

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ İÇİN KANATLI BORULU ISI
DEĞİŞTİRİCİSİ DİZAYNI VE OPTİMİZASYONU

SEMİH ÇAĞLAR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2019

**T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ SİSTEMLERİ İÇİN KANATLI
BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİ DİZAYNI VE
OPTİMİZASYONU**

**SEMİH ÇAĞLAR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ SALİH ÖZEN ÜNVERDİ**

**GEBZE
2019**

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**DESIGN AND OPTIMIZATION OF FINNED
TUBE HEAT EXCHANGER FOR ENERGY
SYSTEMS**

SEMİH ÇAĞLAR
**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE**
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2019



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 19/06/2019 tarih ve 2019/27 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 24/06/2019 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Semih Çağlar'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen Ünverdi

ÜYE

: Doç. Dr. İlyas Kandemir

ÜYE

: Doç. Dr. Ayhan Onat

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

ÖZET

Bu tez çalışmasında, elektrik santrallerinde kullanımı kritik olan dairesel kesitli, çelik borulu ve 15 mm çapında, eş merkezli boru dizilişindeki eşanjörlerin dizaynı ve optimizasyonunda kritik öneme sahip ısıl hidrolik performans karakteristiklerinin incelemesi yapılmıştır. Bu tip eşanjörlerde ısıl direncin en yüksek olduğu kısım ısı transferinin hava akışkanı ile gerçekleştiği bölgelerdir. Hava akışı tarafında gerçekleşen ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri üzerine yapılan çalışmalar, toplam eşanjör verimliliği üzerinde etkili olan çok önemli veriler sunmaktadır. Literatürdeki çalışmalar genellikle küçük çaplı bakır borulu eşanjörler üzerine yoğunlaşmıştır. Diğer taraftan, bu tip eşanjörlerin kullanım alanı her geçen gün genişlemekte, yeni tasarım ihtiyaçları ortaya çıkmaktadır. Enerji tesislerinde kullanılan eşanjörlerde genelde sıvı akışkan tarafı sudur ve nispeten yüksek sıvı debili eşanjörlerdir. Bu sebepten, basınç kayıpları göz önüne alındığında, boru çapı 15 mm ve üstü tasarımlar önem kazanmaktadır. Bununla birlikte literatürde yer alan çalışmalar büyük oranda iki boyutlu model ve şaşırtmalı boru dizilişine sahiptir. Hava tarafı basınç kayıpları ve fan motorunun enerji tüketimi açısından bakıldığında, bazı durumlarda eş merkezli boru dizilişine sahip tasarımlar optimum sonuçlar verebilmektedir. Bu anlamda mevcut çalışma literatüre önemli bir katkı sunacaktır. Bu tez çalışmasında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri için kullanılan ANSYS Fluent 12.1 paket programı ve deneysel çalışmalardan elde edilen veriler, literatürde yer alan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve doğrulaması yapılmıştır. Mevcut deneysel sonuçlar referans alınarak ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri için yeni korelasyonlar türetilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı borulu ısı değiştiricisi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Isı transferi, Dalgalı kanat, Isıl hidrolik performans.

SUMMARY

In this thesis, thermal hydraulic performance characteristics which are critical for the design and optimization of heat exchangers with circular section, stainless steel tube and 15 mm diameter, in line tube arrangement, which are critical to use in power plants, are studied. In this type of heat exchangers, the thermal resistance rate is highest on the air side. Studies on the heat transfer and pressure drop characteristics on the air flow side provide very important data that affect the overall heat exchanger efficiency. Studies in the literature have generally focused on small diameter copper tube heat exchangers. On the other hand, the usage area of this type of heat exchangers is expanding day by day and new design needs arise. In the heat exchangers used in energy plants, the fluid side is generally water and they require relatively high fluid flow. Therefore, considering the pressure drop, designs with pipe diameters of 15 mm or more become important. However, the studies in the literature have focused on two-dimensional models and staggered tube arrangement. In terms of air-side pressure drop and fan motor energy consumption, in some cases designs with in line arrangement can provide optimum results. In this sense, the present study will make an important contribution to the literature. In this thesis, the data obtained from ANSYS Fluent 12.1 package program used for computational fluid dynamics solutions and experimental studies were compared then verified with similar studies in the literature. New correlations are derived for heat transfer and pressure drop characteristics based on existing experimental results.

Key Words: Finned tube heat exchangers, Computational Fluid Dynamics (CFD), Heat transfer, Wavy fin, Thermal hydraulic performance.

TEŞEKKÜR

BaŐta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluŐmasının yolunu açan danıŐmanım Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen ÜNVERDİ' ye,

Bütün çalıŐmam boyunca yanımda olan, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaŐan değerli Friterm A.Ő. yönetim ekibi ve tüm çalışma arkadaŐlarıma,

Friterm A.Ő. bünyesinde laboratuvar testleri için desteklerini esirgemeyen arkadaŐım Ar-Ge mühendisi Harun SÖKÜCÜ' ye teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	1
1.2. Literatür Özeti	2
2. KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	14
2.1. Kanatlı Borulu Çapraz Akımlı Isı Değişticiler	15
2.2. Kanatlı Borulu Isı Değişticisini Oluşturan Parçalar ve İşlemler	16
2.2.1. Borular	16
2.2.2. Kanatlar	17
2.2.3. Kolektör, Kurve, Köprü ve Uç Bağlantıları	18
2.2.4. Devreleme	20
2.2.5. Aynalar ve Kapaklar	21
2.3. Kanatlı Borulu Eşanjörün Performansını Etkileyen Parametreler	21
2.3.1. Hava Hızının Etkisi	21
2.3.2. Üretim Prosesinden Kaynaklı Etkiler	21
2.3.3. Boru Çapı ve Et Kalınlığının Etkisi	22
2.3.4. Boru Dizilişinin Etkisi	22
2.3.5. Kanatlar ile İlgili Parametreler	22
2.4. Kanatlı Borulu Isı Değişticilerinde Boyutsuz Parametreler	23
2.4.1. Reynolds Sayısı (Re)	23
2.4.2. Prandtl Sayısı (Pr)	24
2.4.3. Nusselt Sayısı (Nu)	24
2.4.4. Stanton Sayısı (St)	25

2.4.5. Colburn j ve Fanning f Faktörü	25
3. DENEYSEL YÖNTEM	27
3.1. İklimlendirme Odası	27
3.2. Rüzgâr Tüneli	28
3.3. Paslanmaz Çelik Borulu Numune Tasarımı	30
3.3.1. Paslanmaz Çelik Borulu Eşanjörlerde Kaynak Prosesi	33
3.3.2. Paslanmaz Çelik Borulu Eşanjörlerde Şişirme Prosesi	35
3.3.3. Numune Tasarım Detayları ve Diğer Üretim Aşamaları	37
3.4. Testlerin Gerçekleştirilmesi ve Sonuçlar	40
3.4.1. Laboratuvar Testlerine Ön Hazırlık	40
3.4.2. Laboratuvar Test Sonuçları	43
3.4.2.1. Güncel Test Sonuçlarının Isı Transfer ve Basınç Kaybı Karakteristiklerine İndirgenmesi	48
3.4.2.2. Test Verileri ve HAD Analiz Sonuçlarının Literatür ile Doğrulaması	52
3.4.3. Yeni Korelasyonların Türetilmesi	60
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE SAYISAL YÖNTEMLERİN TEMELİ	63
4.1. Sayısal Analiz Yönteminin Genel Basamakları	63
4.1.1. Yönetici Denklemler	64
4.1.2. Mesh (Çözüm Ağı) Oluşturma	65
4.1.3. Yönetici Denklemlerin Ayrıklaştırılması	66
4.1.4. Sınır Şartları	67
5. SAYISAL MODELLEME VE SONUÇLAR	68
5.1. Katı Model Oluşturma	68
5.2. Mesh (Çözüm Ağı) Oluşturma	70
5.3. Sayısal Çözüm	72
5.4. Sayısal Çalışmalar İçin Hesaplamalar	74
5.5. HAD Çözüm Sonuçları ve Değerlendirme	74
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	85
KAYNAKLAR	88
ÖZGEÇMİŞ	92

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler ve</u> <u>Kisaltmalar</u>	<u>Açıklamalar</u>
A	: Alan (m^2)
A_0	: Toplam yüzey alanı (m^2)
A_c	: Ön yüzey alanı (m^2)
A_i	: Boru iç yüzey alanı (m^2)
A_t	: Boru dış yüzey alanı (m^2)
C_p	: Özgül ısı ($J/kg^\circ C$)
D_h	: Hidrolik çap (m)
d_0	: Boru dış çapı (m)
d_i	: Boru iç çapı (m)
f	: Boyutsuz Fanning sürtünme faktörü
f_0	: Boyutsuz Fanning sürtünme faktörü başlangıç değeri
G	: Kütleli hız (kg/m^2s)
H	: Kanat hatvesi
h	: Isı taşınım katsayısı ($W/m^2^\circ C$)
h_0	: Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2^\circ C$)
h_i	: Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2^\circ C$)
j	: Boyutsuz Colburn faktörü
j_0	: Boyutsuz Colburn faktörü başlangıç değeri
k	: Isı iletim katsayısı ($W/m^\circ C$)
k_T	: Paslanmaz çelik borunun ısı iletim katsayısı ($W/m^\circ C$)
k_w	: Sıvı tarafı ısı iletim katsayısı ($W/m^\circ C$)
L	: Kanat uzunluğu (m)
L_T	: Boru uzunluğu (m)
L_d	: Dalga yüksekliği (m)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
N	: Boru sıra sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Nu_i	: Sıvı tarafı Nusselt sayısı

Pa	: Pascal (basınç ölçü birimi)
Pr	: Prandtl sayısı
P_l	: Boylamasına boru merkezleri arası mesafe (m)
P_t	: Enlemesine boru merkezleri arası mesafe (m)
\dot{Q}	: Ortalama ısı transfer hızı (W)
\dot{Q}_h	: Ortalama hava tarafı ısı transfer hızı (W)
\dot{Q}_s	: Ortalama sıvı tarafı ısı transfer hızı (W)
Re	: Reynolds sayısı
Re_H	: Reynolds sayısı (Hatve değişkenini içeren)
Re_i	: Sıvı tarafı Reynolds sayısı
St	: Stanton sayısı
T_{hc}	: Hava çıkış sıcaklığı (°C)
T_{hg}	: Hava giriş sıcaklığı (°C)
T_{sc}	: Sıvı çıkış sıcaklığı (°C)
T_{sg}	: Sıvı giriş sıcaklığı (°C)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² °C)
U_∞	: Akış hızı (m/s)
$U_{i\infty}$: Sıvı tarafı akış hızı (m/s)
u_i	: Hız vektörü (m/s)
w	: Kanat genişliği (m)
ΔP	: Basınç kaybı (Pa)
ΔT_{ln}	: Logaritmik sıcaklık farkı (°C)
α	: Termal difüzyon (m ² /s)
δ_f	: Kanat kalınlığı (m)
δ_{ij}	: Kroneker delta
η_0	: Kanat verimi
λ	: Dalga boyu (m)
μ	: Dinamik viskozite (kg/m.s)
μ_i	: Sıvı tarafı dinamik viskozite (kg/m.s)
ν	: Kinematik viskozite (m ² /s)
π	: Pi sayısı
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)

- ρ_i : Sıvı tarafı yoğunluk (kg/m³)
 τ_{ij} : Gerilme tansörü (N/m²)
CFD : Computational Fluid Dynamics
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
fpi : Fins per inch

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>	
2.1:	Kanatlı borulu ısı değiştiricisinin sembolik gösterimi.	15
2.2:	Akışkanların birbirine dik olarak karşılaştığı çapraz akım şematığı.	15
2.3:	Kanatlı borulu ısı değiştiricisi ısı transfer prensipleri.	16
2.4:	İçten yivli bir borunun şematik gösterimi.	17
2.5:	Sırasıyla; düz, dalgalı, patlatmalı kanat yüzeyleri.	19
2.6:	Kolektörlerin batarya üzerindeki görünüşü.	20
2.7:	Devrelemede bağlantı parçası olarak kullanılan yardımcı elemanlar.	20
2.8:	Farklı devreleme rnekleri.	21
3.1:	Friterm A.ř. İklimlerilendirilmiş oda ve rüzgar tüneli.	31
3.2:	Enerji sektöründe kullanılan paslanmaz elik borulu ısı değiştiricisi rneği.	33
3.3:	Yoğurt ve süt üretim- depolama tesislerinde paslanmaz elik borulu ısı değiştiricilerinin kullanımına rnek.	34
3.4:	Kaynak ortamındaki oksijen yoğunluğuna göre kaynak yüzey kalitesi (Koruyucu gaz; Argon).	35
3.5:	Kaynak ortamındaki oksijen yoğunluğuna göre kaynak yüzey kalitesi (Koruyucu gaz; Formier).	36
3.6:	Pickling (asitleme) işlemi öncesi (soldaki) ve sonrasında (sağdaki) yüzey kalitesi.	37
3.7:	rnek bir manuel şişirme makinesi mili.	38
3.8:	rnek bir manuel şişirme makinesi ve şişirme işlemi.	38
3.9:	Tasarlanan numune bataryanın teknik resmi (şişirme bilye çapı; 14.55 mm).	39
3.10:	Test edilen ısı değiştiricilerinin imalatı.	40
3.11:	4000 m ³ /h hava giriş debisi ile tasarım çıktısı.	41
3.12:	3000 m ³ /h hava giriş debisi ile tasarım çıktısı.	42
3.13:	2000 m ³ /h hava giriş debisi ile tasarım ıktısı.	42
3.14:	Numune eşanjörün teste hazırlanması.	43

3.15:	Hava tarafı basınç sensörlerinin yerleştirilmesi.	44
3.16:	Sıvı tarafı basınç- sıcaklık sensörlerinin yerleştirilmesi.	44
3.17:	Hava giriş tarafına sampler yerleştirilmesi.	45
3.18:	Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m ³ /h, şişirme bilyası çapı; 14.55 mm).	46
3.19:	Bakır borulu eşanjör tasarımı (4000 m ³ /h hava giriş debisi).	47
3.20:	Bakır borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m ³ /h, şişirme bilyası çapı; 14.55 mm).	48
3.21:	Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m ³ /h, şişirme bilyası çapı; 14.65 mm).	49
3.22:	Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 3000 m ³ /h, şişirme bilyası çapı; 14.65 mm).	50
3.23:	Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 2000 m ³ /h, şişirme bilyası çapı; 14.65 mm).	50
3.24:	Colburn j faktörünün Re sayısı ile değişimi.	56
3.25:	Fanning f faktörünün Re sayısı ile değişimi.	57
3.26:	j/f faktörünün Re sayısı ile değişimi.	58
3.27:	$j/f^{1/3}$ faktörünün Re sayısı ile değişimi.	59
3.28:	JF faktörünün Re sayısı ile değişimi.	60
4.1:	Üç boyutlu ağ yapısı çeşitleri.	68
4.2:	Skewness değerinin ölçülendirilmesi.	68
5.1:	Geometrik modelin görüntüsü.	71
5.2:	Modele ait dalgalı kanat genel ölçü ve parametreler.	72
5.3:	Mesh (Ağ) yapısı oluşturulan modelin görüntüsü.	73
5.4:	Mesh (Ağ) yapısı oluşturulan modelin detay görüntüsü.	73
5.5:	ANSYS raporundan ağ yapısının çarpıklık (skewness) değeri.	74
5.6:	ANSYS raporundan eleman kalitesi değerleri.	74
5.7:	Sınır koşullarının ön tanımlamasını gösteren model görüntüsü.	75
5.8:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) sıcaklık konturları.	78
5.9:	Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) sıcaklık konturları.	78
5.10:	Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) sıcaklık konturları.	79
5.11:	Hava giriş hızına göre değişen hava çıkış sıcaklık grafiği.	80
5.12:	Hava giriş hızına göre değişen hava taşınım katsayısı grafiği.	81

5.13:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) basınç konturları.	81
5.14:	Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) basınç konturları.	82
5.15:	Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) basınç konturları.	82
5.16:	Hava giriş hızına göre değişen basınç kaybı grafiği.	83
5.17:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız vektörleri.	84
5.18:	Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) hız vektörleri.	85
5.19:	Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) hız vektörleri.	85
5.20:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız vektörleri, detay.	86
5.21:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız konturları ve akım çizgileri.	87
5.22:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) akım çizgileri ve akış animasyonu.	87
5.23:	Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) akış doğrultusunda hız grafiği	88

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Pratikte en çok kullanılan boru çapları ve et kalınlıkları.	18
3.1: Test laboratuvarında kullanılan ölçüm aletlerinin belirsizlikleri.	31
3.2: Paslanmaz çelik kaliteli boruların kimyasal bileşenleri.	34
3.3: Bakır borular için tanımlanan şişirme itme bilyesi ölçü kontrol tablosu.	38
3.4: Numune eşanjörün termal tasarım ve test giriş verileri (şişirme bilye çapı; 14.55 mm).	41
3.5: 7 farklı hava debisinde (giriş hızında) yapılan test sonuçları.	51
3.6: 7 farklı Re sayısı ile değişen ısıl hidrolik performans karakteristikleri.	54
3.7: $j/f^{1/3}$ ısıl hidrolik performans faktörü doğrulaması. Literatürdeki en yakın korelasyon ile mevcut deneysel çalışma kıyas tablosu.	61
3.8: $j/f^{1/3}$ ısıl hidrolik performans faktörü doğrulaması. Literatürdeki en yakın korelasyon ile mevcut HAD çalışması kıyas tablosu.	61
3.9: $j/f^{1/3}$ ısıl hidrolik performans faktörü doğrulaması. Mevcut deneysel çalışma ile mevcut HAD çalışması kıyas tablosu.	62
3.10: Elde edilen korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması (Colburn j faktörü açısından).	63
3.11: Elde edilen korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması (Fanning f faktörü açısından).	64
3.12: Elde edilen korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması ($j/f^{1/3}$ faktörü açısından).	64
5.1: Modele ait dalgalı kanat genel ölçü ve parametre değerleri.	72

1. GİRİŞ

Kanatlı borulu ısı eşanjörleri, endüstride birçok yerde kullanılmaktadır. Soğutma, kimya sanayi, otomotiv endüstrisi, enerji sektörü, HVAC dediğimiz ısıtma-soğutma ve havalandırma sektöründe yoğun olarak tercih edilmektedir. Bu tip ısı eşanjörlerinde ısı direncin en yüksek olduğu kısım (yaklaşık %85) ısının hava ile değiştirildiği bölgelerdedir [1]. Dolayısı ile hava akışı tarafında gerçekleşen ısı transferi ve basınç kaybı değerleri üzerine yapılan çalışmalar, toplam eşanjör verimliliği üzerinde etkili olan çok önemli veriler sunmaktadır.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Literatürde kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin hava tarafı performans karakteri ile ilgili çalışmalar mevcuttur ancak genellikle bu çalışmalar, daha küçük çaplı bakır borulara sahip, evaporatör ve kondenser olarak çalışan eşanjörler üzerine yoğunlaşmıştır. Ancak bu tip eşanjörlerin kullanım alanı her geçen gün genişlemekte ve yeni tasarım parametrelerine ihtiyacı ortaya çıkarmaktadır. Yeni gelişmeler de yeni literatür çalışmalarını elzem hale getirmektedir. Örneğin enerji tesislerinde kullanılan eşanjörlerde genelde sıvı akışkan tarafı su ve nispeten yüksek debili eşanjörlerdir. Bu sebepten, sıvı tarafı basınç kayıpları da göz önünde alındığında, 15 mm ve üstü boru çaplı tasarımlara geçiş görülmektedir. Bununla birlikte literatürde yer alan çalışmalar çok büyük oranda 2 boyutlu model ve şaşırtmalı boru dizilişine sahiptir. Oysa hava tarafı basınç kayıpları ve fan tarafı enerji tüketimi açısından bakıldığında, bazı durumlarda eş merkezli boru dizilişine sahip tasarımlar optimum sonuçlar verebilmektedir. Bu çalışmada ise, Friterm A.Ş bünyesinde ürün gamına yeni alınmış ve genellikle elektrik santrallerinde kullanımı kritik olan dairesel kesitli çelik borulu ve 15 mm çaplı, eş merkezli boru dizilişine sahip eşanjörlerin dizaynı ve optimizasyonunda kritik öneme sahip ısıl hidrolik performans karakteristiklerinin incelemesi yapılmıştır. 15 mm boru çapı ile yapılan bu çalışma literatüre önemli bir katkı sunacaktır. Mevcut tez çalışmasında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri için kullanılan ANSYS Fluent 12.1 paket programı ve deneysel çalışmalardan elde edilen veriler, literatürde yer alan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve doğrulaması yapılmıştır. Mevcut deneysel sonuçlar referans alınarak ısı transferi ve basınç kaybı

karakteristikleri için yeni korelasyonlar türetilmiştir. Paket programların tasarım noktasındaki verimlilikleri, doğruluğu incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, bahse konu paket programların bu tip ısı eşanjörlerin tasarımı için kullanılabilir umut verici bir yöntem olduğunu göstermektedir. Ayrıca HAD paket programlarından elde edilen akış verileri ile bölgesel akış karakteristikleri hakkında önemli bilgiler elde edildiği göz önünde bulundurulmalıdır.

1.2. Literatür Özeti

Wang et al. [2], [3] deneysel çalışmalarında yassı boru demetine sahip bir eşanjör modeli ile dairesel boru demetine sahip bir eşanjör modeli üzerinde denemeler yapmışlardır. Her iki modelde de türbülantörli lamelin hava tarafı performans karakterlerine etkisini incelemişlerdir. Bunun sonucunda, dairesel kesit boru demetine sahip olan modelde, türbülantörli lamel etkisi ile ısı transferi sadece %10 mertebelerinde artış göstermiştir. Diğer taraftan, yassı boru demetine sahip modelde ise türbülantörli lamel etkisi ile ısı transferi artışı %100 mertebelerinde gerçekleşmiştir. Bununla birlikte, yassı boru demetindeki hava tarafı basınç kaybı, dairesel kesitli boru demetindeki basınç kaybının neredeyse yarısı kadardır. Yassı borulu boru demetine sahip modelde, türbülantörli ve türbülantörsüz lamelli performansları da kıyaslamışlar ve sonuç olarak; ısı transferinin, sabit hava debisinde %47.5, sabit güç tüketiminde %41.4 ve sabit basınç kaybında %37.5 mertebelerinde iyileştiğini gözlemlemişlerdir.

Yaici et al. [4] yaptıkları çalışmada ısıtma, soğutma, iklimlendirme sektöründe yoğun olarak kullanılan kanatlı borulu eşanjörlerin giriş hava akış profilindeki düzensizliğin eşanjör verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmışlar, bu düzensizliğin özellikle boylamsal duvarlarda ısı iletimini ve iç sıcaklık dağılımını olumsuz yönde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Kanatlı borulu ısı eşanjörünün 3 Boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (3D-HAD) modeli üzerinden yaptıkları çalışmayı, literatürde yer alan deneysel çalışmalar ile karşılaştırmış ve aralarında mantıklı bir bağlantı tespit etmişlerdir. Hava giriş profilinin düzenli olduğu durum ile düzensiz olduğu durumları kıyaslamışlardır. Eş eksenli/ düz ve şaşırtmalı dizilişlere sahip, 3D-HAD modeller üzerinden yapılan incelemelerde, düzensiz hava giriş profili olan çalışmalarda, Colburn j faktörü ve sürtünme faktörü f üzerinde %50 ye varan oranlarda bozulmalar tespit etmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda elde edilen veriler ile HAD paket

programların kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin dizaynı, tasarımı ve optimizasyonu için kullanılabilecek bir araç olduğu tespiti yapılmıştır.

Chopra et al. [5] kanatlı borulu ısı eşanjörleri için kendi deneysel çalışma ve HAD modelleri üzerinden kıyaslamalar yaparak, farklı lamel formları ile hava tarafı ısı transfer karakteristiklerinin analiz yapılmış ve sürtünme karakteristikleri performanslarını incelemişlerdir. Çalışmada, sıra sayısı 12 ve boru çapı 18 mm olan bir ısı eşanjörü üzerinde 5 değişik lamel formu kullanılmıştır. Bu 5 farklı lamel formları için, Reynolds (Re) sayısını 4000 – 10000 aralığında olduğu noktalarda ısı transfer ve sürtünme faktörü korelasyonları elde edilmiştir. Çalışma sonucunda, yüksek Re sayılarında, türbülator optimizasyonu öncesinde kesik (slit) lamel modelinin diğer dört lamel formuna göre daha yüksek ısı transferi sağladığı tespit edilmiştir. HAD optimizasyonu ile, daha geniş giriş açısı, daha uzun boylu ancak kısa yükseklikteki türbülator özelliklerinde, genel performansın arttığı görülmüştür. Re sayısı yükseldiğinde, basınç kaybı yükselmiş, sıvı akışkan tarafı çıkış sıcaklığı azalmış, bunun sonucunda ısı transferinin azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte, düz lamel formundaki sürtünme f faktörü değerinin, lamel aralığı ile ters orantılı olduğu tespiti yapılmıştır. Kesik lamel (slit fin) formuna sahip modelde lamel aralığının daha büyük bir etkisi olduğu görülmüştür. Lamel genişliği arttıkça, ısı transfer katsayısı ve basınç kaybının azaldığı tespit edilmiştir.

Okbaz, vd. [6] panjur kanatlı bir ısı eşanjörü modeli üzerinde farklı panjur açılarında ve farklı Re sayısı değerlerinde eşanjörün ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal model çözümleri karşılaştırılmıştır. Farklı panjur açılarındaki ısı ve hidrolik karakteristikleri ANSYS Fluent yazılımdan çözümlenen model üzerinden değerlendirmişlerdir. Sıcaklık eş düzey eğrileri, akım çizgileri, Colburn j faktörü, sürtünme f faktörü ve bu ikisinin birlikte değerlendirildiği JF faktörü, sonuçlar mertebesinde değerlendirilmiştir. En yüksek ısı hidrolik performansın, panjur açısının 20° olduğu durumda gerçekleştiği raporlanmıştır. Tüm Re sayısı değerlerinde, ısı transferi karakteristiği olan Colburn j faktörünün en yüksek olduğu değer panjur açısının 20° olduğu durumdur. Basınç düşümü açısından değerlendirildiğinde, en yüksek basınç kaybı panjur açısının 40° ve en düşük basınç kaybı panjur açısının 15° olduğu durumda gerçekleşmiştir. Basınç kaybı ve ısı transferi performansının birlikte değerlendirildiği JF faktörü ile performansa dayalı daha gerçekçi bilgiler elde edilmiştir. JF faktörü, panjur açısının 20° olduğu durumda en yüksek değere ulaşırken, 40° olduğu durumda en düşük

değerine ulaşmıştır. Panjurlar, kanatlar arasındaki akışın daha iyi karışmasını sağlar. Bunun yanında ısı sınır tabakanın sürekli kalınlaşmasına engel olarak taşınımın ısı transferini iyileştirmektedir.

Bardakçı [7] HAD yöntemiyle yaptığı çalışmada, dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin farklı dalga boyları, dalga yükseklikleri ve çalışma şartlarında ısı ve hidrolik performansları parametrik olarak incelenmiştir. Akım çizgisi, hız vektörleri ve sıcaklık eş düzey eğrileri gibi akış görselleştirme sonuçları kullanılarak akış fiziğinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri üzerine etkisi tartışılmış, ısı ve hidrolik performans sonuçları Colburn j faktörü, Fanning sürtünme faktörü f ve $j/f^{1/3}$ oranı şeklinde nicel olarak verilmiştir. Sabit dalga boylarında dalga yüksekliği artırıldıkça türbülans üretiminin artması ve akış yolunun uzamasından dolayı ısı transfer katsayıları artış gösterirken basınç düşüşleri de artmıştır. Dalga boyunun düşürülmesi ile akış kanat cidarlarını takip edememiş ters basınç gradyentinin etkisi ile akış ayrılmaları gerçekleşmiştir. Analiz sonuçlarında ısı transfer karakteristiği Colburn j faktörü, dalga yüksekliğinin 1.25 mm olduğu modellerde yüksek, 0.6 mm olan modellerde daha düşük çıkmıştır. Isıl hidrolik performans $j/f^{1/3}$ sonuçları genel olarak dalga yüksekliğinin 1.25 mm olduğu modellerde daha düşük çıkmıştır. Dalga yüksekliği 0.6 mm' ye düşürüldüğünde ise $j/f^{1/3}$ değerleri genel olarak daha yüksek çıkmıştır. Kanat hatvesinin artırılmasıyla tüm modeller için j , f ve $j/f^{1/3}$ karakteristiklerinde düşüş gözlemlenmiştir. Bu tez çalışması HAD yöntemiyle yapıldığı için, yöntem ve sonuçların doğruluğunu teyit için, literatürde yer alan benzer deneysel çalışmalar ile doğrulaması gerekli görülmüştür. Literatürde birebir aynı geometrik özelliklere sahip bir model bulunamamış ancak, Junqi et al. [8] yaptıkları çalışmada 10.8 mm dalga boyu, 1.5 mm dalga yüksekliği ve 8 mm hatve aralığına sahip bir model üzerinde deneysel çalışmalar yapmıştır. Sonuç olarak hava tarafı performans korelasyonları oluşturmuşlardır. Bardakçı, tez çalışmasında elde ettiği ısı hidrolik performans değerlerini bu tez çalışmasında yer alan korelasyonlar ile kıyaslamış ve uyumlu olduğunu göstermiştir.

