tipi	Tel	Dalgalı	Dalgalı
Kanat mesafesi [mm]	5	7	7-10
Kanat dizilimi	Homojen	Homojen	Hibrit
Hava hızı [m/s]	1	0.7	0.7
Kanat alanı [m ²]	0.13	0.21	0.18
Boru alanı [m ²]	0.09	0.063	0.079
Toplam alan [m ²]	0.22	0.27	0.26
Çıkış sıcaklık [K]	300.6	302.3	301.9
ΔP [Pa]	1.5	1.4	1.2
ΔT_{lm} [K]	18.7	17.8	18.0
Q_{toplam} [W]	105.7	118.6	111.6
h [W/m ² K]	25.8	24.5	24
q_{toplam} [W/m ²]	480.5	434.3	430.8

Orijinal kondansere göre Tasarım-1, statik basınç düşümünde %7, ısı transfer katsayısında %5 azalma göstermektedir. Bununla birlikte, genel ısı transferi %12.2 artmaktadır. Bu iyileştirilmiş performans, daha düşük hava hızı olan 0.7 m/s ve 4 sıra boru dizilimi ile sağlanmaktadır, bu da hava debisi ihtiyacında %30'luk bir azalma ve %20 daha kompakt bir tasarım sağlamaktadır.

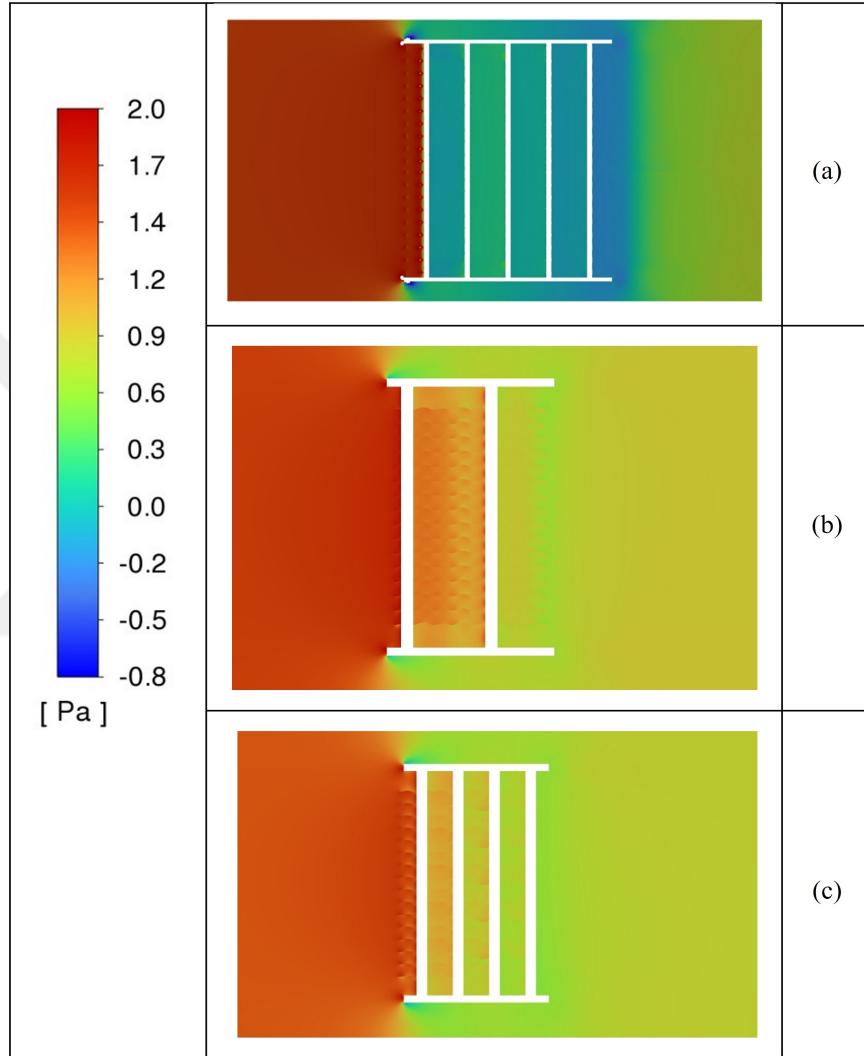
Tasarım-2 ile basınç düşümü %20.4, ısı transfer katsayısı ise %7 azalmaktadır. Bununla birlikte, ısı transferi %5.6, toplam yüzey alanı da %17.7 artmaktadır. Ayrıca, bu tasarım, hava debisinde %30, kondanserin hacminde ise %20'lik bir azalma sağlamaktadır. Düşük debi ihtiyacı düşük gürültü seviyesi ve daha küçük bir fan ihtiyacı sağlamaktadır.