Wang et al. [9] deneysel çalışmalarında literatürde daha az rastlanan 16.55 mm boru çapına sahip, dalgalı-kanatlı borulu eşanjörler üzerinde testler gerçekleştirmişlerdir. Literatürde genellikle daha küçük boru çaplı modeller üzerinde çalışmalar yer almaktadır. Bu anlamda Wang ve arkadaşları önemli bir katkı sağlamışlardır. 1 – 16 sıra sayısı arasında değişen eşanjör modelleri üzerinde ısı-

hidrolik performans karşılaştırmaları yapmışlardır. Sıra sayısının ısı transferi performansını ciddi anlamda etkilediğini ve sıra sayısının artışı ile kötüleştiğini tespit etmişlerdir. Özellikle düşük Re sayılarında performansın olumsuz yönde etkilendiği rapor edilmiştir. Performans düşümünün neredeyse %85'i, kanat hatvesinin 1.7 mm olduğu modelde gerçekleşmiştir. Sıra sayısı arttıkça, sürtünmelerden kaynaklı basınç kayıplarının arttığı tespit edilmiştir. Fanning f sürtünme faktörünün sıra sayısına bağlı olduğu, literatürdeki verilerin aksine, bu çalışmada dalgalı kanatlı eşanjör için tespit edilmiştir. 1 ve 2 sıra sayısı olan modelde, kanat hatvesinin performans üzerindeki etkisi nispeten küçük kalmıştır. Bununla birlikte, sıra sayısı arttıkça hatvenin performans üzerine olan etkisi de artmıştır.

Glazar et al. [10] yaptıkları sayısal çalışmada 3 boyutlu bir dalgalı kanatlı-borulu ısı eşanjörü modeli üzerinde laminer akış bölgesinde, farklı hava hızları ve kanat hatvelerinde ısı transfer performansı ve hava tarafı basınç kaybı performanslarını incelemişlerdir. Literatürde yer alan benzer sayısal ve deneysel çalışmalar ile ortalama Nu (Nusselt) sayısı üzerinden karşılaştırmalar yapmışlar ve sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Glazar ve arkadaşları ve 0.4 – 4 mm kanat hatveleri ile oluşturdukları 3 boyutlu modeller üzerinde 0.5 - 5 m/s arasında değişen hava hızları ile çıkan sonuçları incelemişlerdir. Isı transfer performansı açısından, her bir hava giriş hızı için optimum bir hatve aralığı olduğunu tespit etmişlerdir. Bu korelasyonlar, dalgalı tip kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin optimum dizayn kriterleri açısından önemli faydalar sağlamaktadır. Keza bu tip eşanjörlerde özellikle hava tarafı basınç kayıpları seçilecek fan modeline ve enerji verimliliğine doğrudan etki etmektedir.

Tao et al. [11] üç boyutlu bir kanatlı borulu ısı eşanjörü modelleri üzerinde laminer akış modeli ile sayısal simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Sayısal analiz ile ortaya çıkan, ortalama Nu sayısı, sürtünme faktörü ve lamel verimliliği sonuçları, daha önce yapılan deneysel korelasyonlar ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu görülmüştür. Boru çapına göre, 500 – 4000 arasında değişen Re sayılarında yapılan analiz sonuçları, Nu sayısı için %3.3 ortalama sapma, sürtünme faktörü için %1.9 ve lamel verimliliği için %3.6 olarak hesaplanmıştır. Farklı dalga açılara sahip modeller üzerinde, lokal Nu sayısı ve lamel yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Dalgalı kanat modeli üzerinde, Re sayısı artışı ile, ortalama Nu sayısında artış görülmüş ancak sürtünme faktörü ve lamel verimliliği değerlerinde düşüş tespit edilmiştir. Düz lamel modelinde, Nu sayısının akış doğrultusunda hızlı bir şekilde düştüğü tespit edilmiştir.

Giriş bölgesindeki Nu sayısı, çıkış bölgesindekinden çok daha büyüktür. Bunun sonucu olarak, taşınım ile olan ısı transferinin büyük çoğunluğu giriş bölgesinde gerçekleşmektedir. Dalgalı modelde ise, Nu sayısı ve kanat verimliliği değerleri daha karmaşık bir veri içermektedir. Dalga açısı sebebiyle, örneğin Nu sayısı giriş bölgesinde keskin bir düşüş sergilemekte, ancak ilk dalga tepesinin olduğu noktada tekrar artış eğiliminde olmaktadır. Bu dalga tepesinden hemen sonra bir sert düşüş olduğu tespit edilmiştir. Her dalga tepesinde benzer bir eğilim içerisinde olduğu görülmüştür. Kanat açısı ne kadar fazla ise, bu dalgalanma arasındaki fark daha fazla olmaktadır. Nu sayısı ve sıcaklık değerlerindeki bu dalgalanma, kanat verimliliği üzerinde de açıkça görülebilecek düzensiz bir dalgalanma ortaya çıkarmaktadır. Son olarak, Tao ve arkadaşları, dalgalı modelin giriş kanat verimliliği değerinin, düz kanat modeline göre daha yüksek olduğunu raporlamış ve ısı transfer katsayısının giriş bölgesinde çok daha yüksek olduğunu ve taşınım ile ısı transferinin giriş bölgesinde yoğunlaştığını tespit etmişlerdir. Bu sonuçlardan hareketle, Tao ve arkadaşları, giriş bölgesinde kanat alanı ve kanat açısının artırılabilirliği, çıkış bölgesinde ise kanat alanı ve kanat açısının azaltılabilirliği önerisinde bulunmuştur. Bu şekilde hem ısı transferi performansında artış hem de basınç düşümü ve malzeme kullanımında azalma olacağı tespitini yapmışlardır.

Tao ve arkadaşları, bu çalışmada boru çapına bağlı, 500 – 4000 aralığında değişen Re sayısında laminer ve sürekli çözümler yapmışlardır. 4000 gibi Re değerlerinin neden laminer çözüm ile simüle edildiği noktasında gelebilecek karşı tezleri de göz önüne alarak bu noktada detaylı bir literatür incelemesi yapmışlardır. İlk olarak, kanatlar arasındaki akışı bir açık kanal akışı mantığı ile değerlendirildiğinde, geçiş bölgesinin $Re = 2300$ noktasında başladığını belirtmişler. Ancak boru dış çaplarının, kanat hatve aralıklarının 5 – 10 katı olduğu tespiti ile, geçiş bölgesinin boru çapına bağlı denk gelen $Re = 6000 - 11000$ noktalarında olduğunu belirtmişlerdir. İkinci olarak, akışı iki kanat arasında ve silindirik yüzey boyunca bir akış temelinde değerlendirildiğinde ise, deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile türbülans akışın $Re \geq 2 \times 10^5$ değeri ile başladığı tespiti yapılmıştır. Bununla birlikte, benzer yüksek Re sayılı analizlerin yer aldığı literatür incelemelerinde sürekli ve sürekli olmayan akış modelleri karşılaştırılmış ve 500 – 4000 Re aralığında sürekli ve laminer akış yönteminin uygun olduğu tespiti yapılmıştır.

Bhuiyan et al. [12] HAD paket programlarından biri olan ANSYS CFX-11 ile yapılan numerik analiz çalışmasında, kanatlı borulu 3 boyutlu bir model üzerinde

incelemeler yapmışlardır. Sıra sayısı 4 olan, şaşırtmalı ve eş merkezli boru dizilişi, dalgalı kanatlı ve düz kanatlı modeller üzerinde, ısı transfer performansı ve basınç kaybı değerlerindeki değişimler karşılaştırılmıştır. Akış özelliklerini belirlerken; $400 \leq Re \leq 1200$ aralığında laminar akış ve $1300 \leq Re \leq 2000$ aralığında geçiş bölgesi akış çözümleri yapılmıştır. Paket programda geçiş bölgesi modeli için k- ω modeli tercih edilmiştir. Sonuçlar; akım çizgileri, hız vektörleri, sıcaklık ve basınç eş düzey eğrileri ile sunulmuştur. Paket programlardan elde edilen veriler ile literatürde yer alan deneysel sonuçlar, Colburn j faktörü ve f sürtünme faktörü üzerinden karşılaştırılmış ve doğrulaması yapılmıştır. Çalışmada ortaya çıkan sonuçlardan bir tanesi; dalgalı ve düz kanat üzerindeki akış ayrımlarının ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri büyüktür. Dalgalı kanata sahip modelde ısı transferi ve basınç düşümü performansları daha yüksektir. Bununla birlikte, belirli bir Re sayısında, eş merkezli dizilişe sahip modelin verimliliği, şaşırtmalı dizilişe sahip modele göre daha yüksek çıkmıştır.

Tsai et al. [13] bu çalışmada 3 boyutlu sayısal model ile analizler yapmıştır. Temelde, kanat yüzeyinde oluşturulan dalgalı formlar ile ısı transfer yüzeyini artırarak elde edilecek performans farkını; basınç kaybı, Nu sayısı ve ısı akısı parametreleri üzerinden değerlendirilmiştir. Düz yüzeye sahip model ile yapılan incelemeler, kanatlı yüzey ile elde edilen sonuçlar ve literatürde yer alan düz yüzeye sahip benzer deneysel çalışmalar ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır. Bu doğrulama, hava tarafı basınç kaybı ve ısı akısı verileri ile yapılmıştır. Sonuçlar 3 boyutlu sayısal modelin görselleri ile sunulmuştur.

Ghori et al. [14] Fluent HAD yazılımı kullanarak arkadaşları ile yaptığı sayısal çalışmada 3 boyutlu ve sıra sayısı 2 olan, düz yüzey kanatlı borulu ısı eşanjör modeli üzerinde ısı transfer ve akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Re sayısı; 330 – 7000 aralığında değişen giriş parametrelerinde, ısı transfer ve basınç düşümü karakteristiklerini değerlendirmişlerdir. 3 boyutlu model Gambit yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve simülasyonlar Fluent yazılımı kullanılarak, verilen Re sayısı aralıklarında hem laminar hem de türbülanslı (k-epsilon ve k-omega) akış modelleri ile yapılmıştır. Daha sonra bu sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal analiz sonucunda elde edilen Colburn j faktörü ve Fanning sürtünme faktörü f literatürde yer alan benzer deneysel çalışmalar ile kıyaslanarak doğrulanmıştır. Literatürde yer alan önceki çalışmaların da genel olarak ortaya koyduğu gibi; $1300 \leq Re \leq 2900$ aralığında geçiş bölgesi akış karakteristiği kabul görmüştür. Ghori ve arkadaşlarının bu çalışmada

ortaya koyduğu önemli sonuçlardan bir tanesi; bahsi geçen geçiş bölgesinde, Fanning f faktörü ve Colburn j faktörü için en doğru simülasyon sonuçlarını laminer akış modeli vermiştir. Son olarak, Fluent HAD yazılımının, kanatlı borulu eşanjörlerin akış simülasyonu için kullanılabilecek güvenilir bir araç olduğu değerlendirilmesini yapmışlardır.

Gonzalez et al. [15] yaptıkları çalışmada hibrit yöntem ile, yani sayısal ve deneysel çalışmaların birlikte değerlendirilmesi yaklaşımı ile, eş merkezli boru dizilişine sahip bir kanatlı borulu ısı eşanjörünün ısı performansı değerlendirilmiştir. Sayısal simülasyon ve deneysel çalışmalardan elde edilen veriler yardımı ile ortalama taşınım ısı transferi katsayısı ve kanat verimi değerlendirilmiştir. Literatürde yer alan benzer deneysel çalışmalardan, Nu sayıları temelindeki karşılaştırmalar ile çalışmanın doğrulaması yapılmıştır. Hava giriş hızı (Re sayısı) ve kanat malzemesinin türü (alüminyum, çelik, bakır) değişkenler olarak belirlenmiştir. Bu değişkenlerin, ısı transfer karakteristiklerine olan etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Sonuç olarak, Re sayısındaki artış ile ortalama ısı taşınım katsayısındaki artışın doğru orantılı olduğu, kanat veriminin ise ters orantılı olduğu rapor edilmiştir. Bununla birlikte, ortalama ısı transfer katsayısına bağlı Nu sayısının, daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip kanat malzemesinde daha yüksek değer verdiği rapor edilmiştir. Son olarak, sırasıyla alüminyum ve çelik kanatların fiyat/performans olarak daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.

Tian et al. [16] çalışmalarında “delta” kanatçıklı dalgalı kanatlı borulu eşanjör modelini 3 boyutlu olarak HAD yöntemi ile sayısal olarak incelemişlerdir. Hava tarafı ısı transfer ve akış karakteristikleri açısından değerlendirmeler yapılmıştır. Sayısal analizler, FLUENT paket yazılımı kullanılarak (RNG) k-epsilon modeli ile yapılmıştır. Modellerden bir tanesi; dairesel boru, dalgalı kanat formu, 3 sıra sayısı ve eş merkezli boru dizilişine sahiptir. Diğer model ise; dairesel boru, dalgalı kanat formu, 3 sıra sayısı ve şaşırtmalı boru dizilişine sahiptir. Bu modeller ve analizler yardımı ile şaşırtmalı ve eş merkezli boru dizilişine sahip tasarımlar arasındaki karşılaştırmalar yapılmıştır. Sayısal analiz sonuçlarının ortaya koyduğu verilerden bir tanesi; “delta” kanatçıklar hava tarafı ısı transfer performansını dikkate değer şekilde arttırıyorken, basınç kaybı değerlerinde mütevazî seviyede bir artış sağlamıştır. Bununla birlikte, “delta” kanatçıkların, ısı transferi ve basınç kayıpları üzerindeki etkisini karşılaştırmak için, “delta” kanatçıkların yer almadığı bir model ile de kıyaslama yapılmıştır. Sonuç olarak “delta” kanatçıkların etkisi ile, $Re = 3000$

değerinde, Colburn j faktör ve Fanning f faktör değerleri sırasıyla; şaşırtmalı model için; %13.1, %7 ve eş merkezli model için; %15.4, %10.5 oranında artış tespit edilmiştir.

Wang et al. [17] arkadaşları ile yaptığı sayısal çalışmada, şaşırtmalı boru dizilişine sahip, 2 sıralı, düz yüzey kanatlı borulu eşanjör modeli üzerinde incelemeler yapmış ve eşanjör geometrik parametrelerinin performansla olan etkilerini incelemiştir. Bahse konu geometrik parametreler; kanat hatvesi, boru hatvesi (yatay ve dikeyde merkezler arası ölçü), kanat kalınlığı ve boru çapıdır. Kapasite/basınç kaybı ve verim endeksleri açısından tanımlanan performans değerlerinin değişimleri gözlenmiştir. Simülasyon sonuçları dikkate alındığında, bu performans değerleri dikey ve yatayda yer alan boru hatveleri ile doğru orantılı şekilde artmaktadır. Ancak kanat hatvesi ve boru çapı ile ters orantılı şekilde azalmaktadır. Performans değerlerinin optimum olduğu koşul; 6 ve 8 fpi kanat hatvesi aralığında ve sabit hava debisi koşulunda olduğu rapor edilmiştir. Sabit hava debisi koşulunda kapasite/basınç kaybı ve verim endeksleri arasında kayda değer bir fark çıkmamış ancak, simülasyona fan eğrisinin uygulanması sonrasında, kapasite/basınç endeksinin 12 fpi ve verim endeksinin 16 fpi kanat hatve değerlerinde zirve yaptığı rapor edilmiştir.

Chang et al. [18] üç boyutlu bir düz yüzey kanatlı borulu ısı eşanjörü için sayısal simülasyon ve deneysel incelemeler yapmışlardır. 1-6 sıra sayılarındaki modeller üzerinde akış ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Chang ve arkadaşları, Re sayısının 2000' den az olduğu durumlarda laminer akış prensibinin var olduğunu belirtip sayısal simülasyonu laminer akış modeli ile yapmışlardır. Sıkıştırılmaz, üç boyutlu ve laminer akış prensibi uygulanmıştır. Kanat hatvesi ve giriş hızı esas alınarak hesaplanan Re sayısının ($60 \leq Re \leq 900$) ve geometrik parametrelerin etkisi incelenmiştir. Bahse konu geometrik parametreler; boru diziliş sistemi (şaşırtmalı ve eş merkezli), boru sıra sayısı ve kanat hatvesidir (8-12 fpi). Çalışmanın ortaya koyduğu sonuçlara göre; şaşırtmalı boru dizilişine sahip modelin ortalama ısı transfer katsayısı, eş merkezli modele göre %15 - %27 mertebesinde daha yüksek çıkmıştır. Diğer taraftan, şaşırtmalı modelde hava tarafı basınç kaybı değeri, eş merkezli modele göre %20 - %25 mertebesinde yüksek çıkmıştır. Ortalama Nu sayısının, sıra sayısı artışı ile ters orantılı olduğu rapor edilmiştir. Nu sayısının beklendiği gibi, akışın boru ön yüzeyine temas ettiği noktalarda daha daha yüksek çıktığı görülmüştür (akış bozuluyor ve ısıl sınır tabaka inceliyor). Bununla birlikte boru arka yüzeyinde oluşan ve ölü alan olarak tabir edilen kısımlarda Nu sayısının daha düşük değerlerde olduğu rapor

edilmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısının, sıra sayısı 4 ten sonra çok etkilenmediği görülmüştür. Sayısal çözümle elde edilen ortalama ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü değerlerinin, kendi deneysel çalışmasıyla uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Cebula et al. [19] sayısal analiz yöntemi ve literatürde yer alan analitik matematiksel korelasyonlar ile elde edilen ısı transfer karakteristiklerinin kıyaslanmasını içeren bir çalışma ortaya koymuşlardır. Eşanjör boru tipi (dairesel ve eliptik), şaşırtmalı ve eş merkezli gibi farklı tasarım parametrelerinin etkisi FLUENT yazılımı ile incelenmiştir. Modellerin sıra boru sayısı sabit ve 2 dir. FLUENT simülasyon sonuçlarından hareketle, ısı transferinin ikinci boru bölgesinde daha zayıf olduğu rapor edilmiştir. Bu sonucun ortaya çıkmasındaki etkenlerden en önemlisi; ikinci boru ön ve arka yüzeylerinde yer alan ölü alanların varlığıdır. Bu alanlarda hava akımı girdap şeklinde düşük hızlarda hareket etme eğilimindedir ve neredeyse lamel yüzey sıcaklığı ile aynı sıcaklıkta olduğu görülmüştür. Bu sebepten ısı akısının bu bölgeler için neredeyse ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu görülmüştür. Tüm şaşırtmalı dairesel veya eliptik tasarımlarda bahsedilen bölgelerdeki ısı transfer veriminin düşük olduğu analiz edilmiştir. Son olarak, kanat malzemesinin iletkenliği ve boru diziliş sistemi (eş merkezli ya da şaşırtmalı) değişkenler olarak kabul edilmiş ve kanat verimliliği değerlendirilmiştir.

Islam et al. [20] arkadaşları ile birlikte 3 boyutlu düz yüzeye sahip kanatlı borulu ısı eşanjörü modelini geçiş bölgesi akış rejiminde incelemişlerdir. 4 sıra boru sayısına sahip ısı eşanjörü modelinin akış karakteristiği ve ısı transfer performansları ANSYS CFX ticari paket programı kullanarak analiz edilmiştir. Re sayısı; $400 \leq Re \leq 2000$ aralığında, hava tarafı basınç kaybı ve ısı transfer performansı değerlendirilmiştir. Kararlı ve sıkıştırılamaz akış varsayımıyla hem “laminer” hem de “k – omega” türbülanslı akış modeli ile hesaplanan çözümler kıyaslanmıştır. Model doğrulaması, Colburn j faktörü ve f sürtünme faktörü temelinde, literatürde yer alan benzer deneysel çalışmalar ile yapılmıştır. Kanat hatve aralığı ve boru diziliş sistemi değişkenler olarak ele alınmıştır. Sonuçlar, Colburn j faktörü ve f sürtünme faktörü cinsinden ortaya konulmuştur. Her iki faktörün de borular arası dikey ve yatay mesafeler ile ters orantılı olarak azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte kanat hatvesinin artmasıyla bu faktörlerin hem eş merkezli hem de şaşırtmalı diziliş sisteminde artış gösterdiği tespit edilmiştir. Verimlilik endeksi (j/f) değeri, borular arası dikey ve yatay mesafelerin artışı ile artmış, kanat hatvesinin artışı ile ters orantılı olarak azalmıştır. İstisnai bir Re

sayısında, verimlilik endeksi eş merkezli dizilişte, şaşırtmalı dizilişe göre daha yüksek çıkmıştır.

Salamanca et al. [21] dalgalı kanat yüzeyi ve patlatmalı kanat yüzeyine sahip gerçek kanatlı borulu ısı eşanjörü modelleri üzerinde ısı transfer performansını incelemek üzere çalışmalar yapmıştır. Test edilen modellerin boru çapları 12.7 mm ve boru diziliş ölçüleri, 27.5 mm ve 31.75 mm dir. Kanat hatvesi ve boru sıra sayısının ısı transfer performansı üzerine etkilerini incelemiştir. Akış karakteristiği için referans alınan Re sayısı, boru dış çapına göre hesaplanmış ve $1000 \leq Re \leq 6000$ aralığında ve (1 – 6 m/s hava giriş hızına tekabül eden) değerlerde çalışılmıştır. Re sayısı literatürde yer alan benzer diğer çalışmalarda olduğu gibi hidrolik çap cinsinden hesaplanmamıştır. Çünkü bu çalışmada patlatmalı ve dalgalı kanat yüzeyli modeller, kanat hatve değişkenlerine bağlı olarak karşılaştırıldığı için, değişmeyen sabit değer olan boru dış çapı Re sayısı hesabında kullanılmıştır. Deneysel sonuçta, kanat hatvesinin ısı transfer katsayısına etkisinin küçük olduğu görülmüştür. Örneğin, hatve aralığı 3.17 mm'den 1.81 mm ye değiştirildiğinde ısı transfer katsayısında %10 mertebesinde bir iyileşme görülmüştür. Sürtünme faktörü içinse hem dalgalı kanatlı model hem de patlatmalı yüzey kanatlı model için bunun tam tersi bir durum tespit edilmiştir. Bununla birlikte, sıra boru sayısının 2 sıradan sonra ısı transfer performansını fazla etkilemediği görülmüştür. Re sayısının 1000 ve kanat hatve değerinin 3.17 mm olduğu model için, patlatmalı modelde, dalgalı kanatlı modele göre, toplam yüzey alanından %30 mertebesinde kazanç olduğu tespit edilmiştir.

Wang et al. [22] arkadaşları ile yaptığı bu çalışmada toplamda 22 farklı, dalgalı kanatlı yüzeye sahip kanatlı borulu eşanjörler için deneysel çalışmalar yapmış ve ısı transfer (Colburn j faktörü) ve akış karakteristikleri için (f sürtünme faktörü) korelasyonlar sunmuştur. Boru sıra sayısı, kanat hatvesi ve kenar yüzey kanat açısı değişkenleri için hava tarafı performansını incelemiştir. Sonuç olarak ısı transfer karakteristiklerinin, dalga açısı, dalga yüksekliği ve dalga boyu parametrelerinden önemli ölçüde etkilendiğini tespit etmişlerdir. Bundan farklı olarak, kenar yüzey kanat açısının ısı transfer performansı üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi olduğu tespit edilmiştir.

Wang et al. [23] arkadaşları dalgalı kanatlı yüzeye sahip kanatlı borulu eşanjörlerde hava tarafı ısı transfer ve basınç kaybı karakteristikleri için korelasyonlar sunmuştur. Bu deneysel çalışmada 61 farklı numune üzerinde 570 farklı veri noktası ile incelemeler yapılmıştır.

Okbaz [24] doktora tez çalışması kapsamında panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin akış, ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini araştırmak için üç farklı yöntem kullanmıştır. Ansys FLUENT yazılımı ile HAD çalışmaları, PIV yöntemi ile akış görselleştirme çalışmaları, rüzgâr tüneline ise gerçek boyutlu ısı değiştiricileri ile ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini belirleme çalışmaları yapmıştır. HAD çalışması diğer iki yöntemin özelliklerini birleştirmiş hem ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde edilmiş hem de akış görselleştirme sonuçları ile akış yapısı hakkında bilgi edinilmiştir. Elde edilen verilerle ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları türetilmiştir.

Canbaz [25] yüksek lisans tezinde HAD paket programı ANSYS FLUENT ile kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan düz, dalgalı ve patlatmalı olmak üzere üç farklı kanat formu üzerinde sayısal çalışma yapmıştır. Bu üç farklı kanat formunda oluşan ısı transferi ve basınç düşümü değerleri dört farklı hava giriş hızı için hesaplanmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlarda dalgalı modelde düz lamele oranla yaklaşık %12, patlatmalı modelde ise düz lamele oranla yaklaşık %26 ısı transferi iyileşmesi sağlanmıştır. Sonuçlar literatürde yer alan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analizi yapılan bu üç modelden sadece dalgalı yüzeyli olanın analiz sonuçlarının, aynı boyutlara sahip dalgalı ısı değiştiricinin laboratuvarında yapılan deneysel test sonucuyla uyum içinde olduğu ortaya konmuştur. Bu tez çalışmasında tek bir test sonucu üzerinden yapılabilen karşılaştırmada yaklaşık %17'lik bir sapma elde edilmiştir. Canbaz, bu sapma miktarının nedeninin sayısal çözümlemelerde boru cidar sıcaklığının sabit alınırken, test edilen bataryada bunun değişken olmasından kaynaklandığını savunmuştur. Karşılaştırmaların daha doğru olarak yapılabilmesi için sayısal çözüm modelinin oluşturulmasında gerçek sınır koşullarının verilebileceği modelin oluşturulması ve çözüm modelinin değiştirilerek sayısal çözümlerin karşılaştırılabileceği bilgisayar kaynağının sağlanması gerektiğini ileri sürmüştür.

Wang et al. [26] arkadaşları ile yaptığı çalışmada 27 farklı dalgalı kanatlı borulu eşanjör modelini referans alarak, ısı transfer ve sürtünme karakteristikleri için ampirik korelasyonlar elde etmiştir. Önerdikleri ısı transfer korelasyonları, test verilerinin %95.1' ini, +/- %15 tolerans ve %6.44 standart sapma ile öngörebilmektedir. Sürtünme faktörü için sunulan korelasyonlar ise, test verilerinin %97.3' ünü, +/- %15 tolerans ve %5.01 standart sapma ile öngörebilmektedir. 27 farklı modelin 26 tanesi, 25.4 mm x

19.05 mm boru diziliş geometrisine sahiptir. 1 tane model ise 25.4 mm x 25.4 mm boru diziliş geometrisine sahiptir.

Wolf et al. [27] sayısal ve deneysel tabanlı çalışmalarında, dalgalı kanatlı yüzeye sahip kanatlı borulu eşanjör modeli için hava tarafı ısı transferi performansını değerlendirmişlerdir. Model, 3 sıralı ve şaşırtmalı dairesel boru demeti ile tasarlanmıştır. 3 boyutlu kararlı akış prensibinde, sonlu hacimler yöntemi esaslı bir HAD yazılımı ile çözümler elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar, yapılan deneysel çalışmalar ile ve literatürde yer alan ampirik korelasyonlar ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

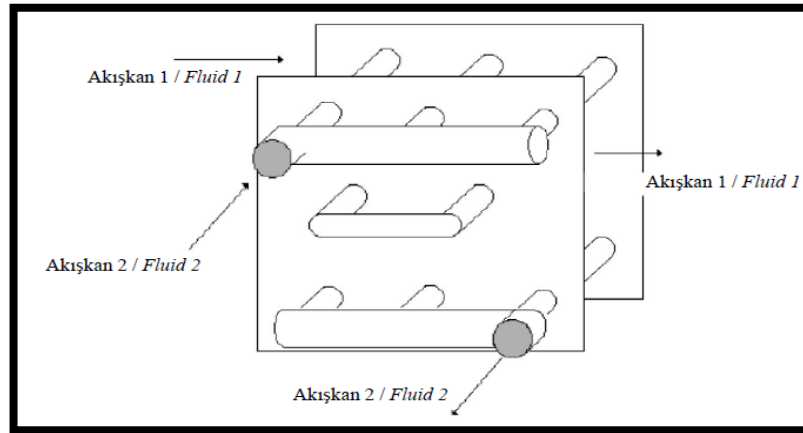
Chokemen et al. [28] balıksırtı kanatlı yüzeye sahip 10 farklı ısı değiştiricisi modelin ısıl hidrolik performanslarını deneysel incelemelerle değerlendirmişlerdir. Eşanjör geometrisi, 25.4 mm x 19.05 mm ve dairesel boru çapı 9.53 mm dir. Ortaya çıkan sonuçlara göre, kanat hatvesi değişiminin Colburn j faktörünü önemli ölçüde etkilemediği tespit edilmiştir. Re sayısının 2500' den yüksek olduğu durumlarda kanat hatvesi ile birlikte sürtünme faktörü de artmıştır. Re sayısı 4000'den daha az olduğu durumlarda sürtünme faktörünün boru sıra sayısının artması ile azaldığı tespit edilmiştir.

2. KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Birden fazla akışkanı birbirinden katı bir katmanla ayırarak akışkanlar arasında ısı geçişi gerçekleştirmek için kullanılan yapılara ısı değıştircisi denir. Isı değıştircileri yapısal olarak borulu, plakalı, kanatlı ve rejeneratif olarak sınıflandırılabilirler. Kanatlı ısı değıştirciler ise kanatlı borulu veya kanatlı plakalı yapıda olabilirler. Kanatlı borulu ısı değıştircileri kullanım alanlarının genişliği ve kompakt olmaları bakımından ısı değıştircisi türleri içinde önemli bir yer tutmaktadır.