Şekil 5.26, Şekil 5.27 ve Şekil 5.28, sırasıyla Tablo 5.7'da gösterilen orijinal, Tasarım-1 ve Tasarım-2 için simetri düzleminde basınç, hız ve sıcaklık kontürlerini göstermektedir. Orijinal kondanserin ilk tel kanadının oluşturduğu zayıf hız bölgesi, takip eden tele ulaşan hava akış hızında azalmaya neden olmaktadır (Şekil 5.26 ve Şekil 5.27). Arka tel kanatlardaki ısı transfer hızı, kanat ve borular arasındaki boşluk alanlarında oluşan hızdaki azalma ve sıcaklıktaki artış nedeniyle azalmaktadır.

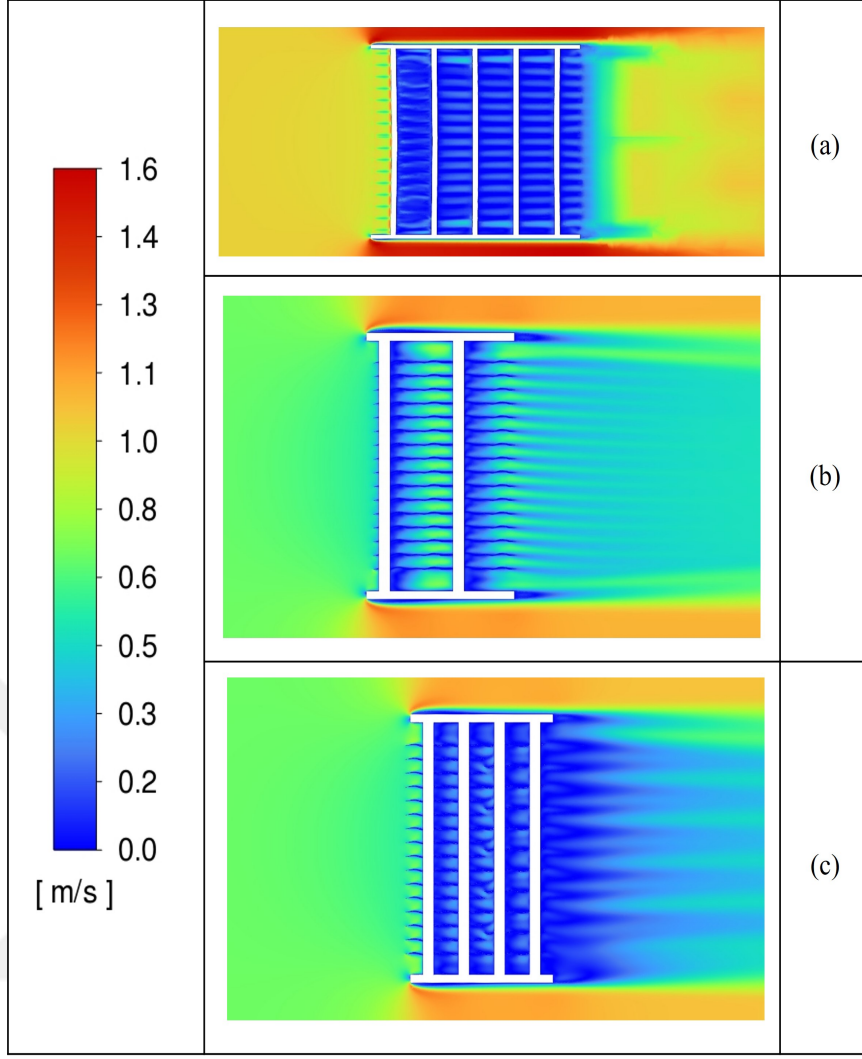
Orijinal kondansere göre Tasarım-1, borular arasındaki boşlukta azalan zayıf bir bölge olduğunu göstermektedir, bu da şaşırtmalı boru dizilimi nedeniyle türbülansın artması ve daha yüksek hızda bir bölgenin oluşmasına neden olmaktadır.

Tasarım-2'yi incelediğimizde, ısı değıştircinin çıkışındaki sıcaklık artışı nedeniyle ısı transferinde bir artış olduğu görölürken, boru ve kanat boyunca düşük hızlı bir bölgenin düz boru dizilimine bağlı olarak oluştuğu gözlemlenmiştir.