Kanatlı borulu ısı değıştircileri düzenli dizilmiş bir boru demeti ve ısı geçiş alanını arttırarak ısı transferini iyileştirmek amacıyla borulara sıkı geçirilmiş kanatlar içeren yapılardır. Bu ısı değıştircilerinin çok sayıda kanat içermesinin sebebi dış akışkanın gaz (genellikle hava) olmasıdır. Dış akışkanın gaz olması durumunda ısı taşınım katsayısı değeri düşük olacağından istenen miktarda ısı geçişi için daha fazla alana ihtiyaç duyulacaktır. Çok sayıda kanat olması ısı geçiş alanını arttırarak ısı geçişinin istenen seviyeye ulaşmasına olanak sağlar. Sektörde kanatlı borulu ısı değıştircileri için batarya (coil) adı da kullanılır.

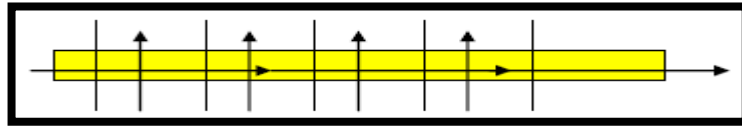
Kanatlı borulu ısı değıştircilerinin çalışma prensibi oldukça basit olmakla beraber, ısı geçişini etkileyen parametrelerin çokluğu sebebiyle performans analizini yapmak bir o kadar zordur. Isı geçişi birbirine çapraz olarak akan, yani aralarındaki açı 90° olan akışkanlar arasında olur. İç akışkan, dönüşler yardımıyla ısı değıştircisi içinde mümkün olduğu kadar çok sayıda geçiş yapar ve dış akışkanla ısıl temasta olur. [29].



Şekil 2.1: Kanatlı borulu ısı değıştircisinin sembolik gösterimi.

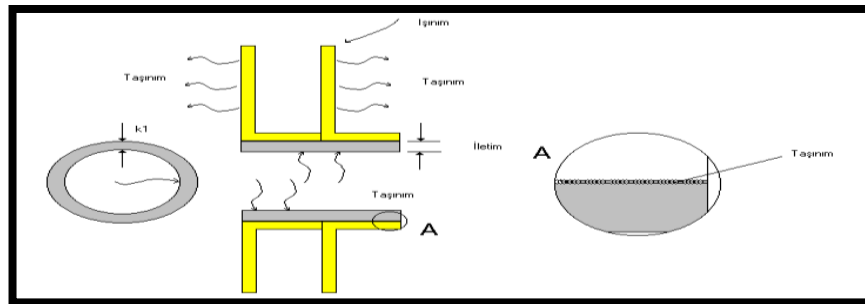
2.1. Kanatlı Borulu Çapraz Akımlı Isı Değişiriciler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin performansı, soğuk ve sıcak akışkanların birbirlerine göre akış yönlerine bağlıdır. Bu tez çalışmasında incelenen ısı değiştiricisi modeli, kanatlı borulu çapraz akımlı ısı değiştiricisidir. Bu tip ısı değiştiricilerinde, akışkanlardan biri kanat aralıklarından geçer (genelde hava) ve diğer akışkan boruların içinden geçerek ısı transferi sağlanmış olur. Borulama tasarımları değiştirilerek ikiden fazla farklı akışkan arasında ısı transferi de sağlanabilir.



Şekil 2.2: Akışkanların birbirine dik olarak karşılaştığı çapraz akım Őematıęı.

Bu tip ısı değiştiricilerinde birleşik ısı transferi (iletim, taşınım, ışınım) prensibi geçerlidir. Örneğin borular içinde dolaşan sıcak bir sıvı akışkan, enerjisini ısı taşınımı yolu ile boru iç cidarına verir. Boru iç cidarından, dış cidarına kadar olan kısımda ise ısı iletimi söz konusudur. Kanat malzemesinin boru ile sıkı geçme yoluyla sağlanan temas yüzeylerinde ise yine ısı iletimi, borunun kanat malzemesi ile temasta olmadığı yüzeylerde ise ısı taşınımı ile geçiş söz konusu olur. Kanat malzemesi boyunca gerçekleşen ısı transferi ise iletimdir. Kanat aralıkları boyunca akan soğuk akışkan olarak havayı baz alırsak, kanat yüzeylerinden havaya olan ısı transferi de ısı taşınımı ve çok yüksek sıcaklık farkları olması durumunda ısı ışınımı yoluyla gerçekleşmektedir. Enerji korunum ilkesi gereği, verilen ve alınan enerji birbirine eşit olmaktadır.



Şekil 2.3: Kanatlı borulu ısı değiştiricisi ısı transfer prensipleri.

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde boru malzemesi olarak genellikle bakır, kalay kaplı bakır, alüminyum, çelik, paslanmaz çelik (304, 304L, 316, 316L) kullanılır. Kanat malzemeleri ise alüminyum, epoksi kaplı alüminyum, hidrofilik kaplı alüminyum, bakır, çelik veya paslanmaz çelik olabilir.

En sık kullanılan kanat malzemesi alüminyumdur. Çünkü, yüksek ısı iletimine sahiptir, hafif, kolay şekillendirilebilir ve ucuzdur. Fakat korozyon direnci çok yüksek değildir.

Bu gibi durumlarda ısı değiştirici ömrünün uzatılması amacıyla özel kaplama malzemelerden yararlanılmaktadır. Metal yüzeyin tuzlu ve asitli ortamlardan korunmasında kullanılan kaplama malzemesi genellikle epoksi kaplamadır. Özellikle nemli ve tuzlu havaya maruz kalan ısı değiştiricilerinde bunların aşındırıcı etkisini ortadan kaldırmak amacıyla epoksi kaplama tekniğinden yararlanılmaktadır. Hidrofobik kaplama ise yoğuşmanın fazla olduğu ortamlarda korozif etkilerden oluşacak zararları önlemek için yararlanılan bir yöntemdir.

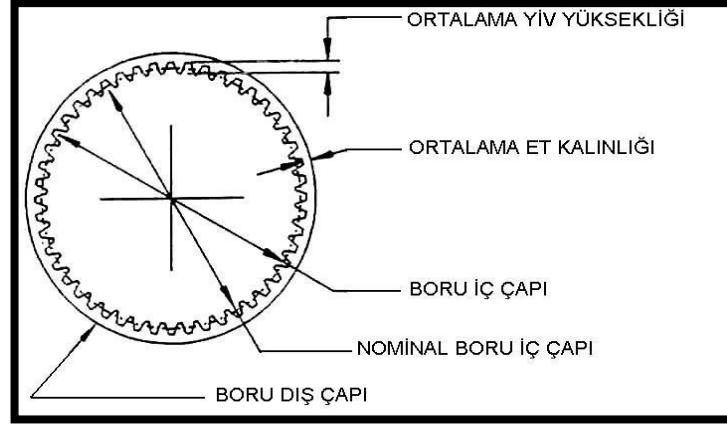
Çıplak borulu ısı değiştiricilere kıyasla aynı ısıl yükü sağlayan kanatlı borulu ısı değiştiriciler çok daha küçük hacim işgal ederler, daha hafiftirler ve genellikle daha ekonomiktirler. Kanatlı borulu bir ısı değiştiricinin dış yüzey alanı (lamel yüzeyi) iç yüzeyin (boru iç yüzeyi) 8-50 misli olabilir. Boruların kanatlara teması genellikle mekanik yöntemlerle sağlanır (genleşme işlemi). Kanat ile boru arasında mükemmel bir mekanik temas sağlanmalıdır [25].

2.2. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisini Oluşturan Parçalar ve İşlemler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerini oluşturan parçalar ve işlemler aşağıdaki gibi açıklanabilir.

2.2.1. Borular

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde en çok bakır borular kullanılır ve içten yivli ya da yivsiz olarak üretilebilirler. Yivli boruların kullanılmasındaki amaç, iç yüzey ısı transfer alanını arttırmak ve türbülans oluşturup ısı taşınımını arttırmaktır.



Şekil 2.4: İçten yivli bir borunun şematik gösterimi.

Bakır borular genellikle firkete şeklinde ve düz boru olmak üzere iki farklı tipte üretilir. Üretim parametrelerine de bağlı olmakla birlikte, genel olarak devreleme göz önünde bulundurulduğunda, veya boru uzunluğu 2 - 2.5 m'yi geçtiğinde, borular düz olarak imal edilirler [30].

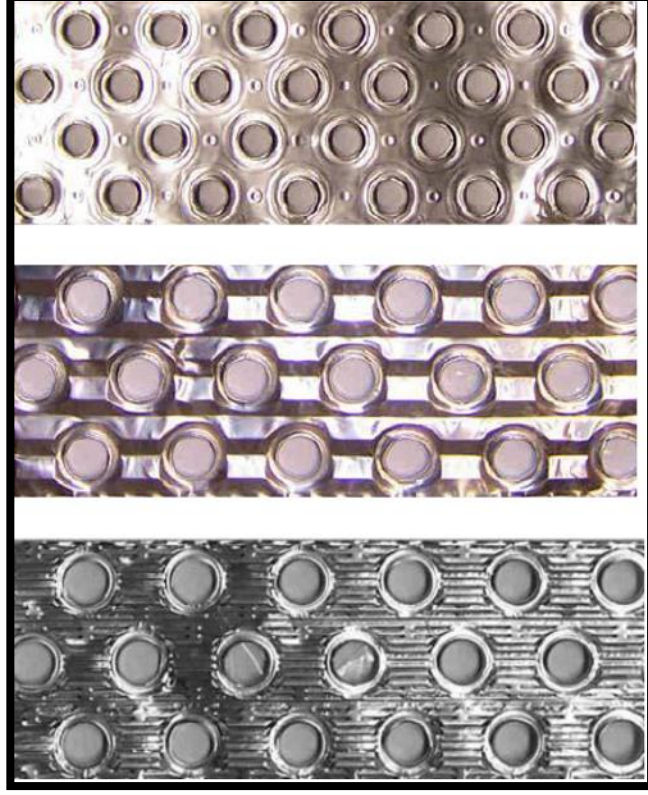
Tablo 2.1: Pratikte en çok kullanılan boru çapları ve et kalınlıkları.

Boru Çapı	Standart Kalınlık	Opsiyonel Kalınlık
5/16"	0,28 mm	---
3/8"	0,35 mm	0,30 - 0,50 - 0,70 mm
1/2" veya 12 mm	0,35 mm	0,50 - 0,70 mm
5/8" veya 15 mm	0,40 mm	0,50 - 0,70 - 1,00 mm

2.2.2. Kanatlar

Pratikte, genellikle tercih edilen kanat malzemeleri standart alüminyum ve özel kaplamalı alüminyumlardır. Kanat yüzeyleri endüstride genellikle düz, dalgalı ve patlatmalı olarak imal edilir ve kullanılır. Dalgalı ve patlatmalı yüzeylerin oluşturulmasındaki temel mantık aynı olup, akış boyunca türbülans oluşturmak ve akışın iyi bir karışım oluşturmasını sağlamaktır. Bununla birlikte, ısı sınırlama tabaka kalınlığının artmasını önlemek ve ayrıca akış yolunu uzatmaktır. Bu sayede form

verilmiş yüzeylerde hava tarafı ısı transfer katsayısı artmakta ancak daha yüksek hava tarafı akış direnci sebebi ile daha fazla basınç kaybına sebep olmaktadır. Bu da hava debisini sağlayan fan motor gücünü arttırmaktadır.



Şekil 2.5: Sırasıyla; düz, dalgalı, patlatmalı kanat yüzeyleri.

Kanatların borular ile teması mekanik sıkı geçme prensibine göredir. Sıkı geçme şişirme (genleşme) işlemiyle sağlanır. Isı değiştiricisi üretim parametreleri içinde en kritik olan süreçlerden biridir. Doğrudan ısı değiştiricisi performansını etkilemektedir.

2.2.3. Kolektör, Kurve, Köprü ve Uç Bağlantıları

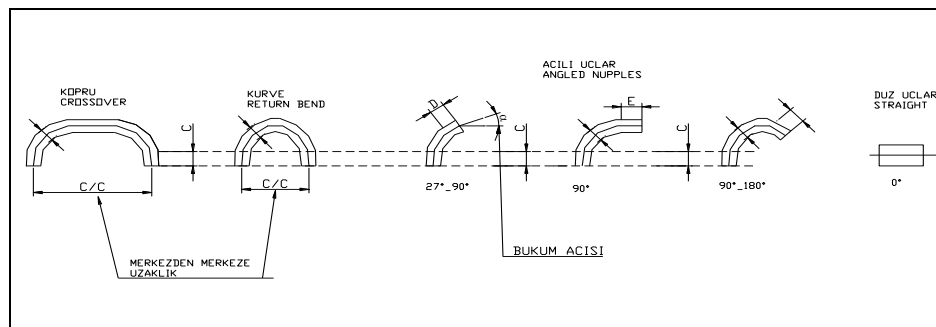
Batarya kolektörleri genellikle çelik veya bakır malzemededen imal edilirler. Eşanjör içinde akışkanın dağıtım ve toplama işlevini görürler. Sulu bataryalarda çelik, buhar ve freon bataryalarında ise bakır kolektör malzemesi olarak tercih edilir. Kolektörler eşanjör borularına bağlantı uçları ile birleştirilirler.



Şekil 2.6: Kolektörlerin batarya üzerindeki görünüşü.

Kolektör hazırlama işlemi, bataryada ölçülerinin sağlanabilmesi açısından en kritik noktalardan biridir. Burada birçok değişken vardır. Ayna boyutu, boru deliklerinin ayna üzerindeki pozisyonu, kolektörde delikler arası mesafe, uç ve kolektör delik açısı, giriş ve çıkış bağlantılarının boru üzerindeki pozisyonu dahil olmak üzere tüm faktörlerin atlanmadan birlikte değerlendirilmesi ve hassas olarak hazırlanması gerekir. Giriş ve çıkış bağlantıları çelik kolektörlü su bataryalarında dış vidalı veya flanşlı, bakırda ise genellikle kapalı, kaynaklı bir ağız bırakılır. Kolektör malzemesi paslanmaz çelik de olabilir. Havalık ve drenaj bağlantıları da genellikle kolektör üzerindedir.

Bataryaların devrelenmesinde bağlantı parçası olarak kullanılan ve devreyi tamamlayan elemanlar şunlardır; kurve (return bend); köprü (crossover); düz ve açılı uçlar.



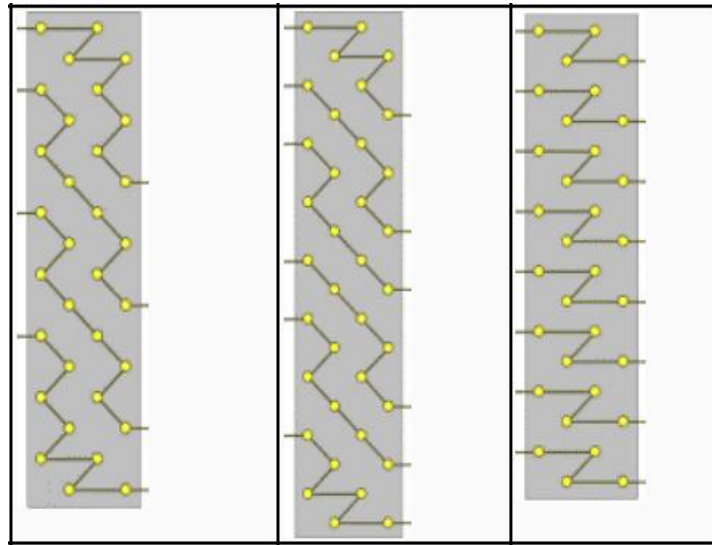
Şekil 2.7: Devrelemede bağlantı parçası olarak kullanılan yardımcı elemanlar.

2.2.4. Devreleme

Devre sayısı ve geçiş sayısı devrelemede iki önemli terimdir. Devre sayısı akışkanın kolektörden sonra kaç boruya dağıtıldığını ifade eder ve akışkanın boru içindeki akış hızına etki eder. Geçiş sayısı ise her devrenin kaç kez dolaşarak bataryayı terk ettiğini ifade eder. Hız, kat edilen yol ve dönüşler toplamda bataryada iç akışkandaki basınç kaybını ortaya çıkarır.

Devrelerin eşit olarak beslenmesi gerekmektedir. Bu nedenle her devrede eşit sayıda boru kullanılması tavsiye edilir. Yani her devre eşit geçiş sayısına sahip olmalıdır. Geçiş sayısı ile devre sayısının çarpımı bataryadaki toplam boru sayısını verir. Devrelemede geçiş sayılarının çift olması giriş ve çıkışların aynı yönde olmasını sağlar. Bu hem devreleme hem de tesisatta kolaylık sağlar. Bataryanın devrelenmesi borular içindeki akışkanın boşaltılmasına ve havasının alınmasına izin verecek şekilde yapılmalıdır. Buhar bataryaları çok daha özel olarak yoğunlaşan buharın bataryayı kolayca terk edeceği şekilde bir akış verilerek devrelenir. Dönüşler tavsiye edilmez, yukarıdan aşağı ya da eğimli yatay bir akış oluşturulmaya çalışılır.

Freon ya da diğer soğutucu akışkan bataryalarında her devredeki boru sayısının eşitliği faz değişiminin eşit dağılması gerekliliğinden dolayı sulu bataryalara nazaran daha kritik öneme sahiptir. [30]



Şekil 2.8: Farklı devreleme örnekleri.

2.2.5. Aynalar ve Kapaklar

Aynalar, temel görev olarak ısı değiştiricisinin mukavemetini sağlayan konstrüksiyon görevi olan genelde galvaniz çelik malzemeden imal edilen sac parçalarıdır. Batarya boyu uzun olursa ara bölmeler oluşturarak mukavemeti güçlendirir. Kapak malzemeleri de genelde galvanizli çelik malzemeden imal edilir ve ısı değiştiricisinin alt ve üst kısımlarına monte edilerek mukavemeti sağlar ve kesit alanındaki hava by-pass'ını önler.

2.3. Kanatlı Borulu Eşanjörün Performansını Etkileyen Parametreler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde temel olarak ısıl hidrolik performansı etkileyen parametreler iki ana başlıkta toplanabilir. Bunlardan bir tanesi hava tarafı ısı transfer performansını etkileyen parametrelerdir. Diğeri ise akışkan tarafını etkileyen parametrelerdir. Bu tez çalışmasında hava tarafı performansları üzerine çalışıldığı için bu başlık altındaki etkenlere yer vereceğiz. Temel ısı transfer bilgileri ve literatürden elde edilen veriler ile aşağıdaki şekilde gruplandırılmıştır.

2.3.1. Hava Hızının Etkisi

Kanat ve boru yüzeylerinden geçen akışkanın (genelde hava) hızı, Re sayısı ve sınır tabaka kalınlığına etki eden parametrelerden bir tanesidir. Dolayısı ile hava tarafı ısı transfer performansını da etkiler. Sistemde hava hızının artması hava tarafı basınç kayıplarının da artması anlamına geleceği için fan gücünü de arttırır. Bu sebepten, hava hızının ısı transferi ve basınç kaybına olan etkisi birlikte değerlendirilmeli ve optimizasyon yapılmalıdır.

2.3.2. Üretim Prosesinden Kaynaklı Etkiler

Bir kanatlı ve borulu ısı değiştiricisinde performansa etki eden faktörler incelenirken, üretimden kaynaklı etkiler (çok fazla üzerinde durulmayan konular olmakla birlikte) çok önemli olabilir. Örneğin kanatlar ve borular arasındaki sıkı

temas, bu tip ısı değiştiricilerinde olmazsa olmaz bir durumdur. Yeterli sıkı temas sağlanamadığı durumlarda ısı değiştiricisinin performansı ciddi şekilde dūřmektedir. İlaveten, kanat üzerindeki formu oluşturan kalıpların kontrollerinin yapılmış olması, hasar almamış olması, borular ile temas edecek olan kanat yakalarının yırtılmadan ve doğru ölçülerde üretilebiliyor olması önemlidir. Ayrıca, ayna ve kapların hava by-pass' ını önleyecek şekilde doğru monte edilmiş olması da göz ardı edilemez.

2.3.3. Boru Çapı ve Et Kalınlığının Etkisi

Boru çapının ısıl hidrolik performansa olan etkisi değerlendirilirken, bütüncül bir yaklaşım ve optimizasyon yapılması gerekmektedir. Boru yüzeyleri hava akışı boyunca, dalgalı kanat formlarına benzer bir etki göstererek akış düzenini bozar ve bu durum akışta türbülans oluşturur. Boru dizilişinin aynı kaldığı durumda, çap artıkça dış yüzey ısı transfer katsayısı da artacaktır. Bununla birlikte, boru arkasında kalan sirkülasyon bölgeleri de büyür ve basınç kaybı artar.

Boru et kalınlığının artması, hava ve iç akışkan arasında bir ilave ısıl direnç oluşturur ancak bu etki çok küçüktür. Temel olarak boru et kalınlığı iç akışkan basınç kayıplarını dengelemek için kullanılan bir parametredir [25], [31].

2.3.4. Boru Dizilişinin Etkisi

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde iki farklı temel boru diziliş uygulaması vardır. Biri şaşırtmalı diziliş, diğeri ise eş merkezli diziliştir. şaşırtmalı dizilişe sahip modellerde akış düzeni daha çok bozulur ve akış daha çok karışır. Bu sayede ısıl sınır tabaka kalınlığı azalır ve ısı transfer verimi artar. Ancak aynı zamanda akış daha fazla engel ile karşılaşır ve basınç kaybı da artış eğiliminde olur. Bu iki faktörün bir optimizasyon meselesi olduğunu unutmamak gerekir. Sıra sayısı artıkça, şaşırtmalı dizilişin ısıl performansa pozitif etkisi azalma eğiliminde olur.

2.3.5. Kanatlar ile İlgili Parametreler

Kanatlı borulu ısı değiştiricisinde boru ile kanat yakalarının sıkı geçmesinin kritik olduğu belirtilmişti. Çünkü ısı borulardan kanat tabanına transfer olur ve bu

noktadan sonra kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı ve ısıl direnci önem kazanır. Isıl direnci ne kadar düşük ise, boru yüzeyi ile lamel yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı o kadar azdır. Ancak pratikte kanat malzemesi daha ziyade çalışma ortam koşuluna göre (korozyon direnci vb.) seçilir. Bunun sebebi lamel malzemesinin ısı transferine olan etkisinin kısıtlı olmasıdır.

Kanat formunun ısıl verim ve basınç kaybına etkisi; dalgalı kanatlı bir modelde düz kanatlı bir modele göre akış yolu uzar, türbülans etkisi ile hava daha iyi karışır ve sınır tabaka kalınlığı azalarak ısı transfer performansını iyileştirir. Ancak basınç kaybının da dalgalı formda daha fazla olduğu unutulmamalıdır.

Lamel kalınlığının artırılmasının, ısıl performansa olumlu etki yaptığı söylenebilir. Ancak bu etki kısıtlı olduğu için, lamel kalınlığı performanstan ziyade çalışma ortamına ve maliyet kaygısına göre karar verilir. Keza lamel kalınlığı iki katına çıksa bile performansa etkisi yaklaşık %10 gibidir [25].

Kanat aralığının azaltılması ile, ısı transfer yüzeyi artar ve ısı değiştiricisinin kapasitesi artar. Ancak yakın kanatlar arasında ısıl sınır tabakanın kalınlık etkisi daha fazladır ve ısı transfer katsayısı daha düşüktür. Aynı zamanda kanat aralığı azaltıldığında basınç kaybı da artmakta ve daha güçlü fan seçimlerine ihtiyaç duyulmaktadır. İlâveten, dar kesitteki kirlenme faktörü de göz ardı edilmemeli ve seçimler ona göre yapılmalıdır [7], [25].

2.4. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Boyutsuz Parametreler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısıl hidrolik performansın değerlendirilmesi boyutsuz parametreler ile yapılmaktadır. Çünkü performansa etki eden geometrik faktörlerin lineer olmayan bir etkisi söz konusudur.

2.4.1. Reynolds Sayısı (Re)

Akışın türbülanslı ya da laminar oluşu atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olan Reynolds sayısı ile tanımlanır. Atalet kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranının büyük olduğu akışlar türbülanslı akış olarak tanımlanır. Bu tip akışlarda akışın içindeki düzensiz değişimler atalet kuvvetlerinin etkisi ile çalkantılar

haline dönüşür ve akış türbülanslı bir karakter gösterir. Laminer akışta ise atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı küçüktür ve akış düzenli kalır [25].

$$Re = \frac{\rho U_{\infty} D_h}{\mu} \quad (2.1)$$

Burada, μ havanın dinamik viskozitesi, ρ havanın özgül kütlesi, U_{∞} havanın akış hızı, D_h hidrolik çaptır. Literatürde yer alan birçok çalışmaya uygun olarak bu tez çalışmasında hidrolik çap, H kanat hatvesi olarak tanımlanacaktır.

2.4.2. Prandtl Sayısı (Pr)

Momentum ve ısı sınır tabakalarının birbirine göre kalınlıklarını tanımlayan boyutsuz parametre Prandtl sayısıdır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.2)$$

Burada, ν kinematik viskoziteyi, α termal difüzyon katsayısını, k akışkanın ısı iletim katsayısını, C_p akışkanın özgül ısısını ve μ akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Termal sınır tabaka ısı transferi için engel niteliğindedir. Prandtl sayısının düşük olması ısı momentumdan daha hızlı yayıldığı anlamına gelmektedir. Prandtl sayısı momentum ve ısı sınır tabakalarının nispi kalınlıklarını belirler. Pr sayısı, sıvı metaller için 0.01'in altındayken ağır yağlar için 100000 civarındadır. Hava gibi gazlarda ise Pr sayısı 1 civarındadır. Bu sebeple gazlarda momentum ve ısı difüzyon yaklaşık eşit hızda gerçekleşir. Sonuç olarak ısı sınır tabaka momentum sınır tabakasına göre sıvı metallerde daha kalınken yağlarda ise daha incedir [7].

2.4.3. Nusselt Sayısı (Nu)

Bir akışkan tabakası üzerinde taşınımın iletme oranı olarak tanımlanır. Nusselt sayısı ne kadar büyük ise taşınım da o kadar fazla olur. Nu sayısının değeri 1 ise, o akışkan tabakası içinde tüm ısı transferinin sadece iletimle olduğunu ifade eder.

$$Nu = \frac{h Dh}{k} \quad (2.3)$$

2.4.4. Stanton Sayısı (St)

Değeri Nusselt, Reynolds ve Prandtl sayılarına bağlıdır. Bu sayı yardımıyla ısı transferinde taşınımın rolü hakkında bilgi sahibi olunabilir. Denklem (2.4) 'te Stanton sayısının tanımı verilmiştir. G (kg/m²s) kütle hızıdır.

$$St = \frac{h}{\rho C_p U_\infty} = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h}{G C_p} \quad (2.4)$$

2.4.5. Colburn j ve Fanning f Faktörü

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin ısı transfer ve sürtünme karakteristikleri genellikle deneysel çalışmalar sonucunda ortaya çıkan veriler yardımı ile elde edilmiş ve Re sayısına bağlı boyutsuz parametreler olarak türetilmiştir. Colburn j ve Fanning f sürtünme faktörü tanımları sırasıyla denklem (2.5) ve denklem (2.6) da verilmiştir.

Literatürde, “Colburn j faktörü” hava tarafı ısı performans parametresi ve “Fanning f faktörü”, sürtünme karakteristiği olarak bilinir. Özellikle kanatlı borulu ısı değiştiricilerin performanslarını kıyaslamak için kullanılan önemli parametrelerdir. Bu parametreler, hava hızı (hava debisi), ısı değiştirici kanat hatvesi (açıklığı), ısı değiştirici kanat kalınlığı, kanat yüzey formu, hava tarafı çalışma şartları gibi birçok değişkenden etkilenir.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St Pr^{2/3} \quad (2.5)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{U_\infty^2 A_0}{2 A_c}} \quad (2.6)$$

Son yıllarda yapılan çalışmalarda bu karakteristiklere ilaveten, ısı transfer ve basınç kaybı karakteristiklerinin birlikte değerlendirildiği parametreler ortaya

atılmıştır. Bir ısı değiştiricisinin ısıl hidroluk performansını birlikte değerlendiren bu parametrelerden bazıları, Bhowmik ve Lee [32] tarafından tanımlanan; JF , j/f ve $j/f^{1/3}$ karakteristikleridir.

$$JF = \frac{j/j_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2.7)$$

Bu tez çalışmasında 15 mm boru çapına sahip dalgalı kanatlı borulu bir ısı eşanjörü modeli için farklı hava hızlarının Colburn j faktörü ve Fanning f sürtünme faktörüne etkileri incelenmiştir ve literatürdeki benzer sonuçlarla kıyaslanmıştır.

3. DENEYSEL YÖNTEM

Bu bölümde, 15 mm boru çapı ve eş merkezli kanatlı borulu ısı eşanjörü modeli hakkında bilgiler verilmiş, testlerin gerçekleştirildiği laboratuvara ilişkin bilgilendirmeler paylaşılmıştır. Deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile ısı transferi ve sürtünme faktörü karakteristikleri elde edilmiştir.

3.1. İklimlendirme Odası

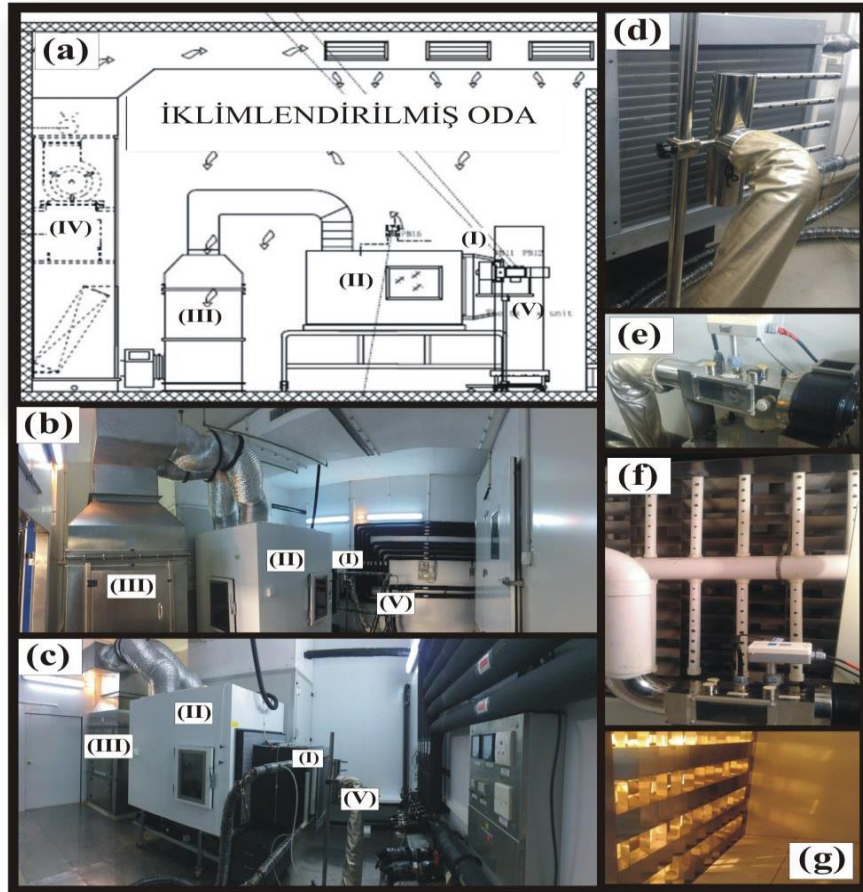
Isı değiştiricileri test edilirken giriş havası sıcaklık ve nem oranını sabit tutabilmek için iklimlendirilmiş bir oda kullanılmıştır. İklimlendirilmiş odanın hava şartlandırma ünitesi; soğutma bölümü, 18 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı, bir nemlendirme ünitesi ve sistemdeki havanın sirkülasyonunu sağlamak için kullanılan üç adet santrifüj fandan oluşmaktadır. Havanın soğutulması ve neminin alınması işlemi oda dönüş havasının ve hava ölçüm cihazlarından gelen havanın karıştırılarak hava şartlandırma ünitesinin tabanına yerleştirilmiş kanatlı borulu bir soğutma serpantininden geçirilmesiyle sağlanmaktadır. Sistemin soğutma ihtiyacı 2 adet hava soğutmalı yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ünitesinden karşılanmaktadır. Odanın ısıtılması işlemi ise soğuk havanın elektrikli ısıtıcı elamanların içinden geçirilmesi ile sağlanmaktadır. Bu ısıtıcı elamanlar yalıtım seramikleri ile tutturulmuştur. Tekrar ısıtılmış hava ve buhar kazanından elde edilen buhar karıştırılıp hava şartlandırma ünitesindeki borular vasıtasıyla hazneye boşaltılarak odanın nemlendirme işlemi gerçekleştirilir. Hava sirkülasyonu, odadaki üç adet santrifüj tipi fan ile sağlanmaktadır. Giriş ve çıkış havalarının kuru termometre sıcaklığını ve bağıl nemini ölçmek için iki adet sıcaklık ölçüm kutusu kullanılmaktadır. Isı değiştirici kesiti boyunca ortalama sıcaklığı ölçmek amacıyla girişte ve çıkışta olmak üzere iki adet hava numunelendirici vardır. Hava numunelendirici boruları üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla alınan hava karışarak sıcaklık ölçüm kutusuna gitmekte burada kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nemi ölçülmektedir. Sıcaklık ölçüm kutuları ile hava numunelendirici arasındaki bağlantı esnek bir kanal aracılığıyla sağlanmaktadır. Hava numunelendirici dikey açısı ve yüksekliği, ürünlerin farklı hava akış tiplerine uyacak şekilde ayarlanabilmektedir [24].

3.2. Rüzgâr Tüneli

İklimlendirme odasında bulunan rüzgâr tüneli (715 mm x 715 mm), temel olarak bir karışım haznesi, akış ölçüm ve hava karışım hazneleri bağlantı kanalı, lüle haznesi, egzoz körüğü ve giriş kısmından oluşmaktadır. Hava karışım haznesi 60 mm et kalınlığında PVC kaplı çelik sacdan yapılmıştır. Hava karıştırıcı hava karışım haznesini basınç ve psikometrik olmak üzere iki bölüme ayırmaktadır. Hava karıştırıcı dikey ve yatay doğrultularda havayı karıştırabilmektedir. Statik basınç bölümünün her iki tarafında dört basınç probu vardır, bunlar test ürünlerinin çıkış statik basıncını ölçmek için kullanılır. Kuru termometre sıcaklığı ve çığ noktası sıcaklığı sensörleri ile donatılmış sıcaklık ve nem ölçüm kutusu, hava karıştırıcısının aşağı akım bölgesine yerleştirilmiştir. Çapraz boru tipi bir hava numunelendirici, havanın özelliklerinin ortalama değerlerini elde etmek için tüm bölüm alanındaki havayı numunelendirir. Lüle haznesi paslanmaz çelik sacdan yapılmıştır. Giriş kısmına bir hava adaptörü monte edilmiştir. Haznenin içerisinde beş adet lüle seti bulunmaktadır. Basınç bantları (pressure tape), statik basınç düşüşünü ölçmek için lülelerin hem yukarı hem de aşağı kısmında haznenin dört yanında yer almaktadır. Her bir lüle, pnömomatik olarak çalıştırılan bir otomatik kapak disk- dudağı ile kontrol edilmekte ve dudağın kontrolü, kontrol panelindeki HMI'de yapılabilmektedir. Lülelerden önce hava sıcaklığını ölçerek hava özgül hacmini doğrulamak için bir sıcaklık sensörü yerleştirilmiştir. Egzoz körüğü lüle haznesinden havayı emerek bir kanal vasıtasıyla hava şartlandırma ünitesine boşaltmayı sağlar. Su giriş sıcaklığı bir adet su ısıtma tankı ile kontrol edilmektedir. Tankın içine her biri 9 kW ısıtma kapasitesi olan üç adet elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Giriş suyu sıcaklığında doğru ayar yapmak için test edilen branşta ikincil bir su ısıtma tankı monte edilmiştir. Testler boru içi akışkanın debisinin referans alındığı durum ve çıkış sıcaklığının referans alındığı durum olmak üzere iki farklı durum için yapılabilmektedir. Sabit su debisi durumunda boru içinden belli debide su geçirilir ve buna bağlı olarak çıkış sıcaklığı ölçülür. Sabit su çıkış sıcaklığı durumunda ise su çıkış sıcaklığı su debisinin ayarlanması ile kontrol edilir. Testler sırasında, yazılım gerekli su akışını hesaplamak için gerçek zamanlı su çıkış sıcaklığını kullanır ve sabit bir çıkış suyu sıcaklığı durumu elde etmek için gerekli su debisi miktarını sıvı akış kontrolörüne ayar noktası olarak ayarlar. Su akışı bir invertör kontrollü su pompası tarafından ayarlanır. 3 yollu bir vana, su debisinin 0.3 ila 5 m³/h arasında

ayarlanmasına yardımcı olur. Pompa yüksek frekansta çalıştığında veya vana daha fazla açıldığında, test edilen ünite boyunca akış debisi artacaktır, aksi halde akış debisi azalacaktır. Deney ünitesinde bulunan bütün ölçme ve kontrol elemanları bilgisayar yazılımı aracılığı ile bilgisayarlarla bağlantılıdır [24].

Deneylerde kullanılan test ünitesinin şekli, ölçme ve kontrol elemanlarının şekli, değer göstergeleri, çalıştırma ve durdurma butonları bilgisayar ekranına hazır bir yazılım yardımı ile çizdirilmiştir. Testin birinci aşamasında sistemin kararlı çalışma durumuna gelmesi için belirli bir süre beklenmektedir. Ölçülen bütün fiziksel büyüklükler eş zamanlı olarak kayıt edilmekte ve hesaplamalar zaman ortalaması alınmış şekilde yapılmaktadır. Ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerinden faydalanılarak giriş ve çıkıştaki entalpi değerleri sistemin veri bankasında bulunan entalpi tablolarından belirlenmektedir [24].



Şekil 3.1: Friterm A.Ş. İklimlendirilmiş oda ve rüzgar tüneli şeması (a) ve fotoğrafları (b), (c), giriş hava numunelendirici ve test edilen ısı değıştircisi (d), sıcaklık ölçüm kutusu (e), çıkış numunelendirici ve sıcaklık ölçüm kutusu (f), hava karıştırmacı (g) (I: test edilen ısı değıştircisi, II: Karışım haznesi, III: lüle haznesi, akış ölçüm haznesi, IV: hava şartlandırma ünitesi, V: hava numunelendirici).

Friterm A.Ş. test laboratuvarında, sulu sistem ısıtma ve soğutma eşanjörlerinin testleri “ASHRAE 33-2000 - *Methods of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils*” standardına göre yapılmaktadır.

Tablo 3.1: Test laboratuvarında kullanılan ölçüm aletlerinin belirsizlikleri.

Ölçüm	Alet	Ölçüm Yeri	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Belirsizlikleri
Hava tarafı statik basınç farkı	Yokogawa EJA110A	Ürün giriş ve çıkışı	(0) - (800) Pa	%0.075
Lülelerde statik basınç farkı	Yokogawa EJA120A	Lüle giriş ve çıkışı	(-50) - (450) Pa	%0.15
Sıcaklık	Galltec	Ürün giriş ve çıkışındaki sıcaklık ölçüm kutusu	(-40) - (85) °C	0.15 °C
Nem	Galltec	Ürün giriş ve çıkışındaki sıcaklık ölçüm kutusu	(0) - (100) %RH	%1
Sıcaklık	PT 100	Boru su giriş ve çıkışı	(-30) - (70) °C	0.1 °C
Debi	AXF025G Flow meter - FM3	Borularda su debisi	(0) - (5) m ³ /h	%0.5

3.3. Paslanmaz Çelik Borulu Numune Tasarımı

Paslanmaz çelik kaliteli borular, mükemmel korozyon dirençleri, yüksek yüzey kaliteleri ve yüksek mukavemet değerleri ile avantaj sağlamaktadır. Bu yüzden gıda sektöründe, ilaç ve dayanım avantajları sebebi ile çalışma basınçlarının yüksek olduğu karbondioksitli çevrim uygulamaları, enerji, petrol/ gaz sektöründe kullanımları gün geçtikçe artmaktadır [33]. Üstün fiziksel ve kimyasal özellikleri olan titanyum malzemesi de kullanılabilir. Ancak pahalı, işlenmesi zor ve hafif bir metaldir. Alternatifinde başka bir metal olmadığı alanlarda kullanılır. Bu nedenle; uzay aracı, uçak ve füze yapımında yeri doldurulamaz bir metaldir. Tuz, asit ve diğer kimyasal maddelere karşı çok dayanıklıdır.

Enerji sektöründe, paslanmaz çelik kaliteli boruların kullanım alanlarından biri de kuru soğutuculardır. Örneğin elektrik santrallerinde, elektriksel ekipmanların soğutulmasında, yalıtkanlığın sağlanması kaçınılmaz bir gerekliliktir. Bu sebepten kuru soğutucuların üretiminde paslanmaz çelik borular tercih edilir. Çünkü bakır boruların kullanımı sırasında zamanla bakır malzemenin aşınması ile de-iyonize (iyondan arındırılmış) su özelliğini kaybederek iyonize hale gelir. Bu durum da sistem güvenliği açısından çok büyük bir tehlikedir.



Şekil 3.2: Enerji sektöründe kullanılan paslanmaz çelik borulu ısı değıştircisi örneği.

Gıda endüstrisinde de soğutma sistemlerinde paslanmaz çelik borulu ısı değıştircilerinin kullanımına ilişkin; çeşitli tesislerde, özellikle et, balık, tavuk işleme, depolama veya süt ve süt mamulleri üretim- depo tesislerinde oluşan soğutma ihtiyacını karşılamak adına düşük dış ortam sıcaklıklarında sistemde dolaşan iç akışkanın donmasına engel olmak için sulu/glikollü karışımların dolaştığı soğutucu üniteler kullanılmaktadır. Yapılan ürünlerde kullanılan bakır borular ve kolektörlerin kaynaklarının gerçekleştiği noktalarda lehimleme işlemi esnasında kullanılan karbon çeliği glikol ile korozif bir tepkime yaşaması sonucu, üründe korozif tahribatların oluşmasına ve ürün işletme ömrünü kısaltıcı sonuçlara neden olmaktadır. Buna engel olabilmek için, glikol-su karışımı (salamura) soğutma sularında inhibitör kullanımı gerekmektedir.

İnhibitör kullanımı vasıtasıyla üründe, soğutma suyuyla temasta bulunan metallerde korozyon etkisinin belirli sınırlar altına alınması amaçlanır. Kullanılan inhibitör, malzemeye uygun seçilmeli ve su-glikol karışım oranı dikkate alınarak belirlenmelidir.

Bu tesislerde kullanılmış olan ürünlerde glikol – su karışımlı salamuraya ilave edilen inhibitörlerin kontrollerinde yaşanan aksaklık ürünlerin kullanım ömürlerinde kısalmaya sebep olur.

Kolektör ve bakır boru birleşme (kaynak) noktalarında yüksek oranda korozyon oluşumu nedeniyle inhibitör kullanımının işletme açısından kontrollü gerçekleştirilmesi gerektiğinin önemi veya alternatif olarak değerlendirilebilecek paslanmaz borulu ürünlerle soğutucuların işletme ömrünün uzatılabileceği Friterm A.ř.'nin çözüm noktasında yapmış olduğu değerlendirmelerdendir [30].



şekil 3.3: Yoğurt ve süt üretim- depolama tesislerinde paslanmaz elik borulu ısı değerliştiricilerinin kullanımına örnek.

Paslanmaz elik borulu ısı değerliştiricilerinin üretim aşamaları, bakır borulu ısı eşanjörlerinin üretim aşamalarından daha karmaşıktır. Bakır boruların avantajı, kolay şekil verilebilir, bükülebilir olmasıdır ve basit bir lehimleme prosesi ile bağlantıları yapılabilir. Bunun yanında paslanmaz elik boruların şekillendirilmesi ve özellikle kaynak aşaması daha fazla teknik detay içerir ve uzman, sertifikalı personel tarafından yapılmalıdır. Friterm A.ř. bünyesinde aşağıda detayları verilen dört farklı paslanmaz elik kalitede üretim yapılabilmektedir (SS304, SS304 L, SS316, SS316 L). Malzeme tanımlamalarında yer alan “L” ifadesi düşük karbon oranını işaret etmektedir. Malzemelerin kimyasal içerikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Sülfür oranı, kaynak kalitesinde çok etkilidir [34].

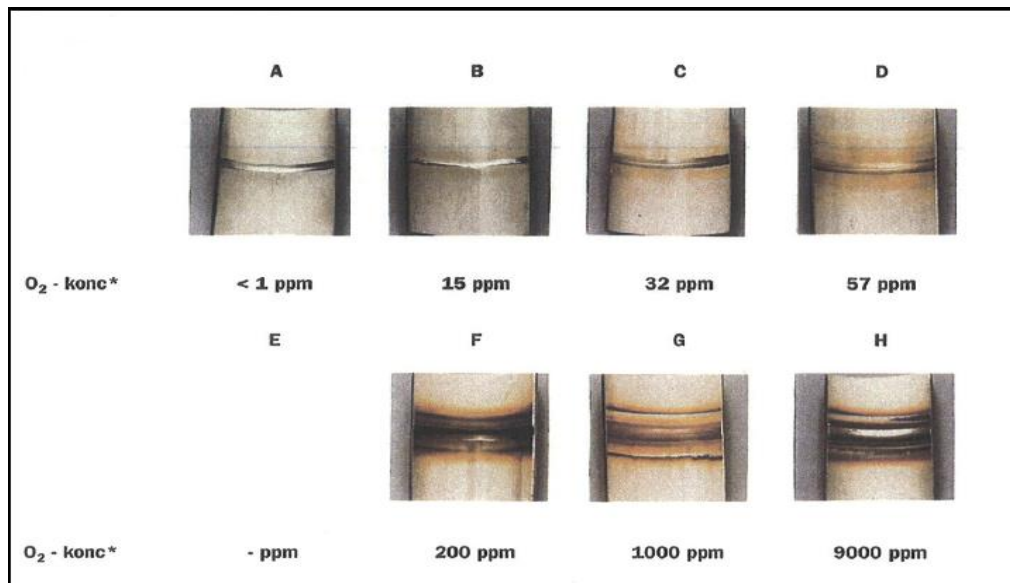
Tablo 3.2: Paslanmaz çelik kaliteli boruların kimyasal bileşenleri.

	304	304L	316	316L
Cr (%)	18.0 – 20.0	18.0 – 20.0	16.0 – 18.0	16.0 – 18.0
Ni (%)	8.0 – 11.0	8.0 – 13.0	10.0 – 14.0	10.0 – 15.0
C (%)	0.08 max	0.035 max	0.08 max	0.035 max
Fe (%)	Balance	Balance	Balance	Balance
Mo (%)		2.0 – 3.0		2.0 – 3.0
Mn (%)	2.0 max	2.0 max	2.0 max	2.0 max
Si (%)	0.75 max	0.75 max	0.75 max	0.75 max
P (%)	0.040 max	0.040 max	0.040 max	0.040 max
S (%)	0.030 max	0.030 max	0.030 max	0.005 – 0.017

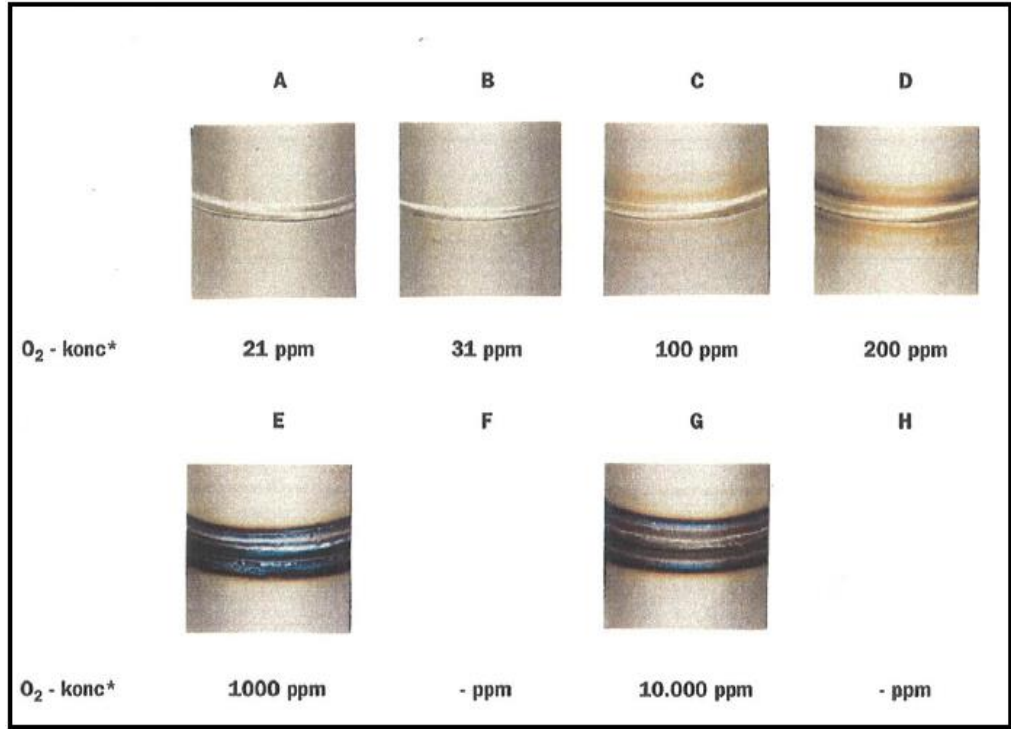
3.3.1. Paslanmaz Çelik Borulu Eşanjörlerde Kaynak Prosesi

Paslanmaz çelik boruların kaynağında, yüksek kaliteyi sağlamak için bazı standartlar tanımlanmıştır. Bu standartlar; WPAR (Welding Procedure Approval Test Certificate / EN 15614-1), WPS (Welding Procedure Specification / EN ISO 15609-1), WQS (Welder Qualification Certificate / EN 1418).

Bu standartların takip edilmesine ilaveten; kaynak sırasında oksidasyonu önleyici koruyucu gaz kullanımı önemlidir. En çok kullanılanlar Argon ve Formier'dir (azot ve hidrojen gazı karışımı). Öyle ki paslanmaz boruların kaynağında yeterli gaz kullanımında çok kaliteli ve oksidasyon gözükmeyen yüzeyler elde edilebilir. Koruyucu gaz, kaynak bölgesinin havadaki oksijen ile temasını keserek oksidasyona engel olur.



Şekil 3.4: Kaynak ortamındaki oksijen yoğunluğuna göre kaynak yüzey kalitesi (Koruyucu gaz; Argon).

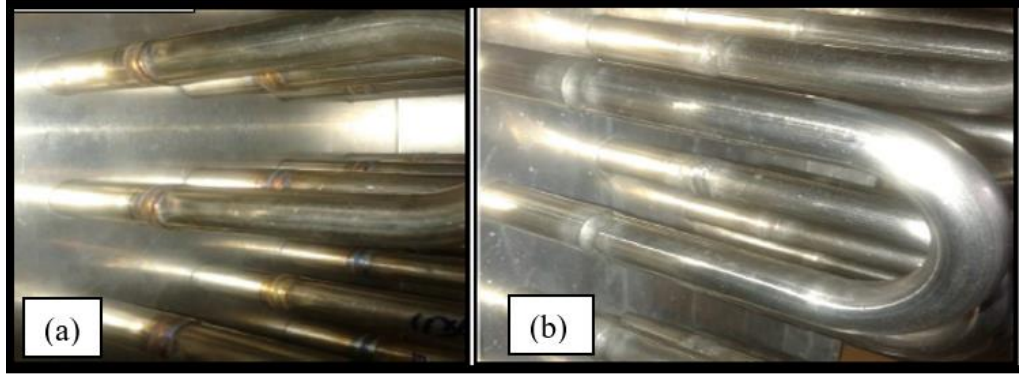


Şekil 3.5: Kaynak ortamındaki oksijen yoğunluğuna göre kaynak yüzey kalitesi (Koruyucu gaz; Formier).

Kaynak işlemi sonrası “pickling” (asitleme) prosesi uygulanır. Paslanmaz çeliklerde ısıl işlem sonrası yüzeydeki krom elementinin azalması bu tabakanın asit ile alınması ihtiyacını doğurur. Düşük krom içeriği, düşük korozyon direnci anlamına gelmektedir. Paslanmaz çelik yüzeylerde görülen renk değişikliği o bölgelerde korozyona karşı dayanıklılığın azalmasının göstergesidir. Asitleme işleminin hedefi, kaynak dikişleri çevresinde oluşan renk değişikliklerini temizlemektir. Isıl işlem ile zarar gören bu tabakanın alınması işlemi gerçekleştirilir.

Paslanmaz çelikler kendi kendini pasifize eder. Bazen bu sürecin hızlandırılıp desteklenmesi gerekir. Bunun için okside edici asitleme işlemi gerekebilir. Burada yüzeyden herhangi bir tabaka alınmaz. Özellikle büküm vb. mekanik işlemlerden geçmiş paslanmaz çelik malzemelerde pasifizasyon önerilmektedir. Paslanmaz çelik malzemelere uygulanan kaynak, kesme, delme, doğrama, bükme, çekme, şekillendirme gibi üretimdeki mekanik işlemlerin türüne bağlı olarak parça üzerinde ısıl leke, kaynak lekesi, renk değişimi, demir oksit tabakası gibi yüzey kusurları oluşur. Krom içeriği bakımından fakirleşen bu bölgelerde paslanmazlığı sağlayan krom oksit tabakası oluşmadığı için yüzeyde pasifizasyon sürekliliği engellenmiş olur ve problemin türüne göre lokal korozyonlara karşı direnç azalır. Böylelikle parça

yüzeyinde krom içeriği artırılarak doğal olarak oluşan pasif krom oksit tabakasının kuvvetlendirilmesi ile parçalarda korozyona karşı maksimum koruma sağlanır. Pasifizasyon ile krom-oksit tabakası hızlı bir şekilde yapılandırılmakta ve en kısa zamanda korozyon direnci sağlanmaktadır. Bu işlemde kullanılan nitrik asit paslanmaz çelik yüzeyine hafif bir şekilde tesir ederek esasta pasif tabakanın oluşmasına hizmet eder.

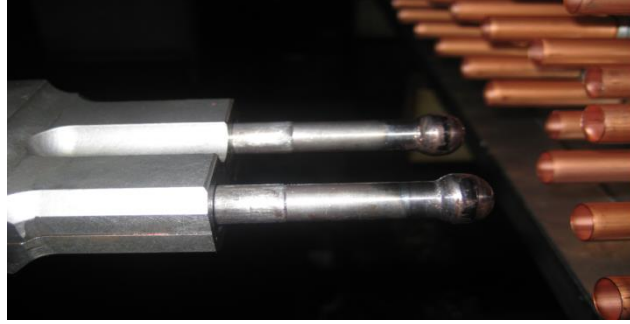


Şekil 3.6: Pickling (asitleme) işlemi öncesi (a) ve sonrasında (b) yüzey kalitesi.

3.3.2. Paslanmaz Çelik Borulu Eşanjörlerde Şişirme Prosesi

Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü üretiminde kritik öneme sahip bir diğer aşama da şişirme prosesidir. Bataryalar hazırlanırken, boruların lamellerle sıkıca temasının sağlanması şişirme makinelerinde gerçekleştirilmektedir. Şişirme işlemi, boru ve kanat arasında kusursuz ısı transferini temin için maksimum sıklıkta teması sağlayacak şekilde gerçekleşmelidir. Bu konu son derece kritiktir; yeterli temas sağlanmamış bir ısı değiştiricisinde kabul edilemez büyüklükte kapasite düşüşleri olmaktadır. Şişirme işlemi, başında bir bilye bulunan milin boru içerisine girerek boruyu genişletme işlemidir. Bu bataryaların hazırlanmasında kullanılan en yaygın üç şişirme makinesi; yatay şişirme, dikey şişirme ve manuel şişirme makinesidir.

Manuel şişirme makineleri genellikle ölçüsü küçük ve düşük adetli bataryaların şişirilmesi işleminde kullanılmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi iki adet mil borulara girerek boruların genişleme işlemini yapmaktadır. Test edeceğimiz numune batarya da manuel şişirme makinesinde şişirilmiştir.



Şekil 3.7: Örnek bir manuel şişirme makinesi mili.



Şekil 3.8: Örnek bir manuel şişirme makinesi ve şişirme işlemi.

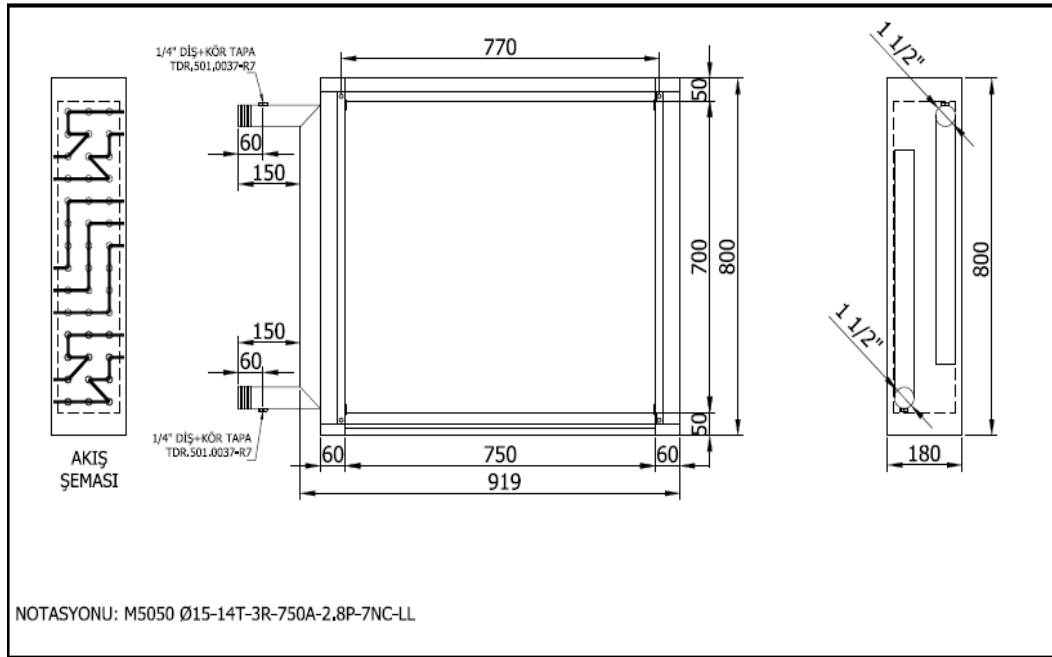
Tablo 3.3: Bakır borular için tanımlanan şişirme itme bilyesi ölçü kontrol tablosu.