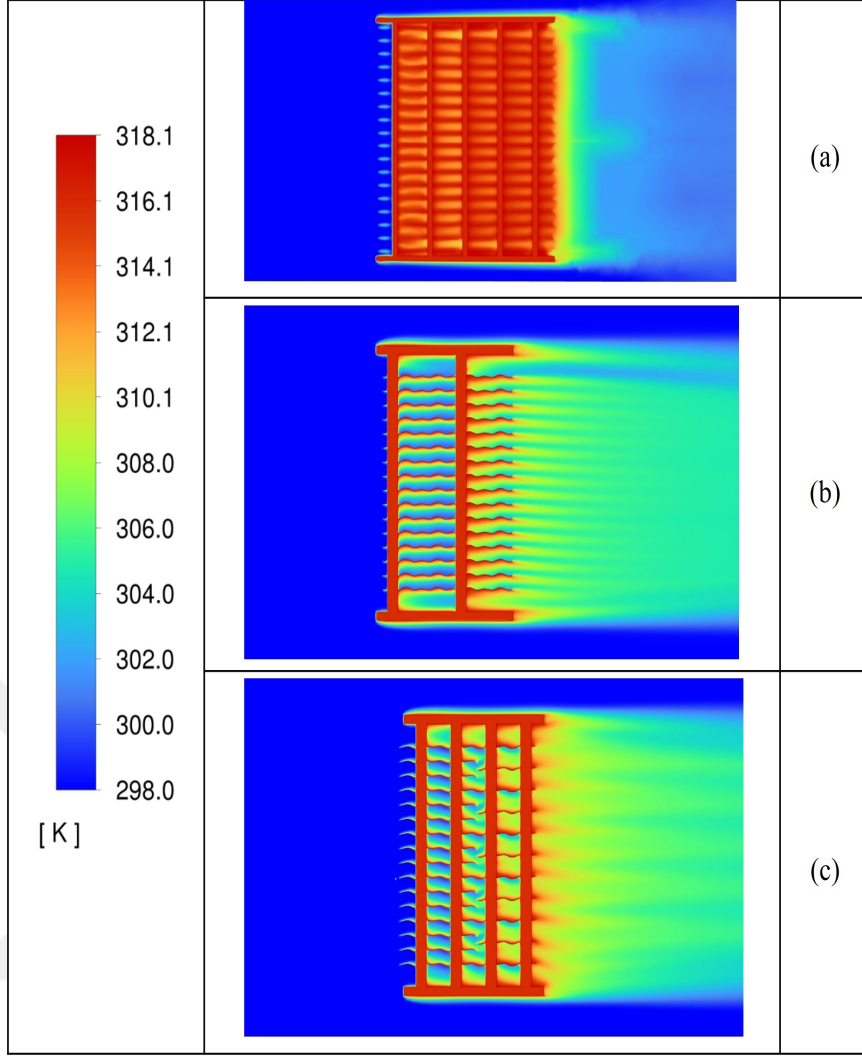
Orijinal durum için borular arasındaki basınç düşümünün iki alternatif tasarımla karşılaştırıldığında daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu, kanat şekli, kanat ve boru yerleşimi ile hız dağılımının ve basınç kaybının iyileştiğini göstermektedir.



Şekil 5.26 Basınç kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)



Şekil 5.27 Hız kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)



Şekil 5.28 Sıcaklık kontürleri: (a) orijinal kondanser, (b) alternatif Tasarım-1, (c) alternatif Tasarım-2 (hava akışı soldan sağa)

6

OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Sayısal verilerin çok olduğu deneysel çalışmalar gibi veri tabanlı değerlendirmelerin gerektiği alanlarda veri güvenliğini sağlamak için kullanılan bilimsel bir metodoloji olan istatistiksel analiz, önemlidir. Belirli analiz teknikleriyle, hem sayısal hem de sayısal olmayan verilerin uygunluğu incelenebilir. Bu tür bir değerlendirme, sayısal metodlar için belirlenmiş standart kriterler kullanılarak gerçekleştirilir.