BORU ÇAPI	BORU ET KALINLIĞI	BİLYA ÖLÇÜLERİ	
		STANDART ÇAP	MİNİMUM ÇAP
Ø15	0.4	14.75	14.73
	0.5	14.55	14.53
	0.635	14.28	14.26

Yukarıdaki tabloda görüldüğü gibi bakır borular için, boru çapı 15 mm ve kalınlığı 0.5 mm olan eşanjörlerde şişirme bilyesi çapı 14.55 mm olarak tanımlanmıştır. Paslanmaz çelik borulu eşanjör üretimi Friterm A.Ş. bünyesinde yeni bir üretim yatırımdır ve henüz paslanmaz çelik borular için bilya seçim tablosu standart olarak tanımlanmamıştır. Bu tez çalışması kapsamında yapılacak deneysel çalışmalar, bu standardın oluşturulmasına da yardımcı olacaktır. İlk testler için, paslanmaz çelik numune bataryası üretimi sırasında kullanılacak olan bilye çapı, bakır boru standardına uygun olarak 14.55 mm olarak belirlenmiş ve laboratuvar testleri yapılmıştır.

3.3.3. Numune Tasarım Detayları ve Diğer Üretim Aşamaları

Daha önceki bölümlerde Friterm A.Ş. bünyesinde dört farklı paslanmaz çelik kalitede kanatlı borulu eşanjör üretimi olduğundan bahsedilmişti. Numune batarya üretimi için SS316 L kaliteli boru tercih edilmiştir. Test laboratuvarının kapasite ve boyut limitleri de düşünülerek aşağıda detayları verilen ısı değiştiricisi tasarlanarak üretimi gerçekleştirilmiştir. Test laboratuvarının kapasite limitleri yaklaşık 20 kW' tır. Kanal ölçülerindeki limitler ise 750 mm X 700 mm dir. Dolayısı ile numune tasarımı bu limitler içerisinde olmalıdır. Üretilen numune eşanjör, üç farklı hava debisinde yazılım çıktısı alınacak ve laboratuvarında test edilecektir.



Şekil 3.9: Tasarlanan numune bataryanın teknik resmi (şişirme bilye çapı; 14.55 mm).

- Eşanjör boru sayısı (dikeyde): 14
- Eşanjör sıra sayısı (yatayda): 3
- Eşanjör lamel içi ölçüsü: 750 mm
- Eşanjör hatvesi / devre sayısı: 2.8 mm / 7
- Eşanjör geometrisi ve boru çapı: M50X50 / 15 mm
- Şişirme prosesi bilye çapı: 14.55 mm



Şekil 3.10: Test edilen ısı değiştiricilerinin imalatı. (a) Kanatlar için alüminyum malzemenin kesilmesi, (b) alüminyum malzemenin saç kalıptan geçirilerek panjurlu ve dalgalı yapının verilmesi, (c) panjurlu kanat örneği, (d) dalgalı kanat örneği, (e) kanatların borulara dizilmesi, (f) boruların kesilmesi, (g) ve (h) boruların şişirilmesi işlemi.

Tablo 3.4: Numune eşanjörün termal tasarım ve test giriş verileri (şişirme bilye çapı; 14.55 mm).

Ortalama hava debisi (m ³ /h)	Kuru termometre hava giriş sıcaklığı (°C)	Hava giriş bağıl nemi (%)	Sıvı tarafı akışkan	Antifriz miktarı	Sıvı giriş sıcaklığı (°C)	Ortalama sıvı debisi (m ³ /h)
4000	15	50	su	0%	40	4.6
3000	15	50	su	0%	40	4.6
2000	15	50	su	0%	40	4.6

Tabloda (3.4) verilen parametreler; eşanjör tasarım paket yazılımına girilerek farklı hava debileri için hesaplamalar yapılmıştır. Aşağıda tasarım çıktıları sonuç sayfaları görülmektedir.

COIL TECHNICAL SPECIFICATIONS					
Capacity	16,6	kW	Number of circuits/passes	7 / 6	
Sensible capacity	16,6	kW	Number of rows	3	
Latent capacity	0	kW	Tube inner volume	7,72 l	
Exchange surface	53,76	m ²	Weight	25,67 kg	
Sensible heat ratio	1		Fin material	Aluminium	
Global exchange coefficient	17,89	W/m ² -K	Fin thickness	0,12 mm	
Log mean temp. difference	17,3	°C	Fin pitch	2,8 mm	
			Tube material	Stainless Steel	
			Tube thickness	0,5 mm	
			Tube diameter (inner/outer)	14,5 / 15,5 mm	
			Manifold material	Steel	
			Manifold sets / Connection pipes	1 / 1	
AIR SIDE		Inlet	Outlet	FLUID SIDE	
Dry bulb temperature	15	27,1	°C	Fluid name	Water
Wet bulb temperature	9,7	14,7	°C	Temperature (inlet/outlet)	40 / 36,9 °C
Relative humidity	50	23,73	%	Volumetric flow	4,6 m ³ /h
Specific humidity	5,279	5,279	g/kg	Mass flow	4566 kg/h
Volumetric flow	4000	4169	m ³ /h	Tube fluid velocity	1,11 m/s
Mass flow	4887	4887	kg/h	Manifold fluid velocity	0,93 m/s
Density	1,222	1,172	kg/m ³	Enthalpy inlet	167,5 kJ/kg
Velocity	2,12	2,21	m/s	Enthalpy outlet	154,4 kJ/kg
Atmospheric pressure		1	atm	Pressure drop	13,2 kPa
Mass flow (dry)		4861	kg/h		
Pressure drop		39	Pa		

Şekil 3.11: 4000 m³/h hava giriş debisi ile tasarım çıktısı.

COIL TECHNICAL SPECIFICATIONS					
Capacity	14,3	kW	Number of circuits/passes	7 / 6	
Sensible capacity	14,3	kW	Number of rows	3	
Latent capacity	0	kW	Tube inner volume	7,72 l	
Exchange surface	53,76	m ²	Weight	25,67 kg	
Sensible heat ratio	1		Fin material	Aluminium	
Global exchange coefficient	16,29	W/m ² -K	Fin thickness	0,12 mm	
Log mean temp. difference	16,4	°C	Fin pitch	2,8 mm	
			Tube material	Stainless Steel	
			Tube thickness	0,5 mm	
			Tube diameter (inner/outer)	14,5 / 15,5 mm	
			Manifold material	Steel	
			Manifold sets / Connection pipes	1 / 1	
AIR SIDE		Inlet	Outlet	FLUID SIDE	
Dry bulb temperature	15	28,9	°C	Fluid name	Water
Wet bulb temperature	9,7	15,3	°C	Temperature (inlet/outlet)	40 / 37,3 °C
Relative humidity	50	21,37	%	Volumetric flow	4,6 m ³ /h
Specific humidity	5,279	5,279	g/kg	Mass flow	4564 kg/h
Volumetric flow	3000	3146	m ³ /h	Tube fluid velocity	1,11 m/s
Mass flow	3665	3665	kg/h	Manifold fluid velocity	0,93 m/s
Density	1,222	1,165	kg/m ³	Enthalpy inlet	167,5 kJ/kg
Velocity	1,59	1,66	m/s	Enthalpy outlet	156,2 kJ/kg
Atmospheric pressure		1	atm	Pressure drop	13,2 kPa
Mass flow (dry)		3646	kg/h		
Pressure drop		26	Pa		

Şekil 3.12: 3000 m³/h hava giriş debisi ile tasarım çıktısı.

COIL TECHNICAL SPECIFICATIONS			
Capacity	11,3	kW	
Sensible capacity	11,3	kW	
Latent capacity	0	kW	
Exchange surface	53,76	m ²	
Sensible heat ratio	1		
Global exchange coefficient	14,23	W/m ² ·K	
Log mean temp. difference	14,8	°C	
		Number of circuits/passes	7 / 6
		Number of rows	3
		Tube inner volume	7,72 l
		Weight	25,67 kg
		Fin material	Aluminium
		Fin thickness	0,12 mm
		Fin pitch	2,8 mm
		Tube material	Stainless Steel
		Tube thickness	0,5 mm
		Tube diameter (inner/outer)	14,5 / 15,5 mm
		Manifold material	Steel
		Manifold sets / Connection pipes	1 / 1
AIR SIDE		Inlet	Outlet
Dry bulb temperature		15	31,5 °C
Wet bulb temperature		9,7	16,3 °C
Relative humidity		50	18,44 %
Specific humidity		5,279	5,279 g/kg
Volumetric flow		2000	2115 m ³ /h
Mass flow		2443	2443 kg/h
Density		1,222	1,155 kg/m ³
Velocity		1,06	1,12 m/s
Atmospheric pressure			1 atm
Mass flow (dry)			2431 kg/h
Pressure drop			16 Pa
		FLUID SIDE	
		Fluid name	Water
		Temperature (inlet/outlet)	40 / 37,9 °C
		Volumetric flow	4,6 m ³ /h
		Mass flow	4564 kg/h
		Tube fluid velocity	1,11 m/s
		Manifold fluid velocity	0,93 m/s
		Enthalpy inlet	167,5 kJ/kg
		Enthalpy outlet	158,6 kJ/kg
		Pressure drop	13,2 kPa

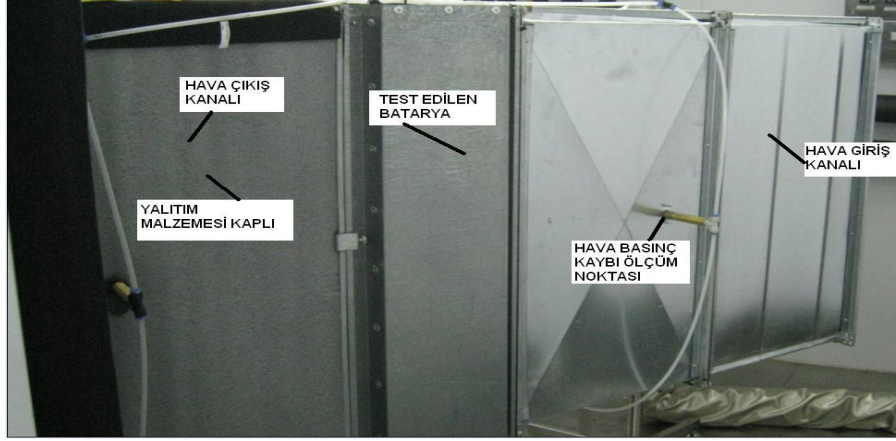
Şekil 3.13: 2000 m³/h hava giriş debisi ile tasarım çıktısı.

3.4. Testlerin Gerçekleştirilmesi ve Sonuçlar

3.4.1. Laboratuvar Testlerine Ön Hazırlık

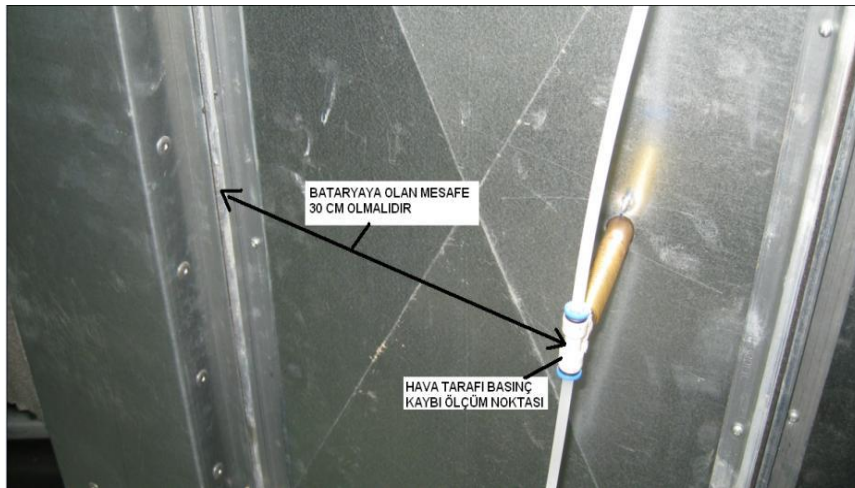
Isı değiştiricisi hava tarafı ısı transfer kapasitesini hesaplamak için giriş ve çıkıştaki havanın psikrometrik özelliklerinin ölçüldüğü hava entalpi yöntemi (Psikrometrik yöntem) kullanılmıştır. Test edilen ısı değiştiricileri emme tipi rüzgâr tünelinin 715 mm x 715 mm kesitli giriş kısmına bağlanmıştır. Kanalların kesit alanı lamellerin ön alın kesit alanı ile aynı olmalıdır. (Ani daralma veya genişlemeden dolayı basınç kaybına neden olmayacak biçimde).

İlk olarak hava çıkış kanalı yerleştirilir. Havanın çıkış özellikleri iklimlendirilen odanın koşullarından farklı olduğu için bu kanal mutlaka yalıtılmalıdır. Çünkü çıkan hava karışım odasına girmeden önce çevresiyle ısı geçişi olabilir dolayısıyla yapılan ölçümde hata olabilir. Hava çıkış kanalından sonra sırasıyla test edilecek batarya ve giriş kanalı yerleştirilir. ASHRAE 33-2000 'e göre, hava tarafı basınç kaybı ölçüm noktaları hem çıkış kanalında hem de giriş kanalında bataryadan 30 cm uzakta olacak şekilde yerleştirilmelidir.

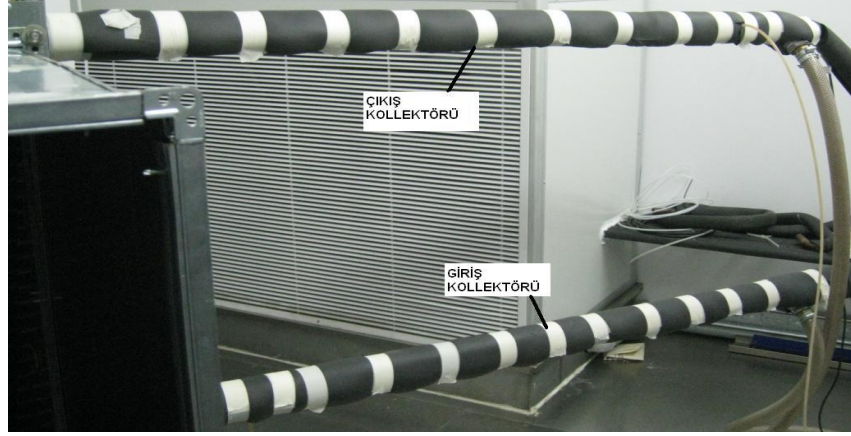


Şekil 3.14: Numune eşanjörün teste hazırlanması.

Kasetsiz bataryanın (eşanjör) giriş-çıkış bağlantıları yapılır. Bu bağlantılar, üzerindeki sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları ASHRAE 33-2000' e uygun olarak hazırlanmış setlerdir. Teste başlamadan önce bu ölçüm setleri mutlaka yalıtılmalıdır. Özellikle boru üzerindeki çığleşmeye bağlı olarak kapasite artışı meydana gelebileceğinden mutlaka ölçüm set boruları yalıtılmalıdır. Giriş- çıkış kolektörlerine basınç ve sıcaklık sensörleri takılır.



Şekil 3.15: Hava tarafı basınç sensörlerinin yerleştirilmesi.



Şekil 3.16: Sıvı tarafı basınç- sıcaklık sensörlerinin yerleştirilmesi.



Şekil 3.17: Hava giriş tarafına sampler yerleştirilmesi.

Yukarıda belirtilen ayarlamalar yapıldıktan sonra, kontrol panelinden “run” butonuna basılarak sistem çalıştırılır ve bilgisayarda kurulu olan “Heat Exchangers Performance Test Suite” test yazılımı çalıştırılır ve test sonuçları bilgisayardan alınır.

Daha önce bahsedildiği gibi, hava giriş sıcaklığı ve nemi, bir hava numunelendirici ünitesi kullanılarak termokupllar ile ölçülmüştür. Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem sırasıyla 0 - 45 ° C ve % 40 - 100 aralığında ölçülebilmektedir. Hava debisi basınç farkı yöntemi ile debi ölçüm bölümünde ölçülmüştür. Hava akışı 500 ila 7500 m³/ h hacimsel debi ve 0 - 1000 Pa basınç farkı sağlayabilen 7.5 kW gücünde bir santrifüj fan ile sağlanmaktadır. Testler 3 farklı hava giriş hızında gerçekleştirilirken borular içindeki su hacimsel debisi 4.6 m³/h değerinde sabit tutulmuştur. Hava giriş ve su giriş sıcaklıkları sırasıyla 15 °C ve 40 °C' de sabit tutulmuştur. Isı değiştiricilerinde suyu şarj etmek ve boşaltmak için kullanılan giriş ve

çıkış boruları vardır. Bu borulara yerleştirilen iki sensör, her bir boru için giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve basınçlarını ölçmek için kullanılmıştır. Isı değiştirici borularındaki su akışı, manyetik bir debimetre ile ölçülmüştür ve pompanın ayarlanması ile maksimum 5 m³/h' lik bir debi elde edilebilmektedir.

ANSI / ASHRAE 33-2000 standardına göre hava tarafı kapasite değeri ile sıvı tarafı kapasite değeri arasındaki fark 5% ten az olduğunda, veriler kaydedilir ve alınan ölçümlerin aritmetik ortalaması alınarak bu değerler sonraki hesaplamalar için kullanılır (ısı transferi ve basınç kaybı parametreleri vb.). Sıcaklık, basınç kaybı ve debi verilerindeki dalgalanmalar hassas ölçüm aletleri ve iyi şartlandırılmış ortam sayesinde çok düşüktür. Tüm test cihazları laboratuvar test yöntemleri ve hesaplamalar ANSI / ASHRAE 33-2000 standardını karşılamaktadır.

3.4.2. Laboratuvar Test Sonuçları

İlk aşamada, bakır boru standardına uygun olarak belirlenen ve 14.55 mm şişirme bilya çapı ile üretilen numune ile 4000 m³/h hava debisi ile test edilmiş ve sonuçlar paket program ile kıyaslanmıştır. Akabinde karşılaştırma ve doğrulama referansı olması açısından, aynı çapta bakır borulu bir eşanjör numunesi üretilmiş ve yine sonuçlar eşanjör paket tasarım programı ile kıyaslanmıştır.

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	14.99	14.99	15.00	15.00	15.00
Cond. Room Air Inlet DP	°C	-3.58	-3.46	-3.31	-3.09	-3.36
Cond. Room Air Outlet DB	°C	23.90	23.91	23.91	23.90	23.90
Cond. Room Air Outlet DP	°C	-2.02	-1.90	-1.76	-1.56	-1.81
Temp. Before Nozzles	°C	23.50	23.51	23.52	23.51	23.51
Inlet Relative Humidity	%	26.35	26.61	26.94	27.46	26.84
Air side pressure drop	Pa	34.17	34.17	34.17	34.17	34.17
Nozzle Pressure Diff.	Pa	219.40	219.30	219.11	219.29	219.27
Atmospheric pressure	kPa	101.019	101.024	101.035	101.045	101.031
Leaving air Specific Volume	m ³ /kg	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
Air inlet enthalpy	kJ/kg	22.20	22.27	22.38	22.51	22.34
Air outlet enthalpy	kJ/kg	32.22	32.30	32.41	32.53	32.37
Air enthalpy difference	kJ/kg	10.02	10.03	10.03	10.03	10.03
Air mass flow	kg/h	4834.30	4833.11	4831.09	4833.26	4832.94
Air volumetric flow	m ³ /h	4028.58	4027.59	4025.91	4027.72	4027.45
Fluid volumetric flow	m ³ /h	4.600	4.600	4.600	4.600	4.600
Fluid side pressure drop	kPa	11.38	11.30	11.43	11.30	11.35
Fluid Density	kg/m ³	992.64	992.64	992.63	992.64	992.64
Coarse-adjusting temp.	°C	39.69	39.70	39.71	39.70	39.70
Cond. room unit fluid inlet temp.	°C	39.94	39.93	39.95	39.94	39.94
Cond. room unit fluid outlet temp.	°C	37.59	37.59	37.60	37.59	37.59
Fluid temp difference	°C	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35
Air side total capacity	kW	12.26	12.27	12.26	12.25	12.26
Fluid side capacity	kW	12.46	12.44	12.46	12.45	12.45
Thermal balance coefficient	%	1.56	1.28	1.54	1.58	1.49
Latent capacity	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sensible capacity	kW	12.26	12.27	12.26	12.25	12.26
Air inlet abs. humidity	g/kg	2.81	2.84	2.88	2.93	2.87
Air outlet abs. humidity	g/kg	3.21	3.24	3.28	3.34	3.27

Şekil 3.18: Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m³/h, şişirme bilyası çapı; 14.55 mm).

Laboratuvar test sonuçlarından alınan ortalama ısıtma kapasitesi, daha önce eşanjör tasarım yazılımından alınan kapasite sonuçları ile karşılaştırıldığında yaklaşık %35 lik bir fark olduğu görülmüştür.

ENV 1216 standartlarına göre, sulu sistemli ısıtma – soğutma bataryaları için laboratuvar testlerini gerçekleştiren ve uluslararası bir kuruluş olan EUROVENT; tek seferlik testlerde, yazılım sonuçları ile test sonuçları arasındaki sapmanın maksimum %15 mertebelerinde olabileceğini bildirmekte ve bu esaslara göre sertifikalandırma işlemlerini yapmaktadır.

Bu standardın referans olarak alındığı noktada %35' lik bir sapmanın kabul edilemez olduğu açıktır.

Bu sapmaya neden olabilecek durumlar şu şekilde yorumlanabilir:

- Daha önceki bölümlerde bahsedilen kritik üretim safhalarının uygun bir şekilde gerçekleştirilememesi,
- Sıvı tarafı akışkan devrelemesinin uygun bir şekilde projelendirilmemiş ya da teknik resme uygun üretilmemiş olması,
- Akışkanın devrelere düzgün dağılamaması.

Yukarıdaki durumların değerlendirilmesi yapılmış ve devreleme ile ilgili proje, üretim detayları kontrol edildikten sonra, ilk madde olan kritik üretim safhalarının uygunluğuna odaklanılmıştır. Bu sebepten, paslanmaz çelik borulu eşanjör yerine standartlarda şişirme bilya çapı referans alınan, aynı çapta bakır borulu bir numune eşanjör üretimi gerçekleştirilmiş ve aynı koşullarda testi yapılmıştır. Akabinde laboratuvar test sonuçları, eşanjör tasarım paket programı ile kıyaslanmıştır.

COIL TECHNICAL SPECIFICATIONS					
Capacity	16,8	kW	Number of circuits/passes	7 / 6	
Sensible capacity	16,8	kW	Number of rows	3	
Latent capacity	0	kW	Tube inner volume	6,92 l	
Exchange surface	53,76	m ²	Weight	21,18 kg	
Sensible heat ratio	1		Fin material	Aluminium	
Global exchange coefficient	18,2	W/m ² ·K	Fin thickness	0,12 mm	
Log mean temp. difference	17,1	°C	Fin pitch	2,8 mm	
			Tube material	Copper	
			Tube thickness	0,5 mm	
			Tube diameter (inner/outer)	14,5 / 15,5 mm	
			Manifold material	Copper	
			Manifold sets / Connection pipes	1 / 1	
AIR SIDE		Inlet	Outlet	FLUID SIDE	
Dry bulb temperature	15	27,4	°C	Fluid name	Water
Wet bulb temperature	4,6	10,5	°C	Temperature (inlet/outlet)	40 / 36,9 °C
Relative humidity	10	4,66	%	Volumetric flow	4,6 m ³ /h
Specific humidity	1,049	1,049	g/kg	Mass flow	4564 kg/h
Volumetric flow	3941	4111	m ³ /h	Tube fluid velocity	1,11 m/s
Mass flow	4826	4826	kg/h	Manifold fluid velocity	1,59 m/s
Density	1,225	1,174	kg/m ³	Enthalpy inlet	167353 J/kg
Velocity	2,08	2,18	m/s	Enthalpy outlet	154126 J/kg
Atmospheric pressure		1	atm	Pressure drop	17,3 kPa
Mass flow (dry)		4821	kg/h		
Pressure drop		38	Pa		

Şekil 3.19: Bakır borulu eşanjör tasarımı (4000 m³/h hava giriş debisi).

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	14.96	14.97	14.96	15.01	14.98
Cond. Room Air Inlet DP	°C	-2.04	-2.02	-2.03	-2.00	-2.02
Cond. Room Air Outlet DB	°C	26.38	26.37	26.37	26.39	26.38
Cond. Room Air Outlet DP	°C	-0.11	-0.10	-0.08	-0.07	-0.09
Temp. Before Nozzles	°C	25.44	25.45	25.42	25.47	25.44
Inlet Relative Humidity	%	30.09	30.11	30.10	30.08	30.09
Air side pressure drop	Pa	34.00	33.85	33.97	33.93	33.94
Nozzle Pressure Diff.	Pa	223.13	223.41	223.52	223.73	223.45
Atmospheric pressure	kPa	99.571	99.574	99.574	99.574	99.573
Leaving air Specific Volume	m ³ /kg	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Air inlet enthalpy	kJ/kg	23.28	23.30	23.28	23.35	23.30
Air outlet enthalpy	kJ/kg	36.29	36.29	36.30	36.33	36.30
Air enthalpy difference	kJ/kg	13.01	12.99	13.02	12.97	13.00
Air mass flow	kg/h	4817.89	4821.14	4822.33	4824.32	4821.42
Air volumetric flow	m ³ /h	4014.90	4017.62	4018.61	4020.27	4017.85
Fluid volumetric flow	m ³ /h	4.602	4.601	4.602	4.601	4.601
Fluid side pressure drop	kPa	9.55	9.53	9.94	9.63	9.66
Fluid Density	kg/m ³	992.70	992.68	992.68	992.71	992.69
Coarse-adjusting temp.	°C	39.83	39.81	39.88	39.96	39.87
Cond. room unit fluid inlet temp.	°C	40.03	40.07	40.08	39.99	40.04
Cond. room unit fluid outlet temp.	°C	37.14	37.22	37.23	37.15	37.19
Fluid temp difference	°C	2.89	2.84	2.85	2.84	2.86
Air side total capacity	kW	15.69	15.67	15.68	15.65	15.67
Fluid side capacity	kW	15.32	15.08	15.11	15.08	15.15
Thermal balance coefficient	%	-2.34	-3.98	-3.72	-3.76	-3.45
Latent capacity	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sensible capacity	kW	15.69	15.67	15.68	15.65	15.67
Air inlet abs. humidity	g/kg	3.25	3.26	3.25	3.26	3.26
Air outlet abs. humidity	g/kg	3.82	3.83	3.83	3.83	3.83

Şekil 3.20: Bakır borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m³/h, şişirme bilyası çapı; 14.55 mm).

Bakır borulu numune, aynı koşullarda test edilmiş ve yazılım sonucu ile test sonuçları ısıtma kapasiteleri noktasında karşılaştırıldığında, ortaya çıkan sapmanın yaklaşık %7 mertebelerinde olduğu görülmüştür ki EUROVENT standartlarına göre de kabul edilebilir bir sapmadır.

Çıkan bu sonuç sonrası, üretim aşamalarına yoğunlaşmış ve paslanmaz çelik borulu numune batarya için kritik üretim parametreleri gözden geçirilmiştir. Isı transferi ile doğrudan ilgisi olan şişirme prosesi incelenmiş ve paslanmaz çelik borulu numunede yapılan incelemeler sonucu lamel ve boru arasında sıkı geçme işleminin tam olarak gerçekleşmediği sonucuna varılmıştır. Numune üzerinde yapılan fiziki inceleme ile bu durum teyit edilmiştir.

Laboratuvar testleri öncesinde ve numune tasarımı sırasında, paslanmaz çelik borulu eşanjörün şişirme bilye çapı, Friterm A.Ş. üretim parametrelerinde mevcut durumda tanımlı olan bakır borulu eşanjör ile aynı kabul edilmiş ancak, doğru bir değerlendirme olmadığı bu çalışma sonrası açığa çıkmıştır.

Sonuç olarak; 15 mm çaplı ve 0.5 mm kalınlığında paslanmaz çelik borulu eşanjörde sıkı geçme işleminin gerçekleşmesi için 14.55 mm şişirme bilyesi yerine 14.65 mm şişirme bilyesi kullanılarak yeni bir numune üretilmiş ve laboratuvar testi aynı koşullarda gerçekleştirilmiştir.

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	15.02	14.98	14.99	14.93	14.98
Cond. Room Air Inlet DP	°C	1.17	1.17	1.20	1.17	1.18
Cond. Room Air Outlet DB	°C	26.71	26.69	26.67	26.65	26.68
Cond. Room Air Outlet DP	°C	2.80	2.82	2.82	2.83	2.82
Temp. Before Nozzles	°C	25.88	25.87	25.84	25.82	25.85
Inlet Relative Humidity	%	38.71	38.79	38.87	38.94	38.83
Air side pressure drop	Pa	34.10	34.10	34.03	34.00	34.06
Nozzle Pressure Diff.	Pa	224.17	224.45	223.97	224.61	224.30
Atmospheric pressure	kPa	99.820	99.825	99.820	99.821	99.821
Leaving air Specific Volume	m ³ /kg	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Air inlet enthalpy	kJ/kg	25.70	25.66	25.69	25.61	25.67
Air outlet enthalpy	kJ/kg	38.89	38.88	38.87	38.85	38.87
Air enthalpy difference	kJ/kg	13.19	13.21	13.17	13.24	13.20
Air mass flow	kg/h	4829.04	4832.38	4827.25	4834.35	4830.76
Air volumetric flow	m ³ /h	4024.20	4026.98	4022.71	4028.63	4025.63
Fluid volumetric flow	m ³ /h	4.600	4.601	4.602	4.601	4.601
Fluid side pressure drop	KPa	12.42	12.81	12.51	12.23	12.49
Fluid Density	kg/m ³	992.74	992.70	992.76	992.72	992.73
Coarse-adjusting temp.	°C	39.75	39.62	39.81	39.63	39.70
Cond. room unit fluid inlet temp.	°C	39.97	40.06	39.90	40.05	40.00
Cond. room unit fluid outlet temp.	°C	37.01	37.11	36.98	37.03	37.03
Fluid temp difference	°C	2.97	2.95	2.93	3.02	2.96
Air side total capacity	kW	16.13	16.15	16.10	16.18	16.14
Fluid side capacity	kW	15.72	15.64	15.52	16.00	15.72
Thermal balance coefficient	%	-2.57	-3.23	-3.77	-1.11	-2.67
Latent capacity	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sensible capacity	kW	16.13	16.15	16.10	16.18	16.14
Air inlet abs. humidity	g/kg	4.19	4.19	4.20	4.19	4.19
Air outlet abs. humidity	g/kg	4.71	4.72	4.72	4.72	4.72

Şekil 3.21: Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 4000 m³/h, şişirme bilyesi çapı; 14.65 mm).

Yeni numunenin laboratuvar test sonucunda da görüleceği üzere, eşanjör paket tasarım yazılımından alınan kapasite sonuçları arasındaki fark yaklaşık %4 mertebelerindedir.

Bu sonuç sonrasında, üretim parametrelerinin 15 mm çaplı ve 0.5 mm kalınlığında, SS316 L kalite paslanmaz çelik borulu eşanjörlerde şişirme bilye çapının en az 14.65 mm olarak revize edilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır.

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	14.98	15.01	15.03	15.02	15.01
Cond. Room Air Inlet DP	°C	0.18	0.21	0.24	0.25	0.22
Cond. Room Air Outlet DB	°C	28.26	28.26	28.28	28.28	28.27
Cond. Room Air Outlet DP	°C	1.68	1.68	1.70	1.71	1.69
Temp. Before Nozzles	°C	27.17	27.15	27.18	27.18	27.17
Inlet Relative Humidity	%	36.10	36.10	36.14	36.20	36.14
Air side pressure drop	Pa	20.60	20.60	20.60	20.60	20.60
Nozzle Pressure Diff.	Pa	279.78	279.76	279.66	280.73	279.98
Atmospheric pressure	kPa	99.445	99.443	99.446	99.444	99.445
Leaving air Specific Volume	m ³ /kg	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
Air inlet enthalpy	kJ/kg	24.97	25.02	25.05	25.05	25.02
Air outlet enthalpy	kJ/kg	39.57	39.57	39.61	39.62	39.59
Air enthalpy difference	kJ/kg	14.60	14.55	14.55	14.56	14.57
Air mass flow	kg/h	3599.02	3598.94	3598.12	3605.01	3600.27
Air volumetric flow	m ³ /h	2999.19	2999.12	2998.43	3004.17	3000.23
Fluid volumetric flow	m ³ /h	4.601	4.600	4.599	4.600	4.600
Fluid side pressure drop	KPa	12.05	12.72	13.05	12.84	12.66
Fluid Density	kg/m ³	992.66	992.68	992.66	992.65	992.66
Coarse-adjusting temp.	°C	39.54	39.59	39.56	39.66	39.59
Cond. room unit fluid inlet temp.	°C	39.95	39.93	39.93	39.98	39.95
Cond. room unit fluid outlet temp.	°C	37.47	37.38	37.49	37.47	37.45
Fluid temp difference	°C	2.48	2.55	2.44	2.51	2.50
Air side total capacity	kW	13.70	13.67	13.68	13.72	13.69
Fluid side capacity	kW	13.16	13.53	12.93	13.30	13.23
Thermal balance coefficient	%	-4.05	-1.01	-5.63	-3.10	-3.45
Latent capacity	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sensible capacity	kW	13.70	13.67	13.68	13.72	13.69
Air inlet abs. humidity	g/kg	3.91	3.92	3.93	3.93	3.92
Air outlet abs. humidity	g/kg	4.36	4.36	4.37	4.37	4.37

Şekil 3.22: Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 3000 m³/h, şişirme bilyası çapı; 14.65 mm).

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	15.02	15.05	15.06	15.07	15.05
Cond. Room Air Inlet DP	°C	-0.43	-0.43	-0.42	-0.42	-0.42
Cond. Room Air Outlet DB	°C	31.05	31.05	31.07	31.09	31.06
Cond. Room Air Outlet DP	°C	1.14	1.14	1.14	1.15	1.14
Temp. Before Nozzles	°C	29.29	29.29	29.31	29.31	29.30
Inlet Relative Humidity	%	34.28	34.22	34.20	34.21	34.23
Air side pressure drop	Pa	11.70	11.77	11.63	11.60	11.68
Nozzle Pressure Diff.	Pa	199.77	201.03	202.04	198.04	200.22
Atmospheric pressure	kPa	99.294	99.297	99.300	99.303	99.299
Leaving air Specific Volume	m ³ /kg	0.89	0.89	0.89	0.89	0.89
Air inlet enthalpy	kJ/kg	24.55	24.58	24.60	24.61	24.58
Air outlet enthalpy	kJ/kg	41.99	41.99	42.01	42.03	42.00
Air enthalpy difference	kJ/kg	17.43	17.41	17.41	17.42	17.42
Air mass flow	kg/h	2480.02	2487.88	2494.15	2469.14	2482.80
Air volumetric flow	m ³ /h	2066.68	2073.23	2078.46	2057.61	2069.00
Fluid volumetric flow	m ³ /h	4.601	4.600	4.601	4.599	4.600
Fluid side pressure drop	KPa	12.62	12.78	12.31	12.32	12.51
Fluid Density	kg/m ³	992.59	992.58	992.57	992.60	992.58
Coarse-adjusting temp.	°C	39.64	39.61	39.58	39.60	39.61
Cond. room unit fluid inlet temp.	°C	39.90	40.00	40.01	39.91	39.96
Cond. room unit fluid outlet temp.	°C	37.87	37.84	37.87	37.84	37.86
Fluid temp difference	°C	2.04	2.16	2.14	2.07	2.10
Air side total capacity	kW	11.49	11.51	11.54	11.44	11.49
Fluid side capacity	kW	10.80	11.45	11.36	10.96	11.14
Thermal balance coefficient	%	-6.25	-0.57	-1.62	-4.30	-3.19
Latent capacity	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sensible capacity	kW	11.49	11.51	11.54	11.44	11.49
Air inlet abs. humidity	g/kg	3.73	3.73	3.73	3.74	3.73
Air outlet abs. humidity	g/kg	4.20	4.20	4.20	4.20	4.20

Şekil 3.23: Paslanmaz çelik borulu ısı eşanjörü numunesi test sonucu (hava debisi; 2000 m³/h, şişirme bilyası çapı; 14.65 mm).

3.4.2.1. Güncel Test Sonuçlarının Isı Transfer ve Basınç Kaybı Karakteristiklerine İndirgenmesi

Bir önceki bölümde şişirme bilya çapının en az 14.65 mm olması gerektiği belirtilmişti. Güncel testler için, 14.70 mm lik bilye çapı ile üretilen yeni bir paslanmaz borulu eşanjör numunesi çalışmaya konu 7 farklı hava debisinde test edilmiş ve literatürde yer alan benzer çalışmalar ile kıyaslama yapmak için ısı transfer ve basınç düşümü karakteristikleri elde edilmiştir. HAD karakteristiklerinin indirgenmesi Bölüm 4 ve 5'te açıklanmıştır.

Tablo 3.5: 7 farklı hava debisinde (giriş hızında) yapılan test sonuçları.

Hatve “H” 2.8 mm	\dot{Q} (kW)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	Su hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{∞} (m/s)	T_{sg} (°C)	$T_{sç}$ (°C)	T_{hg} (°C)	$T_{hç}$ (°C)	ΔP (Pa)
1	10.84	1891.38	4.6	1	39.99	37.93	15	31.4	8.77
2	13.09	2836.30	4.6	1.5	39.99	37.51	15	28.37	16.97
3	14.83	3785.22	4.6	2	39.98	37.16	14.97	26.35	28.31
4	16.46	4723.10	4.6	2.5	40.01	36.88	14.98	25.12	42.14
5	17.63	5668.88	4.6	3	39.95	36.60	15	24.11	58.67
6	18.74	6613.75	4.6	3.5	39.99	36.44	15	23.28	77.86
7	19.68	7558.55	4.6	4	40	36.27	15	22.62	98.81

Ölçümler sistem dengeye geldikten sonra yapılmıştır ve ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri hesaplanmıştır. Hava tarafı ve su tarafı ısı transfer hesaplamaları için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{ç} - T_g) \quad (3.1)$$

Ortalama ısı transferi, hava ve su tarafı ısı transferleri ortalaması alınarak elde edilir ve aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_s}{2} \quad (3.2)$$

Genel ısı transfer katsayısını hesaplamak için ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkının hesabı için çapraz geçişli ısı eşanjörlerinde düzeltme faktörleri tanımlanmıştır. Ancak bu düzeltme faktörü, boru sayısı, sıra sayısı ve hatta devreleme şemasından dahi etkilenmektedir ve literatürde birçok farklı katsayı elde etme yöntemi vardır. Bu sebepten katsayının belirlenmesi birden fazla etkene bağlı ve doğru olarak belirlenmesi çok zordur, karışıklığa sebep olabilir. Bu sebepten, düzeltme faktörü 1 olarak kabul edilmiş ve farklılık ısı taşınım katsayısına yüklenmiştir.

Genel ısı transfer katsayısı aşağıda şekilde hesaplanır:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T_{ln}} \quad (3.3)$$

Ortalama logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{hg} - T_{sç}) - (T_{hç} - T_{sg})}{\ln\left(\frac{(T_{hg} - T_{sç})}{(T_{hç} - T_{sg})}\right)} \quad (3.4)$$

Hava tarafı ısı transfer katsayısının hesabı, silindirik duvarlar için tanımlanan ısı transfer denkleminde elde edilebilir:

$$\frac{1}{\eta_0 h_0 A_0} = \frac{1}{UA} - \frac{\ln(d_0 / d_i)}{2\pi k_T L_T} - \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.5)$$

Bu denklemdaki sıvı tarafı ısı transfer katsayısı h_i elde etmek için Colburn [35] tarafından, dairesel borular içinde zorlanmış türbülanslı akışlar için tanımlanan ampirik bağıntı, denklem (3.6) kullanılmıştır. Aynı ampirik bağıntı ve denklem (3.7), Okbaz et al. [36] deneysel ve sayısal çalışmalardan oluşan makalede kullanılmıştır.

$$Nu_i = 0.023 Re_i^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.6)$$

$$h_i = \frac{Nu_i k_w}{d_i} \quad (3.7)$$

Sıvı tarafındaki akışın karakteristiğini belirlemek için denklem (3.8) kullanılmış ve akışın türbülanslı bir karakteristiğe sahip olduğu görülmüştür. Bu sebepten hesaplamalarda denklem (3.6) ve (3.7) kullanılmıştır.

$$Re_i = \frac{\rho_i U_{i\infty} d_i}{\mu_i} \quad (3.8)$$

Hava tarafı ısı transfer katsayısının hesaplanması için kullanılacak olan denklem (3.5)'te eksik kalan UA çarpanı da denklem (3.3) ten elde edilir. Bu şekilde kanat verimliliği değişkenini de içeren $\eta_0 h_0$ çarpanı elde edilmiş olur. Tez çalışmasında tek tip kanat karakteristiklerine sahip model kullanıldığı için, denklem (3.5) ten elde edilen hava tarafı ısı taşınım katsayısı kanat verimini de içermektedir. Bu verim ayrıca hesaplanmamış ve oluşabilecek küçük farklılıklar ısı taşınım katsayısına yüklenmiştir. Literatürde benzer yaklaşımlar sıklıkla uygulanmış ve Wang et al. [37] ilgili çalışmada benzer örneklerden bahsetmiştir.

Yukarıda verilen denklemler ve Bölüm 2' de verilen denklem (2.5), (2.6) yardımı ile, ısı değiştirici modelinin deneysel ısıl hidrolik performans karakteristikleri olan, Colburn j faktörü ve Fanning f faktörü boyutsuz parametreleri elde edilmiştir. Bu değerler, farklı hava giriş hızları yani farklı Re sayılarına göre aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Tablo 3.6: 7 farklı Re sayısı ile değişen ısıl hidrolik performans karakteristikleri.

U_∞ (m/s)	ΔP (Pa)	Re_H	h_0 (W/m ² °C)	j	f	j/f	$j/f^{1/3}$	JF
1	8.77	190.4	23.99	0.0156	0.1399	0.1114	0.0298	1.0000
1.5	16.97	285.6	27.11	0.0117	0.1204	0.0976	0.0236	0.7918
2	28.31	380.8	30.38	0.0099	0.1129	0.0874	0.0203	0.6795
2.5	42.14	476.0	34.97	0.0091	0.1076	0.0845	0.0190	0.6359
3	58.67	571.2	38.64	0.0084	0.1040	0.0804	0.0177	0.5921
3.5	77.86	666.4	42.21	0.0078	0.1014	0.0773	0.0167	0.5591
4	98.81	761.6	45.74	0.0074	0.0985	0.0754	0.0160	0.5352

Colburn j faktörü ve Fanning f faktörü literatür çalışmalarında, ısı değiştiricilerinin performanslarını değerlendirmek açısından sıklıkla kullanılmıştır ancak son yıllarda yapılan çalışmalarda bu karakteristiklere ilaveten, ısı transfer ve basınç kaybı karakteristiklerinin birlikte değerlendirildiği parametreler ortaya atılmıştır. Bir ısı değiştiricisinin ısıl hidrolik performansını birlikte değerlendiren bu parametrelerden bazıları, Bhowmik ve Lee [32] tarafından tanımlanan; JF , j/f ve $j/f^{1/3}$ karakteristikleridir.

Literatürde farklı uygulamalar görülse de Bhowmik ve Lee, genel olarak JF faktörünü su akışkanı, $j/f^{1/3}$ faktörünü ise sıvı-gaz uygulamaları için tavsiye etmişler ve ilgili performans faktörlerini Re sayısı ve Pr sayısına bağlı olarak tanımlamışlardır.

3.4.2.2. Test Verileri ve HAD Analiz Sonuçlarının Literatür ile Doğrulaması

Daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere, literatürde, 50 x 50 (mm) boru diziliş, eş merkezli, 15 mm boru çapı ve dalgalı kanatlı ısı eşanjörleri için verilen herhangi bir korelasyon bulunamamıştır. Bu sebepten, yeni türetilecek korelasyon için en doğru sonucu yakalayabilmek adına, bahse konu tüm karakteristikler hesaplanmış ve mevcut deneysel çalışmanın, literatürde yer alan benzer çalışmalara göre durumları raporlanmıştır.

Bu hedef doğrultusunda, literatürden referans alınan benzer korelasyonlar ve hazırlanan grafikler aşağıdaki gibidir:

Hatveye bağlı Re_H sayısı değişkeni ile tanımlanan [Junqi et al., 2007] korelasyonları [8]:

$$j = 0.0836 Re_H^{-0.2309} \left(\frac{H}{w}\right)^{0.1284} \left(\frac{H}{L_d}\right)^{-0.153} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0.326} \quad (3.9)$$

$$f = 1.16 Re_H^{-0.309} \left(\frac{H}{w}\right)^{0.3703} \left(\frac{H}{L_d}\right)^{-0.25} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0.1152} \quad (3.10)$$

Hatveye bağlı Re_H sayısı değişkeni ile tanımlanan [Wang et al., 1997] korelasyonları [38]:

$$j = \frac{1.201}{[\ln(Re_H)]^{2.921}} \quad (3.11)$$

$$f = \frac{16.67}{[\ln(Re_H)]^{2.64}} \left(\frac{A_0}{A_t}\right)^{-0.096} N^{0.098} \quad (3.12)$$

Hatveye bağılı Re_H sayısı ve D_h değişkenleri ile tanımlanan [Wang et al., 1999] korelasyonları [22]:

$$j = 1.79097 Re_H^{J1} \left(\frac{P_l}{\delta_f}\right)^{-0.456} (N)^{-0.27} \left(\frac{H}{D_h}\right)^{-1.343} \left(\frac{L_d}{\lambda/2}\right)^{0.317} \quad (3.13)$$

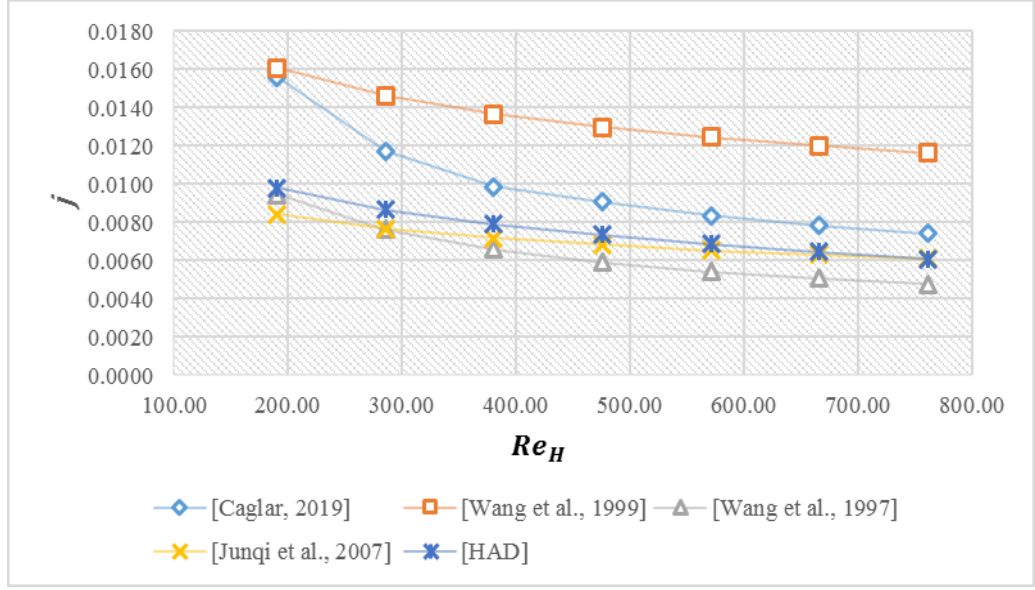
$$J1 = -0,1707 - 1.374 \left(\frac{P_l}{\delta_f}\right)^{-0.493} \left(\frac{H}{D_h}\right)^{-0.886} (N)^{-0.143} \left(\frac{L_d}{\lambda/2}\right)^{-0.0296}$$

$$f = 0.05273 Re_H^{f1} \left(\frac{L_d}{\lambda/2}\right)^{f2} \left(\frac{H}{P_t}\right)^{f3} \left[\ln\left(\frac{A_0}{A_t}\right)\right]^{-2.726} \left(\frac{H}{D_h}\right)^{0.1323} (N)^{0.02305}$$

$$f1 = 0.1714 - 0.07372 \left(\frac{H}{P_t}\right)^{0.25} \ln\left(\frac{A_0}{A_t}\right) \left(\frac{L_d}{\lambda/2}\right)^{-0.2} \quad (3.14)$$

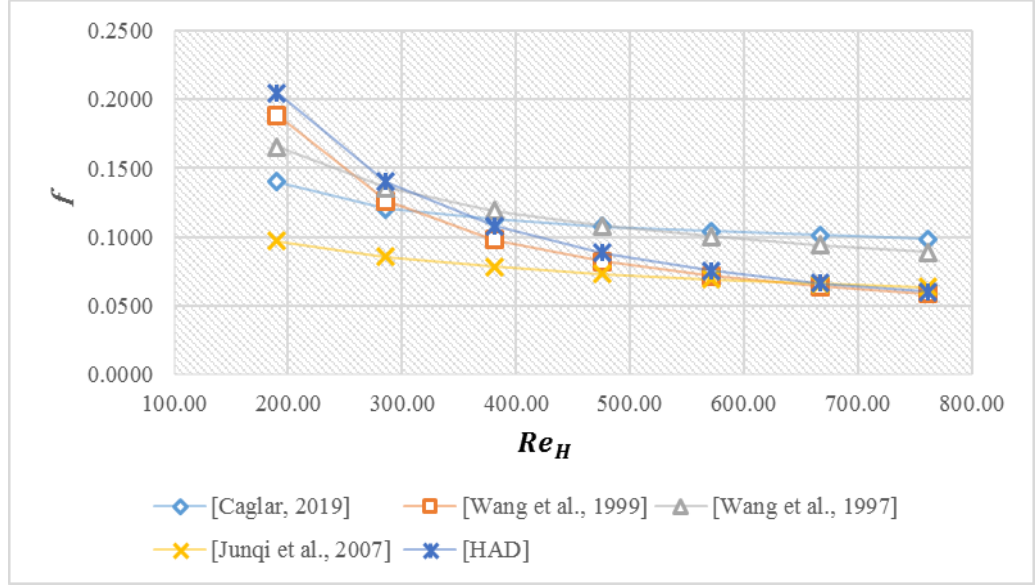
$$f2 = 0.426 \left(\frac{H}{P_t}\right)^{0.3} \ln\left(\frac{A_0}{A_t}\right)$$

$$f3 = \frac{-10.2192}{\ln(Re_H)}$$



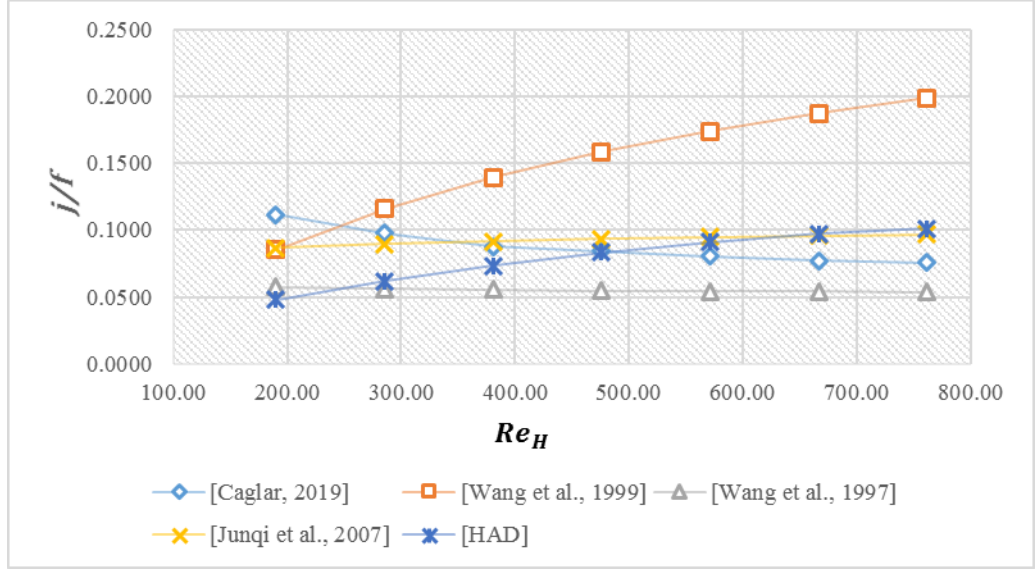
Şekil 3.24: Colburn j faktörünün Re sayısı ile değişimi.

Grafikten de anlaşılacağı üzere, Re sayısı arttıkça deneysel çalışma, HAD ve tüm korelasyonlardan hesaplanan Colburn j faktörü azalmıştır. Sonuçların birbirine uyumlu olduğu görülebilir. Diğer taraftan, tez çalışması kapsamında laboratuvar testi yapılan modelin elde edilen Colburn j faktörü sonuçları, Re sayısı 200’de [Wang et al., 1999] korelasyonu ile çok yakın sonuç vermiştir. Ancak genel olarak tüm Re sayılarında birbirine yakın seyreden [Wang et al., 1997] ve [Junqi et al., 2007] korelasyonlarına daha yakın sonuçlar verdiği söylenebilir. Yine genel itibari ile, Colburn j faktörünü en yüksek değer olarak sunan korelasyon [Wang et al., 1999] ve en düşük değer olarak sunan korelasyon ise [Wang et al., 1997] dir. Bu tez çalışmasındaki deneysel sonuçlar ve HAD sonuçları ise bu verilerin arasında ve uyumludur. Özellikle HAD sonuçları tüm analiz noktalarında [Junqi et al., 2007] korelasyonu ile neredeyse aynı seyretmiştir ve uyumludur.



Şekil 3.25: Fanning f faktörünün Re sayısı ile değişimi.

Fanning f sürtünme faktörü açısından bakıldığında, en düşük Re sayısında [Wang et al., 1999] korelasyonu ve HAD sonuçları en yüksek, bununla birlikte [Junqi et al., 2007] korelasyonu en düşük sürtünme faktörü değerini vermiştir. Diğer taraftan [Wang et al., 1999] korelasyonu ve HAD sonuçları çok yakın hareket ederek Re sayısı artışı ile hızlı bir şekilde azalmış ve en yüksek Re sayısında [Junqi et al., 2007] korelasyonu ile çok yakın değerler vermiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler ise başlangıçta [Wang et al., 1997] korelasyonu ile yakın durumdayken, Re sayısı artışı ile [Wang et al., 1997] korelasyon verisindeki azalma daha hızlı olmuş ve aradaki fark açılmıştır. Genel bir değerlendirme ve tüm Re sayılarındaki verilerin analizi ile, mevcut çalışma yani deneysel verilerden çıkarılan Fanning f sürtünme karakteristik değerinin en yakın [Wang et al., 1997] korelasyon verisini takip ettiği söylenebilir. Bununla birlikte, Re sayısı artışı ile basınç düşümünün en az değiştiği veri deneysel çalışma verileri olduğu söylenebilir. Son olarak, HAD sonuçları tüm analiz koşullarında [Wang et al., 1999] korelasyon sonuçlarına çok yakın ve uyumlu şekilde seyretmiştir.



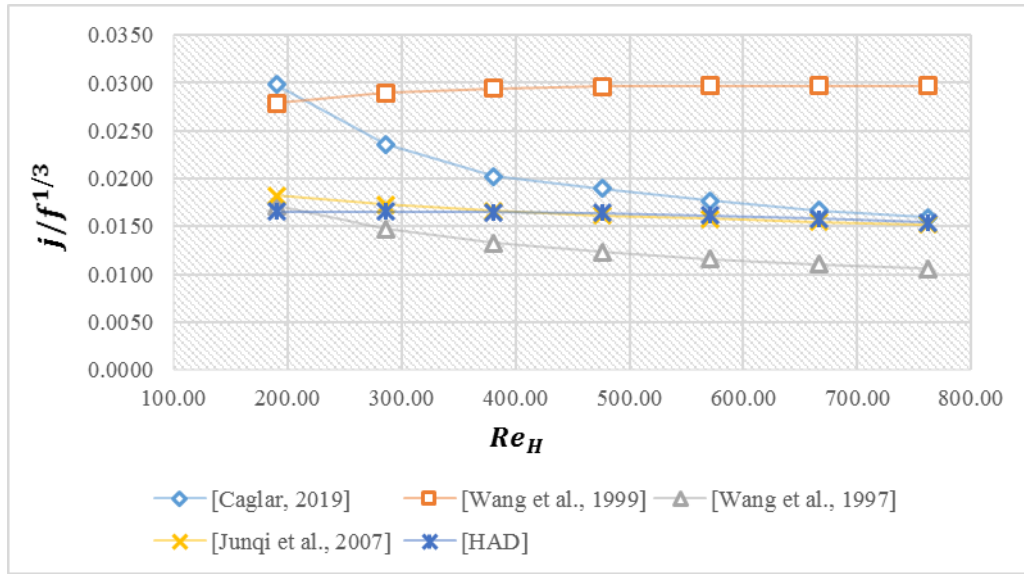
Şekil 3.26: j/f faktörünün Re sayısı ile değişimi.

Isıl hidrolik performansın birlikte değerlendirildiği birkaç farklı karakteristiğın olduğu belirtilmişti. Bunlardan birincisi j/f faktörüdür. Yukarıdaki grafikte yer alan sonuçlardan hareketle; başlangıç hızı olan en düşük Re sayısında, en düşük ısıl hidrolik performans faktörünü rapor eden [Wang et al., 1997] korelasyonu ile birlikte HAD sonuçlarıdır. [Wang et al., 1997] korelasyonu en yüksek Re sayısına kadar tüm aralıklarda çok az bir değişim rapor etmiştir. Re sayısı artışı ile [Wang et al., 1999] korelasyonundaki ısıl hidrolik performans faktörü artışı hızlı bir şekilde yükselmiş ve diğer tüm grafiklere göre genel itibari ile en yüksek ısıl hidrolik performans faktörünü rapor eden korelasyon olmuştur. Bunun nedeni, Fanning f ve Colburn j faktörlerinin değerlendirildiği grafiklerden çıkarılabilir. Yani Re sayısı artışı ile ısı transfer performans faktörünün (Colburn j) en az azaldığı korelasyon [Wang et al., 1999] korelasyonudur. Bununla birlikte, Re sayısı artışı ile sürtünme faktörünün en çok düştüğü korelasyon da yine [Wang et al., 1999] korelasyonudur. Bu iki grafikteki eğilimi sebebi ile, j/f ısıl hidrolik performans karakteristiğinde en yüksek sonucu veren [Wang et al., 1999] korelasyonu olmuştur.

Ek olarak, [Junqi et al., 2007] korelasyonu da Re sayısı artışı ile, j/f ısıl hidrolik performansı üzerinde çok fazla değişim rapor etmemiştir. Deneysel veri sonucu ise başlangıçta [Junqi et al., 2007] sonucuna yakın iken, Re sayısı artışı ile [Wang et al., 1997] sonucuna yakınsamış ve bu iki korelasyon aralığında azalma eğilimi göstermiştir.