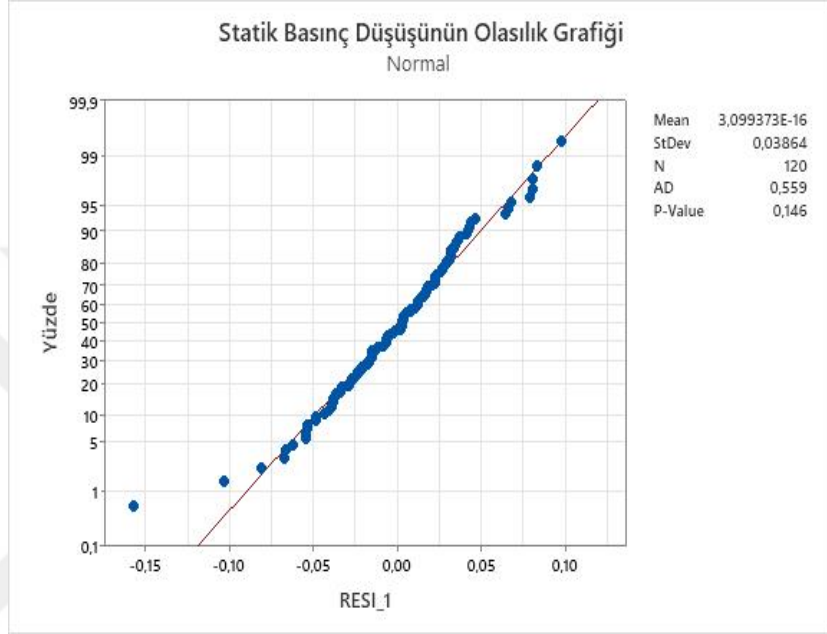
6.1 İstatistiksel Model Yaklaşımı

Deney verilerinin uygunluğunu kontrol etmek amacıyla istatistiksel analizler gerçekleştirilmiştir. İstatistiksel analizlerle elde edilen verilerin değerlendirilebilirliği belirlendikten sonra, deney verilerini oluşturan ve çalışmanın odaklandığı kabindibi kondenser parametrelerinin deney çıktıları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu bölümde, sayısal verilerin uygunluğu ve değerlendirilmesi için seçilen GLM-ANOVA modelinden elde edilen sonuçlara yer verilecektir. Ayrıca, kabindibi kondenserle ilgili bu tez çalışmasında belirlenen hedef dışı parametrelerin etkisi de sayısal bir model olarak incelenmiştir. Parametrelerin deneyler üzerindeki etkisi, istatistiksel araçlar kullanılarak incelenmiş ve deneysel çıktılarla karşılaştırılabilir sonuçlar elde etmek için bir optimizasyon modeli geliştirilmiştir. Analizler için Minitab 18.1 ticari programı kullanılmıştır [30]. GLM analizinde kullanılan parametreler Tablo 6.1'de gösterilmiştir.

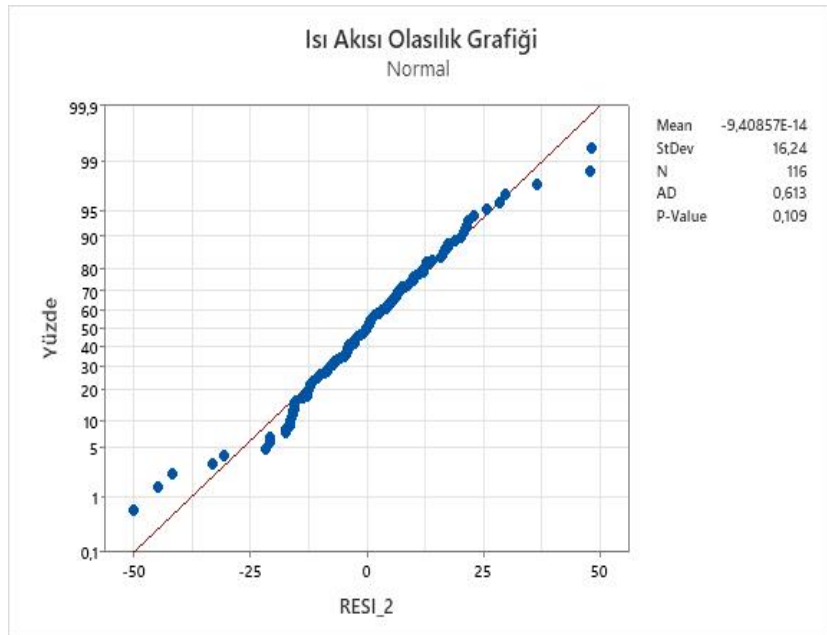
Tablo 6.1 ANOVA analizleri için faktör bilgileri

Faktör	Tip	Seviye	Değerler
Boru formu	Sabit	3	Elips, Eye, Kammtail
Boru boyut oranı (W/H)	Sabit	3	1.5, 2, 2.5
Boru yüksekliği (H)	Sabit	5	3, 3.5, 4, 4.5, 5 mm
Boru dizilimi	Sabit	2	Düz, Şaşırtmalı
Boru mesafesi	Sabit	2	20 ve 15 mm

GLM analizinde tek, çift ve çoklu etkiler dâhil edilmiştir. Daha yüksek R-sq değerleri, modelin verilere daha iyi uyduğunu göstermektedir. Bu analiz modelinin, yüksek kapsayıcılıkla %96.9'luk düzeltilmiş R-sq değerine sahip olduğu bulunmuştur. Parametrelerin etkileri, p-değerleri ile birlikte modelde incelenmiş ve 0.05'ten küçük değerlere sahip etkiler analizde kullanılmıştır. FITS değerleri arttıkça RES (artık) artmamıştır (Şekil 6.1 ve Şekil 6.2). Analiz sonuçlarına göre, veriler normal dağılıma sahiptir ve anlamlı bir fark bulunmamaktadır.



Şekil 6.1 Basınç düşümü olasılık grafiği

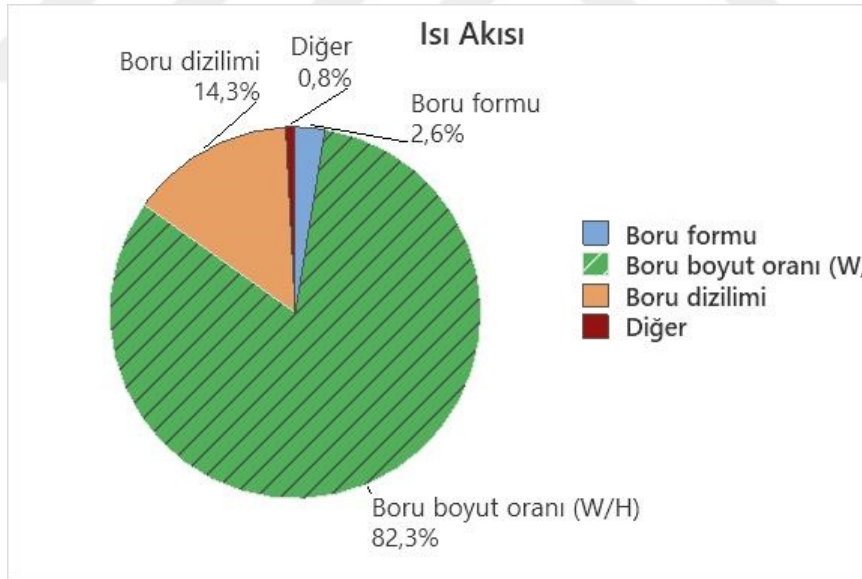


Şekil 6.2 Isı akısı olasılık grafiği

Verilerin hava tarafındaki statik basınç düşümü için yapılan analiz sonuçlarına göre model, verilere %96.9 düzeyinde uyum sağlamıştır. Şekil 6.3 ve Şekil 6.4, baskın parametrelerin sırasıyla boru boyut oranı, boru dizilimi ve boru formu olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.3 Parametrelerin basınç düşümü üzerine etkisi



Şekil 6.4 Parametrelerin ısı akısı üzerine etkisi

İstatistiksel analiz, orijinal kanatsız kondenser ile karşılaştırıldığında daha düşük bir basınç düşümü ve daha yüksek ısı transfer değeri sağlayan bir optimum tasarım noktasını belirlemiştir. Orijinal dairesel borulu kondenserin statik basınç düşümü ve ısı akısı değerleri minimum ve maksimum hedef değerler olarak girilmiştir ve yanıt optimizasyon yöntemi kullanılarak optimum tasarım noktası belirlenmiştir.

Optimizasyon analizine göre, optimum parametreler kammtail formu, düz boru dizilimi, 20 mm boru aralığı ve 3×6 mm boru boyut oranı olarak belirlenmiştir.

Hava tarafındaki basınç düşümü için orijinal kondensere göre deneysel çalışmalarla detaylı bir karşılaştırma yapmak için, daha küçük bir ısı transfer alanı sunan ve benzer ısı transfer oranına sahip olan 3×6 mm kammtail boru formu ile aynı hidrolik çapta olan 4×6 mm eye form boru profilli tasarımlar prototiplenmiştir. Böylelikle, optimum tasarımlar deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Kanatlı boru analizlerinde de performans olarak öne çıkan Kammtail boru formu baz alınmıştır.



7.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, buzdolabı kondanseri için farklı boru şekilleri, kanat ve boru parametreleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiş ve kondanser performansını artırmak için alternatif bir boru geometrisi ve boru-kanat düzenlemesi önerilmiştir. İlk olarak, sayısal simülasyonlar yapılmış ve deneysel testlerle doğrulanmıştır. Daha sonra, en uygun tasarımı belirlemek için yanıt optimizasyon analizleri yapılmıştır. Son olarak, optimum geometri için prototipler üretilmiş ve bu prototipler kullanılarak son deneyler gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çalışma iki kısma ayrılmıştır: ilk bölümde sadece boru geometrisi ve parametrelerinin etkisini incelemek amacıyla kanatsız boru analizleri gerçekleştirilmiştir. İkinci kısımda ise ilk kısımda en iyi sonucu veren boru formuna kanat eklenerek kanat parametrelerinin hava tarafı ısı transfer performansına etkisi belirlenmiştir.