HAD sonuçları ise, başlangıç Re sayılarında ($Re=300$ 'e kadar) [Wang et al., 1997] korelasyonuna yakın seyrederken, Re sayısı artışı ile [Junqi et al., 2007] sonuçlarına yakınlaşmıştır. Tüm analiz noktaları dikkate alındığında genel itibari ile bu korelasyona en yakın seyrettiği söylenebilir.

Bazı sonuçların grafikleri, Re sayısı ile yukarı yönlü artış eğilimindeyken diğerleri çok az miktar azalış eğilimi göstermiştir. Bunun nedeni, Colburn j ve Fanning f faktör grafiklerinden anlaşılabilir; bu iki grafikteki azalma hızları j/f grafiğindeki eğilimlerini belirlemiştir.

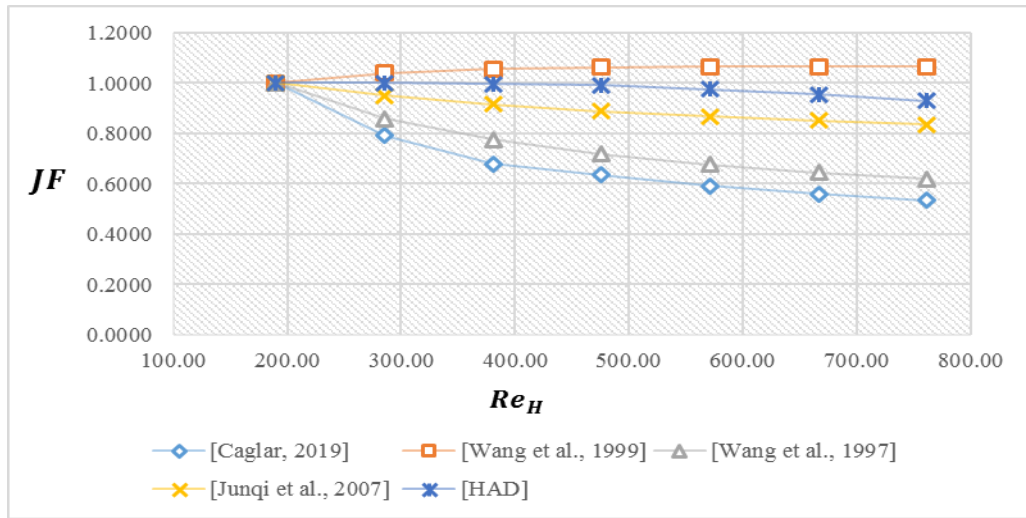


Şekil 3.27: $j/f^{1/3}$ faktörünün Re sayısı ile değişimi.

Diğer bir ısıl hidrolik performans değerlendirme karakteristiği olan $j/f^{1/3}$ faktörü için, en düşük Re sayısında deneysel çalışma, [Wang et al., 1999] korelasyonu ile çok yakın sonuç vermiş ancak Re sayısı artışı ile aralarındaki fark açılmış ve Re sayısının en yüksek olduğu durumda en fazla fark bu korelasyon ile olmuştur. Genel olarak en yüksek ısıl hidrolik performans faktörünü rapor eden korelasyon [Wang et al., 1999] korelasyonu olmuştur. Bundan sonra sırasıyla, deneysel çalışma, [Junqi et al., 2007] ve HAD, daha sonrasında [Wang et al., 1997] olarak belirtilebilir. Re sayısı artışı ile, oransal olarak performans faktöründeki azalma eğilimi deneysel çalışma ve [Wang et al., 1997] korelasyon sonucunda birbirine yakın olduğu söylenebilir. Yani grafik karakteristikleri birbirine yakındır. HAD analizindeki hava çıkış sıcaklık değerleri, Re sayısı artışı ile gerçek değerlere daha fazla yakınlaşmış ve bu durum

$j/f^{1/3}$ faktörüne yansımıştır. HAD sonuç grafiği Re sayısı artışı ile deneysel sonuç grafiğine yakınsamıştır. Başlangıç Re sayılarındaki HAD grafiğinin gerçek sonuçlardan daha uzak değerler vermesi, HAD analizinde gerçeğe çok yakın olmayan sabit boru yüzey sıcaklığı sınır şartı verilerek çözülmesi ile ilgilidir. HAD analizlerinde tanımlanabilecek sınır koşullarının geliştirilmesi ile gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilebilir.

HAD ve [Junqi et al., 2007] korelasyon sonuçları $j/f^{1/3}$ için tüm analiz noktalarında çok yakın ve uyumlu seyretmiştir.



Şekil 3.28: JF faktörünün Re sayısı ile değişimi.

JF faktöründe literatür, HAD ve deneysel çalışma için en düşük Re sayısındaki sonuçlar neredeyse aynı çıkmıştır. Re sayısı arttıkça, deneysel çalışma sonucu ve [Wang et al., 1997] korelasyonu yine benzer bir grafik karakteristiği göstermiş ve ısı hidrolik performans faktörü azalmıştır.

JF faktörü açısından genel olarak en yüksek performans faktörünü [Wang et al., 1999] ve en düşük performans faktörünü deneysel sonuç vermiştir. Önceki değerlendirmelerde açıklanan sebeplerden, [Wang et al., 1999] performans grafiğinin karakteristiği diğer üç grafikten farklı bir eğilim göstermiştir.

Tüm analiz sonuçları açısından genel olarak bakıldığında, HAD karakteristiği sonuçları, [Wang et al., 1999] ve [Junqi et al., 2007] korelasyonlarına yakın seyretmiş ve iki grafiğin arasında uyumludur. Deneysel çalışma ise [Wang et al., 1997] korelasyonuna yakın seyretmiştir ve uyumludur.

Bhowmik ve Lee [32] sıvı-gaz uygulamaları için $j/f^{1/3}$ faktörünü önermiştir. Bu durum teyit edilmiş ve literatüre en uyumlu sonuçları $j/f^{1/3}$ faktörü vermiştir.

Tablo 3.7: $j/f^{1/3}$ ısıtılma hidrolik performans faktörü doğrulaması. Literatürdeki en yakın korelasyon ile mevcut deneysel çalışma kıyas tablosu.

Reynolds sayısı (Re_H)	[Junqi et al. 2007]	[Caglar, 2019], Deneysel	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.0182	0.0298	-0.39	-0.17	-39%
285.6	0.0173	0.0236	-0.27		-27%
380.8	0.0166	0.0203	-0.18		-18%
476	0.0162	0.0190	-0.15		-15%
571.2	0.0158	0.0177	-0.11		-11%
666.4	0.0155	0.0167	-0.07		-7%
761.6	0.0152	0.0160	-0.05		-5%

Tablo 3.8: $j/f^{1/3}$ ısıtılma hidrolik performans faktörü doğrulaması. Literatürdeki en yakın korelasyon ile mevcut HAD çalışması kıyas tablosu.

Reynolds sayısı (Re_H)	[Junqi et al. 2007]	HAD	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.0182	0.0165	0.10	0.01	10%
285.6	0.0173	0.0165	0.04		4%
380.8	0.0166	0.0165	0.01		1%
476	0.0162	0.0164	-0.01		-1%
571.2	0.0158	0.0161	-0.02		-2%
666.4	0.0155	0.0158	-0.02		-2%
761.6	0.0152	0.0154	-0.01		-1%

Tablo 3.9: $j/f^{1/3}$ ısıtılma hidrolik performans faktörü doğrulaması. Mevcut deneysel çalışma ile mevcut HAD çalışması kıyas tablosu.

Reynolds sayısı (Re_H)	[Caglar, 2019], Deneysel	HAD	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.0298	0.0165	0.80	0.26	80%
285.6	0.0236	0.0165	0.43		43%
380.8	0.0203	0.0165	0.23		23%
476	0.0190	0.0164	0.16		16%
571.2	0.0177	0.0161	0.09		9%
666.4	0.0167	0.0158	0.05		5%
761.6	0.0160	0.0154	0.04		4%

Tablolardan da anlaşılacağı üzere mevcut çalışmalar literatüre yakın ve uyumludur.

3.4.3. Yeni Korelasyonların Türetilmesi

Yukarıda bahsedilen tüm ısıl hidrolik performans değerlendirme kriterleri, faktörleri için oluşturulan grafikler değerlendirildiğinde, deneysel sonuç grafiğine en yakın sonuçları veren korelasyonun [Junqi et al., 2007] korelasyonu olduğu görülmüştür. Bu sebepten, deneysel sonuçlar referans alınarak oluşturulan aşağıdaki yeni korelasyonlar, [Junqi et al., 2007] korelasyonları geliştirilerek oluşturulmuştur.

$$j = 0.0836 Re_H^{-0.138} \left(\frac{H}{w}\right)^{0.1284} \left(\frac{H}{L_d}\right)^{-0.153} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0.326} \quad (3.15)$$
$$190 \leq Re_H \leq 286$$

$$j = 0.0836 Re_H^{-0.19} \left(\frac{H}{w}\right)^{0.1284} \left(\frac{H}{L_d}\right)^{-0.153} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0.326} \quad (3.16)$$
$$286 \leq Re_H \leq 762$$

$$f = 1.16 Re_H^{-0.242} \left(\frac{H}{w}\right)^{0.3703} \left(\frac{H}{L_d}\right)^{-0.25} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0.1152} \quad (3.17)$$
$$190 \leq Re_H \leq 762$$

Tablo 3.10: Yeni korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması (Colburn j faktörü açısından).

Reynold sayısı (Re_H)	Colburn j faktörü [Caglar, 2019] Yeni Korelasyon	Colburn j faktörü [Caglar, 2019] Deneysel	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.0137	0.0156	-0.12	0.004	-12%
285.6	0.0130	0.0117	0.11		11%
380.8	0.0092	0.0099	-0.07		-7%
476	0.0088	0.0091	-0.03		-3%
571.2	0.0085	0.0084	0.01		1%
666.4	0.0082	0.0078	0.05		5%
761.6	0.0080	0.0074	0.08		8%

Oluşturulan yeni korelasyonlar ile elde edilen karakteristikler, tüm Re sayılarında (7 farklı deney noktası) deneysel çalışma ile kıyaslandığında; Colburn j faktörü açısından ortalama 0.004 sapma (maksimum -0.12, minimum 0.01) ile sonuçların elde edilebildiği görülmüştür.

Tablo 3.11: Yeni korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması (Fanning f faktörü açısından).

Reynold sayısı (Re_H)	Fanning f faktörü [Caglar, 2019] Yeni Korelasyon	Fanning f faktörü [Caglar, 2019] Deneysel	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.1381	0.1399	-0.01	0.016	-1%
285.6	0.1252	0.1204	0.04		4%
380.8	0.1168	0.1129	0.03		3%
476	0.1106	0.1076	0.03		3%
571.2	0.1058	0.1040	0.02		2%
666.4	0.1020	0.1014	0.01		1%
761.6	0.0987	0.0985	0.00		0%

Fanning f faktörü açısından bakıldığında ise korelasyonlar, deneysel sonuçlardan ortalama 0.016 (maksimum 0.04, minimum 0.00) sapma ile sonuçları vermektedir.

Tablo 3.12: Yeni korelasyonların deneysel elde edilen verilerle kıyaslanması ($j/f^{1/3}$ faktörü açısından).

$j/f^{1/3}$					
Reynold sayısı (Re_H)	[Caglar, 2019] Yeni Korelasyon	[Caglar, 2019] Deneysel	Sapma	Ortalama Sapma	% Sapma
190.4	0.0264	0.0298	-0.11	-0.001	-11%
285.6	0.0258	0.0236	0.09		9%
380.8	0.0186	0.0203	-0.08		-8%
476	0.0182	0.0190	-0.04		-4%
571.2	0.0178	0.0177	0.01		1%
666.4	0.0175	0.0167	0.05		5%
761.6	0.0172	0.0160	0.08		8%

Isıl hidrolik performansın birlikte değerlendirildiği $j/f^{1/3}$ karakteristiği açısından bakılırsa; tanımlanan korelasyon ortalama -0.001 sapma (maksimum -0.11, minimum 0.01) ile sonuçları vermektedir.

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ve SAYISAL YÖNTEMLERİN TEMELİ

Özellikle son yıllarda bilgisayar teknolojisinde yaşanan gelişmelerle gün geçtikçe dikkat çekici çalışmalara çözüm sunan hesaplamalı akışkanlar dinamiği klasik yöntemlerle çözümü zor ve zahmetli problemlerin çözümüne imkân sağlar hale gelmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yaşam alanlarındaki hava akımı dağılımı, otomobil içindeki ve hareket halinde iken etrafındaki hava akışları, uçak kanadı üzerinde gerçekleşen basınç ve hız dağılımlarının çözümü gibi birçok karmaşık çalışmaya imkân sağlar hale gelmiştir [25].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin uygulanması, çözümü yapılacak bölgenin sonlu sayıda yüzeylere (hacimlere) ayrılmasını gerektirir. Çözümün oluşturulması incelenmek istenen akışın yapısına bağlı olarak tanımlanan korunum denklemlerinin belirlenmesiyle başlar. Bu denklemler yönetici denklemler olarak adlandırılır. Yönetici denklemlerin çeşitli yöntemlerle ayrıştırılarak cebirsel denklemlere dönüştürülmesi ve bu denklemlerin oluşturulan sonlu sayıda ağ boyunca çözülmesi esasına dayanır. Çözümü yapılacak problemin sınır şartları ve başlangıç koşullarının tanımlanmasından sonra ayrıştırılmış korunum denklemlerinde istenen yakınsama sağlanan kadar iteratif çözüm yapılır. Doğru seçildiğine ve tanımlandığına emin olunan tüm diğer parametrelerin yanında sonuçların güvenilirliği anlamına gelen yakınsama, yönetici denklem sonuçlarının bir iterasyondan diğer iterasyona değişmeyecek duruma gelmesi anlamına gelmektedir [25].

HAD sayısal çözümleri için günümüzde birçok paket program mevcuttur. Bu çalışmada ANSYS FLUENT 12.1 programı kullanılmıştır.

4.1. Sayısal Analiz Yönteminin Genel Basamakları

Sayısal analiz yönteminin genel basamakları aşağıdaki şekildedir:

- Model oluşturma; çözülmek istenen sisteme ait kontrol alanı veya hacminin en doğru ve en az bilgisayar gücü kullanacak şekilde oluşturulması,
- Ağ oluşturma (mesh); Seçilen modelin sonlu sayıda kontrol hacmine (alt bölgelere) bölünmesi,

- Ayrıklaştırma; Çözülecek korunum denklemlerinin doğrusal denklem sistemine dönüştürülmesi,
- Ayrıklaştırılmış doğrusal denklemlerin çözümü,
- Analiz sonuçlarının akış fiziği açısından uyumlu olup olmadığının değerlendirilmesi.

4.1.1. Yönetici Denklemler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki konjuge (taşınım+iletim beraber) ısı transferi ve akış analizinde laminer, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde Süreklilik, Momentum ve Enerji denklemleri kartezyen koordinatlarda aşağıdaki şekilde verilmektedir.

- Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

- Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

- Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

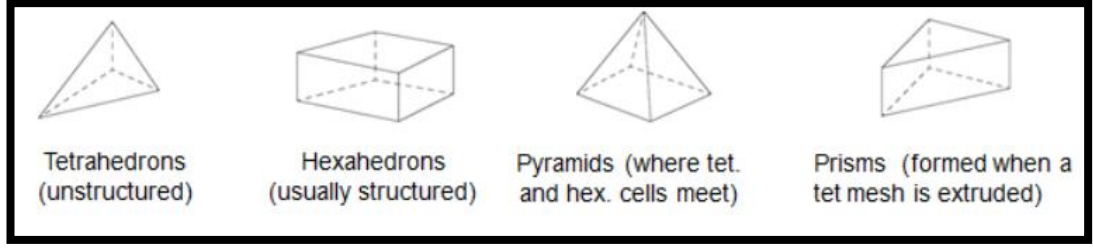
Yukarıdaki laminer akış için yazılan denklemlerde t zaman, ρ yoğunluk, p basınç, μ dinamik viskozite, u_i hız vektörü, τ_{ij} gerilme tansörü, T sıcaklık, k ısı iletkenlik, δ_{ij} kroneker delta ve E toplam enerjidir.

Akışın türbülanslı ya da laminer oluşu atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olan Reynolds sayısı ile tanımlanır. Atalet kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranının büyük olduğu akışlar türbülanslı akış olarak tanımlanır, bu tip akışlarda akışın içindeki düzensiz değişimlerin atalet kuvvetlerinin etkisi ile çalkantılar haline dönüşür ve akış türbülanslı bir karakter gösterir. Laminer akışta ise atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı küçüktür ve akış içindeki çalkantılar dağılır ve akış laminar kalır. Gerçek mühendislik uygulamalarında karşılaşılan çoğu akış türbülanslıdır. Fluent programında tüm akış problemleri için kütle ve momentum korunum denklemleri çözülür, eğer bu tez çalışmasında olduğu gibi akışta ısı transferi de varsa ayrıca enerji denklemi de çözülmektedir [25].

Bu tez çalışmasında çalışılacak sayısal çözümler üç boyutlu, laminer, sıkışamaz, daimî akıştır. Analizi yapılan geometrik kanat modeline havanın ön giriş hızı ve kanat hatvesi bazlı tanımlanan Reynolds sayısına göre akış laminerdir. FLUENT programında “laminer” modülü seçilerek çözüm yapılmıştır.

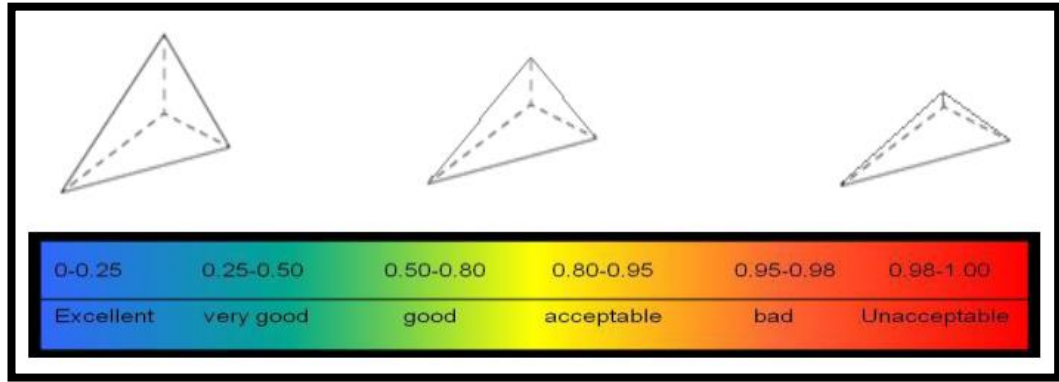
4.1.2. Mesh (Çözüm Ağı) Oluşturma

Mesh oluşturma HAD simülasyonlarında en önemli aşamalardan bir tanesidir. Keza çözüm hassasiyeti ile doğrudan ilişkilidir. İki boyutlu uygulamalarda yüzey mesh ten bahsedilirken, üç boyutlu uygulamalarda hacimsel mesh ten bahsedilir. Bunların sayısı, cinsi, ölçüsü, kalitesi çözümün doğruluğu ile doğrudan bağlantılıdır. Üç boyutlu HAD analizlerinde en önemli aşamalardan biri oluşturulan modelin mesh lenmesi yani sonlu sayıda çok kenarlı hacimlere ayrılmasıdır. Bu şekilde, korunum denklemleri bu sonlu sayıdaki hacimler için hep birlikte çözülür ve genel çözüme ulaşılır. Bu alan veya yüzey elamanları hücre olarak adlandırılır. Birleşme noktalarına ise düğüm (nod) ismi verilir. Bu tez çalışmasında kullanıcı dostu olması sebebi ile ANSYS FLUENT 12.1 yazılımı kullanılmış ve model, mesh oluşturma işlemleri bu yazılım ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1: Üç boyutlu ağ yapısı çeşitleri.

Mesh kalitesi, sayısal çözümün doğruluğu noktasında çok kritiktir. Ansys programında “mesh metrics” bölümünde mesh yapısının kalitesini işaret eden parametreler mevcuttur. Mesh yapısının değerlendirilmesindeki en önemli ölçü çarpıklık kriteri yani skewness kriteridir. Skewness değeri 0 (mükemmel) ile 1 (kabul edilemez) arasında ölçülmüştür.



Şekil 4.2: Skewness değerinin ölçülmesi.

Mesh yapısı oluşturulurken eleman sayısının çözüm süresine olan etkisi dikkate alınmalıdır. Gerekmeyen bölümlerde hassas mesh yapıları oluşturmaktan kaçınılmalıdır.

4.1.3. Yönetici Denklemlerin Ayırıklaştırılması

Hesaplama akışkanlar dinamiğinde yönetici denklemlerde yer alan integral veya diferansiyel denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülerek çözüme ulaşılır. Diferansiyel denklemlerin ayırıklaştırılmasında uygulanan yöntemler sonlu fark, sonlu eleman ve sonlu hacimlerdir. Bu yöntemlerin kullandığı kabul ve yaklaşımlarla

diferansiyel denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülür. Sonlu farklar yöntemi diferansiyel denklemleri Taylor serisi açılımıyla cebirsel denklemlere dönüştürür. Bu yöntem diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasında net olarak korunum prensiplerini koruyamaz. Mesh yapısının yeterince ince olması gerçekçi çözüme yaklaşırsa da kaba meshlerde enerji dengesinin sağlanması mümkün olmamaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi lineer ve nonlinear diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasında kullanılabilecek bir yöntemdir. Bu yöntemde küçük alanlara bölünen çözüm alanı için cebirsel tahminler yapılarak çözüme başlanır, ardından iterasyonlar yapılarak hata azaltılır. Sonlu hacimler yöntemi ise çözüm alanını sonlu sayıda kontrol hacmine böler ve değişken değerlerinin hesaplandığı kontrol noktaları kontrol hücrelerinin merkezinde bulunur. Fluent programı tarafından da kullanılan yöntem sonlu hacimler yöntemidir. Bu yöntemde korunum denklemleri her kontrol hacmi için integre edilerek her hacim için korunum kanununu sağlayan bir ayrıklaştırılmış denklem oluşturur. Kontrol hacmi sınır bölgelerindeki değerler ise interpolasyon yöntemi ile hesaplanır [25].

4.1.4. Sınır Şartları

- Duvar Sınır Şartı; En basit, çeperlere ait sınır şartıdır. Duvara göre hızın normal bileşeni sıfır alınır. Çünkü akışkan duvardan geçemez. Duvar ile akışkan arasında ısı transferi olacaksa enerji denklemi ayrıca çözdürülür.
- Giriş ve Çıkış Sınır Şartı; Akışın giriş ve çıkış bölgesindeki elde olan veriler neyse, hız veya basınç şartı şeklinde tanımlanabilir. Giriş hızı ile tanımlama yapılırsa girişte hız uniform kabul edilmiş demektir. Giriş tarafında basıncı bilinen bir tank veya ortam varsa basınç giriş şartı da tanımlanabilir. Isı transferi gerçekleşecekse sıcaklık ve gerekli ise türbülans özellikleri vb. tanımlanmalıdır. Çıkış atmosfere açıksa etken basınç sıfır girilmelidir.
- Periyodik ve Simetri Sınır Şartları; Kanatlı borulu eşanjörlerde olduğu gibi, bazen analizi yapılmak istenen modelin tekrar eden bir dizi geometrisi, yüzeyi veya hacmi olabilir. Bu tekrar eden kısımların hepsinin modele dahil edilerek oluşturulması ve analizi çok fazla bilgisayar kaynağı gerektirir. Bu tip durumlarda basitleştirme sağlamak adına tekrar eden, aynalı yüzeyler için bu sınır şartları kullanılır.

5. SAYISAL MODELLEME ve SONUÇLAR

ANSYS FLUENT 12.1 Programı ile yapılacak HAD analizi için genel basamaklar aşağıdaki gibidir. Bu tez çalışması için yedi farklı hava giriş hızı, yani yedi farklı Reynolds sayısında dalgalı kanatlı borulu eşanjör modeli için HAD analizi yapılmış ve aşağıdaki adımlar takip edilmiştir. Bu farklı Reynolds sayılarındaki şartlarda modelin ısı transfer ve basınç kaybı karakteristikleri incelenmiş ve hem bu tez çalışmasındaki deneysel çalışma ile hem de literatürdeki sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

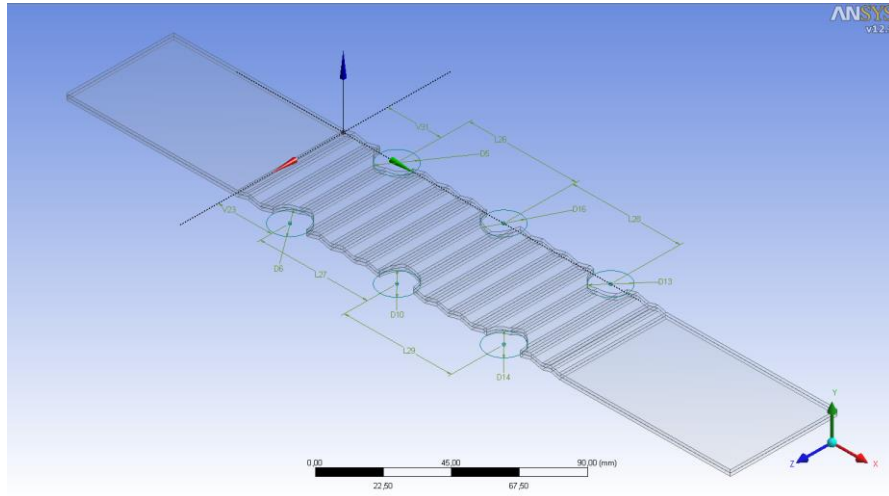
- Problem tanımı ve hedefler,
- Ön işlemci:
 - Katı model oluşturulur,
 - Mesh (Ağ) oluşturulur,
 - Malzeme fiziksel özellikleri belirlenir,
 - Çözüm yöntemi belirlenir,
 - ANSYS FLUENT Setup çalıştırılır ve çözüm yapılır,
- Son İşlemci:
 - Sonuçlar değerlendirilir ve yorumlanır.

5.1. Katı Model Oluşturma

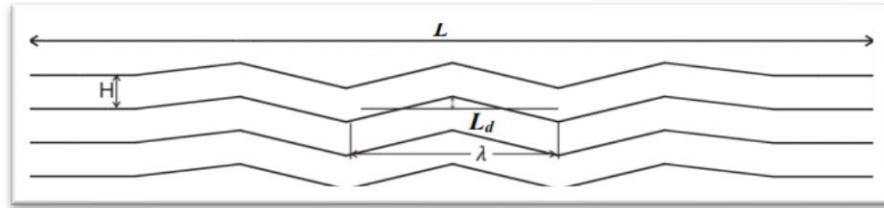
HAD analizi ile 15 mm boru çapı ve dalgalı yüzeyle bir kanat ile tasarlanmış bir ısı eşanjörü modeli üzerindeki hava akışı ve birleşik ısı transferi incelenecektir.

Model ANSYS WORKBENCH GEOMETRY Modülü ile oluşturulmuştur. Kanat yüzeyinin her iki tarafındaki akışın gerçekleşeceği hacimler “fluid” olarak modellenmiştir. Kanat ve borular geometrik olarak modellenmemiştir. Bunlar sınır koşullarının belirlendiği kısımda kalınlık belirtilerek tanımlanmış ve boru yüzeyleri için sabit sıcaklık sınır şartı ile iletimle ısı transferi tanımlanmıştır. Gerçek uygulamalarda boru yüzey sıcaklıkları sabit olmayıp değişmekle birlikte, bilgisayar gereksinimleri ve analiz zorlukları dikkate alındığında yaklaşık sonuçlar vermesi açısından literatürde kullanılmaktadır.

Oluşturulan modelin görüntüsü aşağıdaki şekilde verilmiştir. Giriş ve çıkış formları bir miktar uzatılarak akış şartlarının düzelmesine imkân sağlanmıştır.



Şekil 5.1: Geometrik modelin görüntüsü.



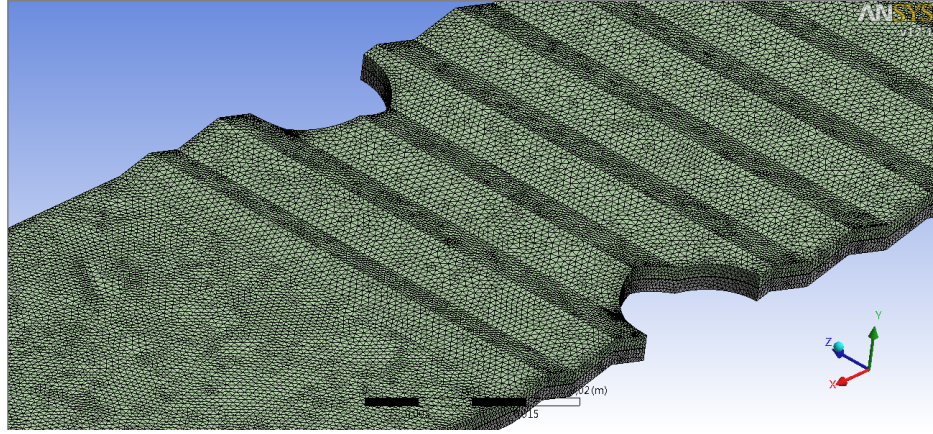
Şekil 5.2: Modele ait dalgalı kanat genel ölçü ve parametreler.

Tablo 5.1: HAD modeline ait dalgalı kanat genel ölçü ve parametre değerleri.