Bu tez çalışmasına ait yapılan sayısal analizler ve deneysel çalışmalar sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Kanatsız boru durumu için sayısal analiz ve deney çıktıları ([31]):

- Bypass alanının kondenser üzerindeki hız dağılımı, basınç düşümü ve ısı transfer performansına etkisi incelendiğinde bypass engellendiği durumda orijinal duruma göre basınç kaybı yaklaşık 2 katına çıkarken ısı transferi %22 oranında iyileşmiştir.
- Taşınım ısı transfer katsayısını ve basınç düşümünü önemli ölçüde etkilediği için üç farklı boru geometrisi ve konfigürasyonu seçilmiştir.
- Dairesel, e-form 4×6 mm, e-form 3×6 mm ve k-form 3×6 mm tasarımlar için x-duvar kayma geriliminin sıfır olduğu ayrılma noktaları sırasıyla 0.59, 0.65, 0.76 ve 0.78 olarak belirlenmiştir.

- Alternatif boru tasarımlarıyla ayrılma noktasının beklenildiği gibi ötelenildiği görülmüştür. Sonuç olarak, 3×6 mm k-form tasarımı için basınç düşümü azalmıştır ve sıvı ile katı yüzey arasındaki temas alanı, orijinal dairesel boru ile karşılaştırıldığında %30 artmıştır.
- Yalnızca boru diziliminin düz dizilimden şaşırtmalı dizilime değiştirilmesiyle, aynı boru profili için taşınım ısı transfer katsayısı %28, hava türbülansının artması nedeniyle basınç düşümü %22 artmıştır.
- Boru aralığının, taşınım ısı transfer katsayısı, basınç düşümü veya hız profilleri üzerinde önemli bir parametre olmadığı sonucuna varılmıştır. Ancak, 20 mm'den 15 mm'ye boru aralığını azaltmak, benzer bir performans sağlarken aynı zamanda %30'a kadar daha kompakt bir tasarım imkanı sunmaktadır.
- CFD analizine göre, orijinal kondanserle benzer bir ısı transfer hızı için, 3×6 mm k-form tasarımı ile taşınım ısı transfer katsayısı %9.4 artarken toplam boru yüzey alanı %7, statik basınç düşümü ise %27.3 azalmıştır.
- Orijinal kondanserle aynı hidrolik çapa sahip olan alternatif e-form 4×6 mm tasarımı ile, ısı transferi ve yüzey alanı sırasıyla %15.7 ve %9.3 artarken basınç düşümü %15.5 azalmıştır.
- CFD modelinin hava tarafındaki basınç düşümü sonuçları, deneysel sonuçlarla %10'dan az sapma göstermiştir.

Kanatlı boru durumu sayısal analiz ve deney çıktıları ([32]):

- Dalgalı kanatlarla birlikte yenilikçi Kammtail boru formu, akış ayrılmasını geciktirmek ve aerodinamik verimliliğini artırmak için incelenmiştir.
- Öncelikle farklı türbülans modellerinin: k-e standart duvar, RNG k-e, k-e Realizable ve k-w SST modellerinin etkisi analiz edilmiştir. k-w SST modelinin deneysel değerlere kıyasla en doğru sonucu verdiği, farkın %10'dan az olduğu belirlenmiştir.
- Alternatif boru tasarımıyla beklenildiği gibi ayrılma noktası ötelenmiştir. Sonuç olarak, basınç düşümü azalmıştır ve sıvı ile katı yüzey arasındaki temas alanı, orijinal dairesel boru ile karşılaştırıldığında 3×6 mm kammtail boru formu için artmıştır.
- CFD sonucuna göre, orijinal tel kanatlı kondanserden atılan ısı 105.7 W, basınç kaybı ise 1.5 Pa'dır. CFD analizi ile deneysel sonuçlar kıyaslandığında fark %10'dan azdır.

- Aynı kanat tipleri ve kanat yüzey alanları için, Kammtail boru şeklinin orijinal dairesel boru profiline kıyasla %19 daha düşük basınç düşümü ve %9 daha yüksek ısı transfer katsayısı sağladığı tespit edilmiştir.
- Hava hızı 0.5 m/s'den 1 m/s'e arttığında, statik basınç düşümü %66.6'ya kadar artarken ısı transfer katsayısı %18 ila %33.4 aralığında artmıştır. Kanat aralığı azaltıldığında, statik basınç düşümü %32.9 ila %97 arasında artmış ve ısı transfer katsayısı hava hızına bağlı olarak yaklaşık %4.7 ila %11.7 arasında azalmıştır.
- Boru sıra sayısının 5'ten 4'e düşürülmesi, toplam yüzey alanını ve akış direncini akış yönünde azaltmıştır. Sonuç olarak, basınç düşümü %12.1 ila %16.6 azalmış ve ısı transfer katsayısı %10'a kadar artmıştır.
- 1 m/s hava hızında, şaşırtmalı boru dizilimin düz dizilime kıyasla statik basınç düşümünde %8 ila %28.2, ısı transfer katsayısında ise %6 ila %17.1 arasında artışa neden olduğu gözlemlenmiştir.
- Orijinal kondanserle karşılaştırıldığında, 4 boru sıra sayısı ve 0.7 m/s hava hızı için basınç düşümü %5.1 ila %40.9 arasında, taşınımla ısı transfer katsayısı ise %7 ila %13 arasında azalmıştır. Ayrıca, toplam ısı transfer oranı %4.2 ila %23.8 arasında artmıştır.
- Bu çalışma ile CFD analizleri yapılarak orijinal kondansere alternatif iki yeni alternatif tasarımı ortaya konmuştur, bu tasarımlar orijinal kondansere kıyasla statik basınç düşümünde %7 ila %20.4 arasında azalma, ısı transferinde ise %5.6 ila %12.2 arasında artış sağlamaktadır.
- Yeni tasarımlar ile iyileştirilmiş bu performans, orijinal duruma göre azaltılmış hava hızı (0.7 m/s) ve boru sıra sayısı (4 sıra) ile elde edilmiştir. Ayrıca, yeni tasarımlar ile hava debisinde %30, kondanser hacminde ise %20 azalma sağlanmıştır.

7.2 Gelecek Çalışmalar & Öneriler

Gelecekteki çalışmalarda, daha az ısı transfer alanı ile daha iyi ısı transfer kapasitesi sağlamak için çalışmada önerilen alternatif kondanser modelleri, diğer buzdolapları ve ev aletlerinin sayısal modellemesinde kullanılabilir. Ayrıca, optimize edilmiş kanatlı ısı değiştirici buzdolabının altına yerleştirilerek tüm model ikincil etkilerle birlikte analiz edilip değerlendirilebilir. Isı değiştirici fan ve hava kanalı ile ele alınarak homojen bir hava dağıtımı ve minimum hava debisi için optimize edilebilir.

-
- [1] P. IEA, “World energy outlook 2022,” *Paris, France: International Energy Agency (IEA)*, 2022.
- [2] D. F. Bacellar, “Airside passive heat transfer enhancement, using multiscale analysis and shape optimization, for compact heat exchangers with small characteristic lengths,” Ph.D. dissertation, University of Maryland, College Park, 2016.
- [3] A. Kumar, J. B. Joshi, A. K. Nayak, “A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3d cfd simulations,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 336–356, 2017.
- [4] A. Erek, B. Özerdem, L. Bilir, Z. Ilken, “Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 14-15, pp. 2421–2431, 2005.
- [5] X. Liu, J. Yu, G. Yan, “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*, vol. 100, pp. 199–207, 2016.
- [6] X. Li, D. Zhu, J. Sun, X. Mo, Y. Yin, “Air side heat transfer and pressure drop of h type fin and tube bundles with in line layouts,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 96, pp. 146–153, 2018.
- [7] R. Romero-Méndez, M. Sen, K. Yang, R. McClain, “Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 1, pp. 39–51, 2000.
- [8] Y. Maghsoudali, A. Rastegarkoutenaie, M. Sahami, M. G. Bandy, “Experimental investigating the thermal and hydraulic performance of heat exchangers with helix wire finned tube,” *Applied Thermal Engineering*, p. 120919, 2023.
- [9] A. Morales-Fuentes, Y. Loredo-Sáenz, “Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 793–805, 2018.
- [10] L. Zhao, X. Gu, L. Gao, Z. Yang, “Numerical study on airside thermal-hydraulic performance of rectangular finned elliptical tube heat exchanger with large row number in turbulent flow regime,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 114, pp. 1314–1330, 2017.
- [11] M. Zeeshan, S. Nath, D. Bhanja, “Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements,” *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 737–752, 2017.

- [12] D. H. Park, D. B. Lee, E. R. Seo, Y. J. Park, "Study on the heat transfer and fluid flow characteristics in v-shaped corrugated composite fin," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 293–301, 2016.
- [13] G. Peker, D. B. Özkan, "Performance evaluation of hot-wall condenser in a domestic refrigerator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 233, p. 121 137, 2023.
- [14] C.-W. Lu, J.-M. Huang, W. Nien, C.-C. Wang, "A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 3, pp. 1638–1643, 2011.
- [15] Z.-M. Lin, L.-B. Wang, Y.-H. Zhang, "Numerical study on heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with interrupted annular groove fin," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, no. 2, pp. 1465–1476, 2014.
- [16] A. Gönül, Ö. Ağra, Ş. Ö. Atayılmaz, H. Demir, M. K. Sevindir, İ. Teke, "Experimental and numerical investigation of air-side forced convection on wire-on-tube condensers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 151, p. 106 241, 2020.
- [17] R. S. Espindola, J. Boeng, F. T. Knabben, C. J. Hermes, "A new heat transfer correlation for natural draft wire-on-tube condensers for a broad geometry span," *International Journal of Refrigeration*, vol. 114, pp. 10–18, 2020.
- [18] B. Lotfi, B. Sundén, "Development of new finned tube heat exchanger: Innovative tube-bank design and thermohydraulic performance," *Heat Transfer Engineering*, vol. 41, no. 14, pp. 1209–1231, 2020.
- [19] Z. Gemici, M. Budakli, "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*, pp. 1–34, 2023.
- [20] A. Fluent *et al.*, "Ansys fluent theory guide," *Ansys Inc., USA*, vol. 15317, pp. 724–746, 2011.
- [21] H. Pourdel *et al.*, "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in flat tube: Effect of dimples with operational goals," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 135, pp. 3471–3483, 2019.
- [22] R. Hosseinnzhad, O. A. Akbari, H. Hassanzadeh Afrouzi, M. Biglarian, A. Koveiti, D. Toghraie, "Numerical study of turbulent nanofluid heat transfer in a tubular heat exchanger with twin twisted-tape inserts," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 132, pp. 741–759, 2018.
- [23] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [24] C. L. Rumsey, P. R. Spalart, "Turbulence model behavior in low reynolds number regions of aerodynamic flowfields," *AIAA journal*, vol. 47, no. 4, pp. 982–993, 2009.
- [25] E. G. Chijioke, "Modelling of the laminar to turbulent flow transition in a compressor cascade," Ph.D. dissertation, Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej, 2012.
- [26] A. Zukauskas, R. Ulinskas, "Heat transfer in tube banks in crossflow," 1988.

- [27] R. Valbracht, "Laboratory methods of testing induced flow fans for rating, the development of amca standard 260-07," in *AMCA International Engineering Conference*, Las Vegas, 2008, pp. 1–9.
- [28] T.-H. Lee, J.-Y. Yun, J.-S. Lee, J.-J. Park, K.-S. Lee, "Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, no. 9, pp. 1767–1776, 2001.
- [29] S. J. Kline, "Describing uncertainties in single-sample experiments," *Mech. Eng.*, vol. 75, pp. 3–8, 1963.
- [30] P. Sheehy, D. Navarro, R. Silvers, V. Keyes, D. Dixon, D. Picard, "The black belt memory jogger: A pocket guide for six sigma success," *Six Sigma Academy: ABD*, 2002.
- [31] F. E. Şahnalı, Ş. Ö. Atayılmaz, Z. Gemici, "Numerical analysis of the heat transfer and pressure drop of a wavy fin and kammtail tube condenser: An investigative study," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 55, p. 104 191, 2024.
- [32] F. Erdem Şahnalı, Ş. Ö. Atayılmaz, Z. Gemici, "Numerical modeling and experimental validation of air-side forced convection on a wire-on-tube condenser for a domestic refrigerator," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, pp. 1–23, 2024.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. F. E. Şahnalı, Ş. Ö. Atayılmaz ve Z. Gemici, "Numerical analysis of the heat transfer and pressure drop of a wavy fin and Kammtail tube condenser: An investigative study," *Case Studies in Thermal Engineering* Elsevier, vol. 55, no. 104191, March 2024.
2. F. E. Şahnalı, Ş. Ö. Atayılmaz ve Z. Gemici, "Numerical modeling and experimental validation of air-side forced convection on a Wire-on-tube condenser for a domestic refrigerator," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* Taylor & Francis, no. 101080, May 2024. DOI:10.1080/10407782.2024.2345858