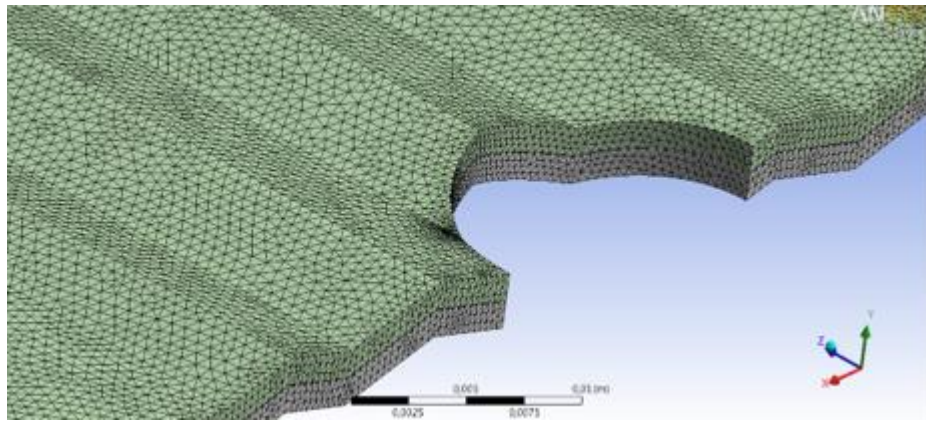
		Birim
Lamel formu	Kaburgalı (Dalgalı)	-
Borular arası mesafe	50	mm
Sıralar arası mesafe	50	mm
Lamel kalınlığı	0.12	mm
Lameller arası mesafe (H)	2.8	mm
Boru çapı	15	mm
Boru kalınlığı	0.5	mm
Boru sayısı	1/2 (simetrik)	adet
Sıra sayısı	3	adet
Kanat Uzunluğu (L)	150	mm
Dalga Yüksekliği (L_d)	1.4	mm
Dalga Boyu (λ)	11.3	mm

5.2. Mesh (Çözüm Ağı) Oluşturma

Hacimsel ağları oluşturmak için yazılımın önerdiği “tetra, hexa, pyramid” gibi alternatifler mevcuttur. Bununla birlikte, bu temel hücre yapılarını referans olarak ağ oluşturma işlemlerini gerçekleştirmek için programın içinde yer alan otomatik mesh yöntemleri mevcuttur. Bunlardan biri de “patch conforming” metodudur. Bu tez çalışmasındaki model kanatlı borulu eşanjörün dalgalı yüzeye sahip bir örnek modelidir. Yüzeyin dalgalı olması ve boru yüzeylerinin de modelde yer alması karmaşıklığı arttırmaktadır. Bu sebepten, karmaşık geometrilere ve detay, sert geçiş noktalarında daha iyi bir hassasiyetle ağ oluşturabilen “patch conforming” yöntemi tercih edilmiştir.



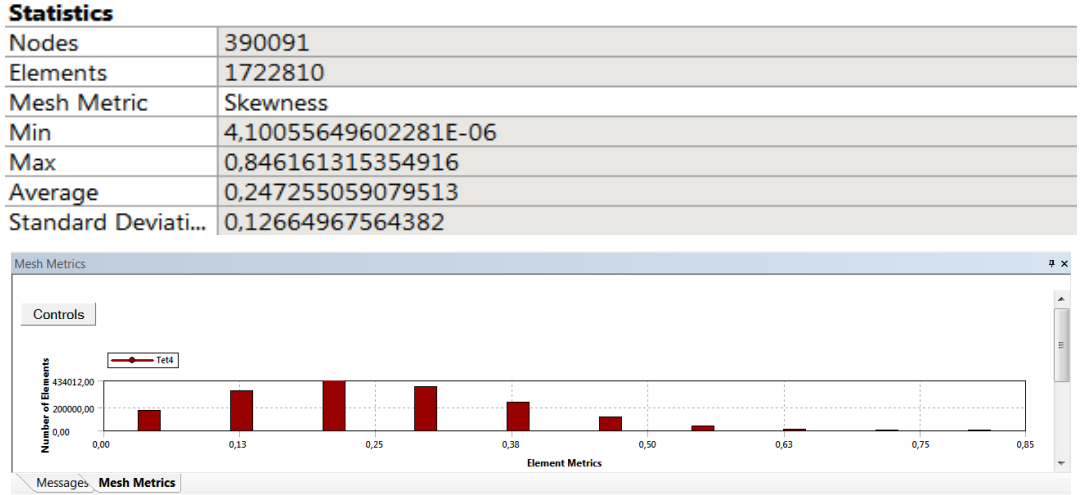
Şekil 5.3: Mesh (Ağ) yapısı oluşturulan modelin görüntüsü.



Şekil 5.4: Mesh (Ağ) yapısı oluşturulan modelin detay görüntüsü.

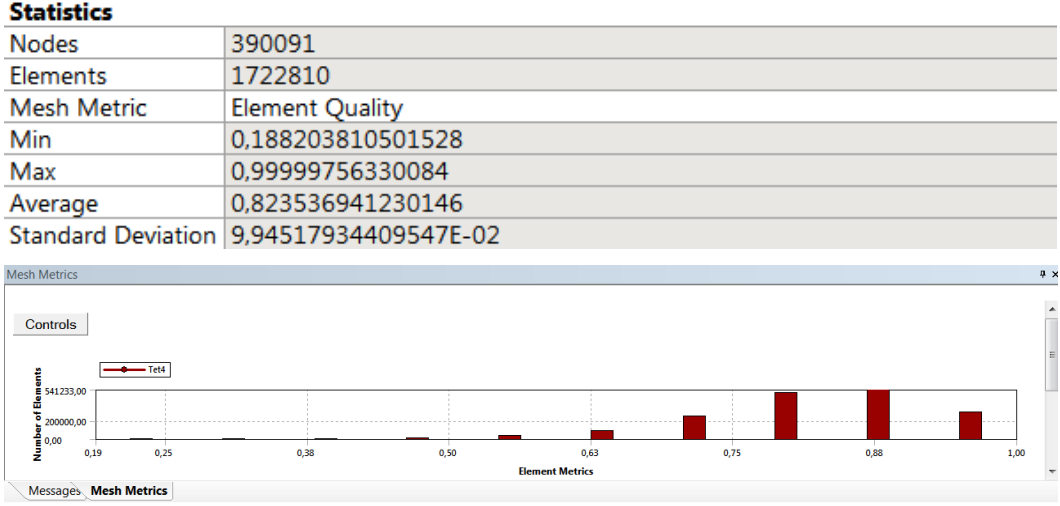
Ansys programında “mesh metrics” bölümünde mesh yapısının kalitesini işaret eden parametreler olduğu belirtilmişti. Mesh yapısının değerlendirilmesindeki en önemli ölçü çarpıklık kriteri yani skewness kriteridir. Skewness değeri 0 (mükemmel) ile 1 (kabul edilemez) arasında ölçülendirilmiştir.

Mesh yapısının çarpıklık değerlerinin 0.25 ve aşağısında olması mükemmel bir mesh kalitesini işaret etmektedir. Bu tez çalışması için oluşturulan modelin ağ yapısının ortalama çarpıklık değeri 0.25 mertebesinde olduğu görülmektedir. Maksimum 0.85 değerine sahip olan az sayıda elemanlar dikkate alınsa da bu oran kabul edilebilir seviyenin içerisinde kalmaktadır. Sonuç olarak oluşturulan mesh kalitesinin çözüm sonuçlarının doğruluğuna katkı anlamında uygun olduğu görülmektedir.



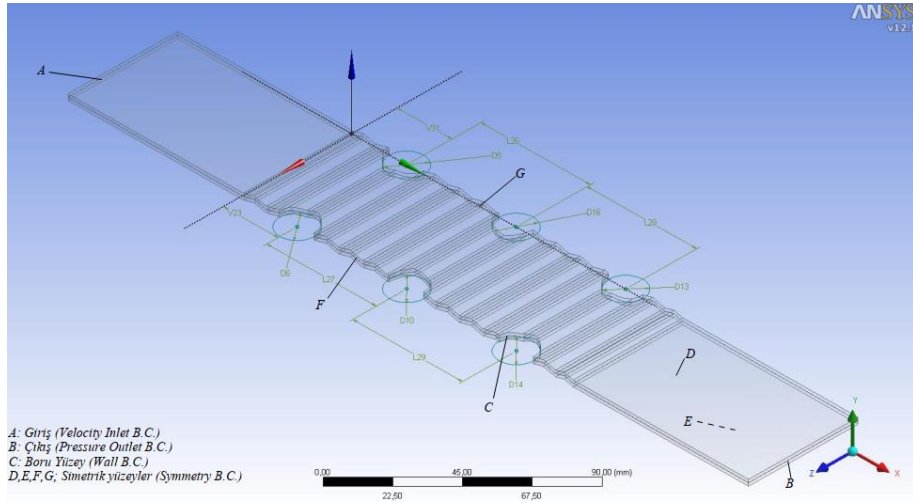
Şekil 5.5: ANSYS raporundan ağ yapısının çarpıklık (skewness) değeri.

Çarpıklık değerine ek olarak, oluşturulan hücre elemanlarının kalitesini işaret eden parametre de çözümün hassasiyeti açısından önemlidir. “element quality” değeri 0 ve 1 arasında değerlendirilir ve 1 değerine yaklaştıkça eleman kalitesi artış göstermektedir. Bu tez çalışması için oluşturulan modelin ANSYS “Mesh Metrics” raporundan alınan eleman kalitesi değerleri ortalama 0.82 ve ihmal edilebilir az sayıdaki elemanın minimum 0.19 değerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 5.6: ANSYS raporundan eleman kalitesi değerleri.

Mesh oluşturma işlemi tamamlandıktan sonra çözüm sırasında sınır koşullarının (B.C.) tanımlamasını kolaylaştırmak adına giriş, çıkış, boru yüzeyi ve simetrik yüzeyler model üzerinde isimlendirilmiştir. Akabinde mesh dosyası update edilerek çözüm için “Fluent Setup” modülüne aktarılmıştır.



Şekil 5.7: Sınır koşullarının ön tanımlamasını gösteren model görüntüsü.

5.3. Sayısal Çözüm

Mesh dosyası Fluent Setup modülüne aktarıldıktan sonra aşağıdaki aşamalar takip edilmiştir:

- Çözüm hassasiyetini arttırmak için Fluent programı 3ddp (3 dimension, double precision) modunda başlatılır.
- “Check” komutu ile ağ yapısında ve koordinatlarda bir sorun olup olmadığı kontrol edilir.
- “Scale” komutu ile modelin hangi ölçü biriminde tanımlandığı belirtilir ve gerekli ise dönüştürme yapılır.
- “Report Quality” komutu, mesh kalitesi hakkında bilgi verir ve 0 – 1 arasında bir değer şeklinde raporlar.
- Sürekli ve sıkıştırılamaz bir akış analizi yapıldığı için “solver” tipi “pressure based” ve “steady” seçilir.
- Tez çalışmasındaki 7 farklı giriş hava hızı için hesaplanan Reynolds sayıları baz alındığında akışların girişte laminer olduğu görülmüş ve akış tipi “laminer” olarak seçilmiştir.
- Konjuge (Birleşik) ısı transferini inceleyebilmek için enerji modülü aktifleştirilir.
- Malzeme seçimi; Fluent kütüphanesinden lamel malzemesi için alüminyum, boru malzemesi için çelik tanımlanmıştır. Hava akışkanı termofiziksel özellikleri, ortalama sıcaklık değerleri çok değişmediğinden sabit kabul edilmiştir.
- Sınır koşullarının/ “Boundry Conditions” (B.C.) tanımlaması; Giriş şartı “velocity inlet” seçilmiş ve 15 °C hava giriş sıcaklığı tanımlanmıştır. Çıkış şartı “pressure outlet” seçilmiş ve 0 Pa olarak tanımlanmıştır. Boru yüzeyleri “Wall” / duvar şartı seçilmiş ve sabit yüzey sıcaklığı tanımlanmıştır. Simetrik yüzeyler içinse “symmetry” sınır şartı tanımlaması yapılmıştır. “mesh interfaces” bölümü yardımıyla ara yüzeyler oluşturulmuş ve geometrik olarak oluşturulmayan kanat kalınlığı tanımlanmıştır.
- Çözüm metodu seçimi, basınç-hız ve basınç değerleri için ön tanımlanmış değer olan “simple” ve “standard” seçildi. “simple” alternatifi olarak “couple” seçeneği de mevcuttur. Temel farklılık iterasyon sayısı ve iterasyon hızlarıdır. Momentum ve enerji çözümü için “Second Order Upwind” seçilmiştir.
- “Solution Initialization” / çözüm başlatma ya da öncülleme olarak tanımlanabilir. “Initialization” önemi şudur; sayısal HAD çözümlerinde iterasyon yapılırken başlangıç koşulları ne kadar mantıklı seçilirse sonuca o kadar hızlı ulaşılır. Fluent her bir hücreye değer vererek çözümü başlatır. “compute from inlet” seçeneği ile giriş havası koşulları referans alınmıştır.

- Yakınsama değerleri belirlenir ve iterasyon sayısı girilir. Çözüm için yakınsama değerleri hız değişkenleri için 10^{-4} ve enerji için 10^{-7} olarak tanımlanmıştır. İterasyon, yaklaşık sayısal çözümlerden kesin matematiksel çözümlere ulaşmak için yapılan tekrar aşamasıdır. Problem tanımı aşamasında başlangıç değerleri ne kadar gerçeğe yakın tanımlandıysa, mesh kalitesi ne kadar iyi ise, sınır koşulları ne kadar gerçeğe yakın tanımlandıysa, analiz sırasında en doğru çözüme o kadar hızlı ulaşılır.
- İterasyon sayısı da girildikten sonra “calculate” tuşuna basılarak iterasyonlar başlatılır ve “convergence” (yakınsama) gerçekleştiğinde residuallerin çözüme uygunluğu kontrol edilir ve sonuçlar kaydedilir.

5.4. Sayısal Çalışmalar İçin Hesaplamalar

HAD analizi sonuçları kullanılarak aşağıdaki formülasyonlar yardımı ile ısı transfer ve basınç düşümü karakteristikleri elde edilmiştir [24], [27].

$$h_{0(HAD)} = \frac{\dot{Q}_{HAD}}{(A_0 \Delta T_{ln})_{HAD}} \quad (5.1)$$

$$\Delta T_{lnHAD} = \frac{(T_{hgHAD} - T_{hcHAD})}{\ln\left(\frac{(T_{hgHAD} - T_{wHAD})}{(T_{hcHAD} - T_{wHAD})}\right)} \quad (5.2)$$

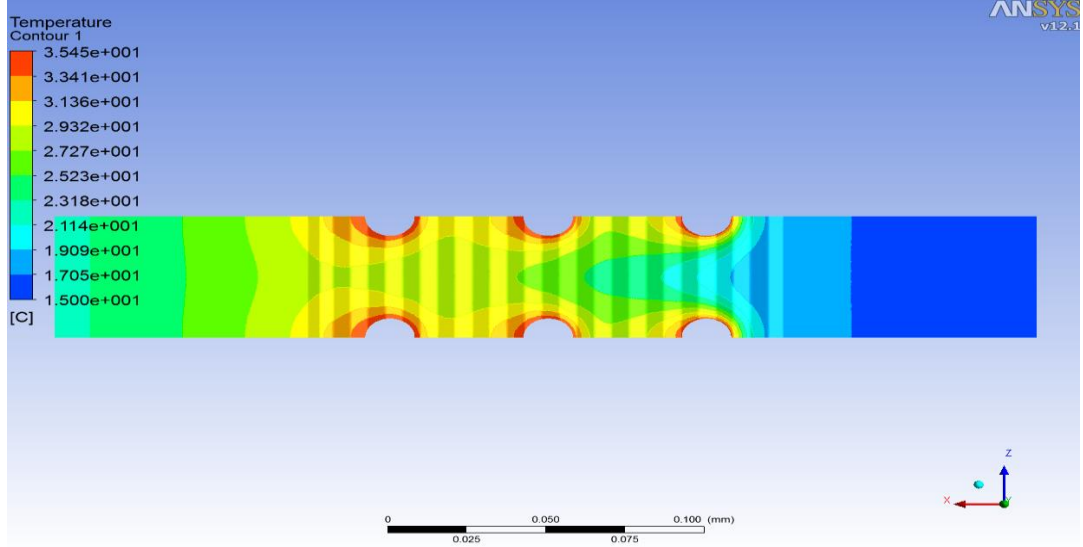
Denklem (5.1) yardımıyla elde edilen hava tarafı ısı taşınım katsayısı sonuçları ve “Bölüm 2” de verilen denklemler yardımıyla Nu sayısı, ısı transfer karakteristikleri ve basınç kaybı karakteristikleri elde edilir.

5.5. HAD Çözüm Sonuçları ve Değerlendirme

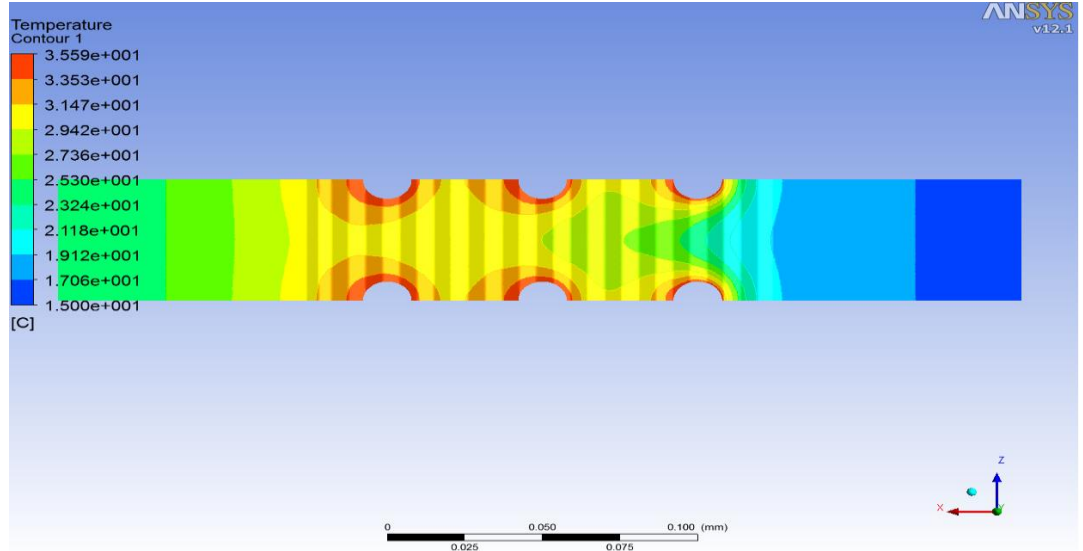
HAD analizleri, daha önce belirtildiği gibi yedi farklı Re sayısının tamamı için gerçekleştirilmiştir. Ancak sıcaklık konturları, hız vektörleri ve akım çizgileri için

oluşturulan grafiklerdeki farklılıklar daha net anlaşılması için sadece üç farklı Re sayısı (üç farklı hava giriş hızı) için hazırlanan grafikler bu bölümde sunulacaktır.

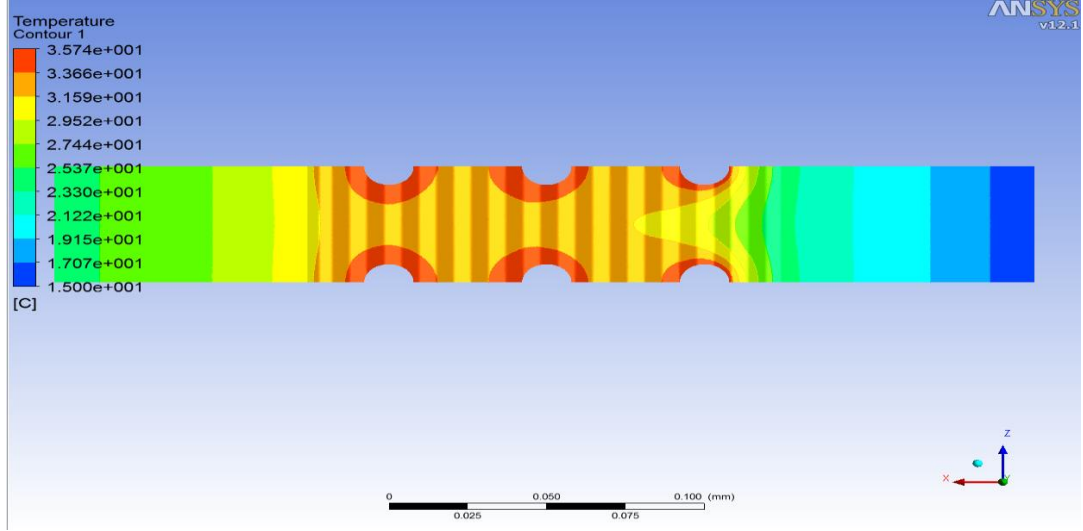
Hava hızı 4, 2.5 ve 1 (m/s) için Fluent yazılımı tarafından oluşturulan sıcaklık konturları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 5.8: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) sıcaklık konturları.



Şekil 5.9: Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) sıcaklık konturları.



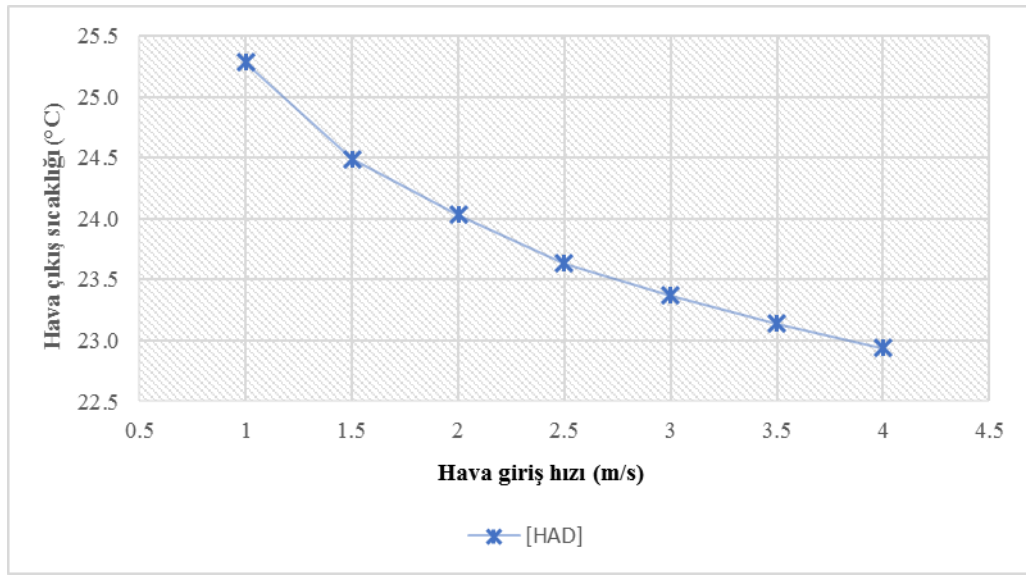
Şekil 5.10: Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) sıcaklık konturları.

Hava girişleri görsellerin sağ tarafından 15 °C ile gerçekleşmektedir. Bu üç farklı hava giriş hızı koşullarındaki sonuç grafikleri kıyaslandığında, grafiklerden de anlaşılacağı üzere, hava çıkış sıcaklığının en yüksek olduğu durum, hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumdur. Hava çıkış sıcaklığının en düşük olduğu durum ise hava giriş hızının 4 m/s olduğu durumdur. Daha yüksek hava giriş hızlarında akış hızı ve debisi arttığı için hava akışının, ısı transferinin sağlandığı boru yüzeylerine olan temas süresi kısalmaktadır ve bu sebepten hava sıcaklığındaki değişim daha az olmaktadır. Hava hızının ve debisinin azaldığı daha düşük hava giriş hızlarında ise, havanın boru yüzeyleri ile olan temas süresi uzamakta ve sıcaklık değişimi daha yüksek olmaktadır. Diğer taraftan, hava giriş hızı artışı aynı zamanda hava debisi artışı olduğundan daha yüksek hava giriş hızlarında kapasite artmaktadır.

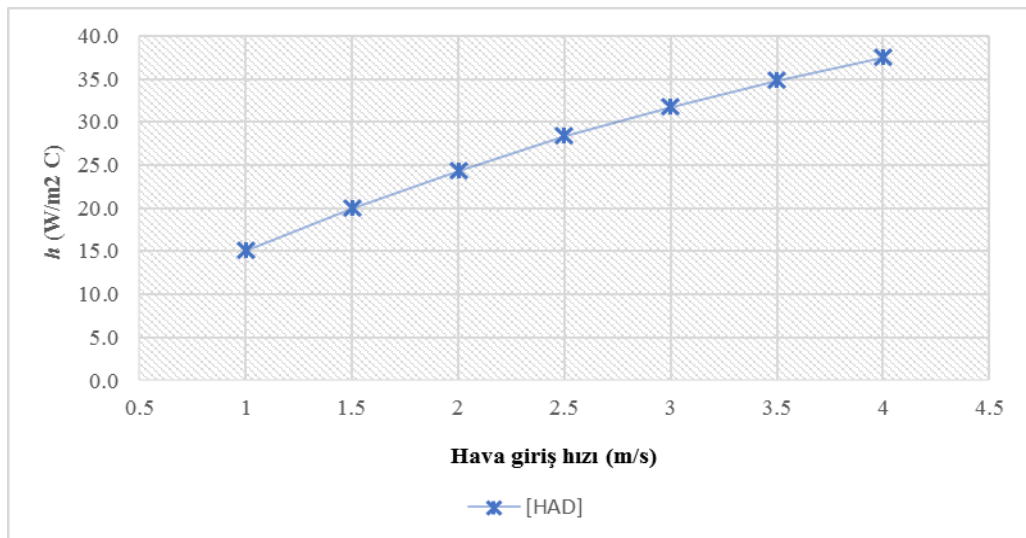
Benzer durum görsellerdeki boru yüzeyi etrafındaki sıcaklık konturlarından da anlaşılmaktadır. Hava giriş hızı 4 m/s olan grafikteki boru çeper etrafında yer alan hava sıcaklıkları daha düşük seviyelerde iken, 1 m/s hava hızı görselindeki boru çeperi etrafındaki hava ısı transferi için daha geniş zaman bulduğundan sıcaklık değerleri daha yüksek seyretmektedir. Hava hızı arttıkça ısı sınır tabaka kalınlığı azalmıştır.

Beklendiği gibi, boru çeperine yakın seyreden hava sıcaklıkları daha yüksek boru çeperlerine uzak seyreden hava sıcaklıkları daha düşük kalmıştır. Çıkış noktasında modelin orta çizgisine yani her iki boru çeperine eşit uzaklıkta olan çizgideki hava çıkış sıcaklığı boru çeperi hizalarındaki hava çıkış sıcaklıklarına oranla daha düşüktür. Çıkış sonrasında akış gelişmeye devam ettikçe fark ortadan kalkmıştır.

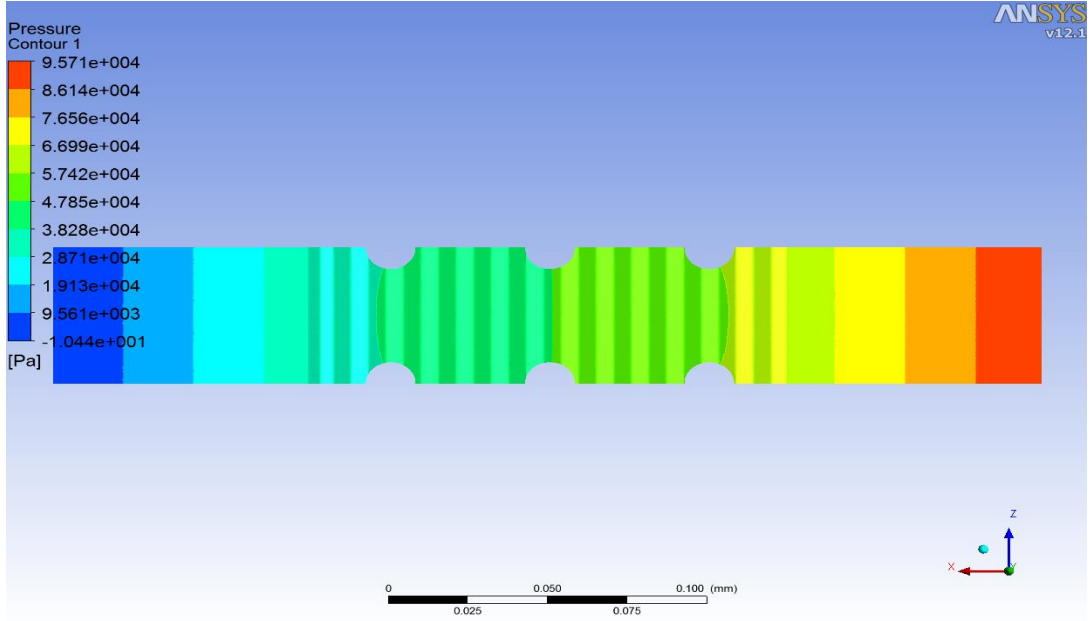
Bilindiği üzere, taşınım ile olan ısı transferi uygulamaları için yapılan araştırmalarda temel iyileştirme hedeflerinden en önemlisi ısı transferinin gerçekleştiği cidara komşu ısıl sınır tabaka kalınlığının azaltılarak ısı transferi veriminin artırılmasıdır. Zira ısıl sınır tabaka ne kadar kalın ise taşınım ile ısı transferi o kadar zorlaşır. Kanatlı borulu eşanjörlerde dalgalı kanat yüzeyinin kullanılması ile akış kesintiye uğratılır, yönlendirilir ve akış yolu uzar, bununla birlikte ısıl sınır tabakanın düz yüzeyli kanatlara oranla daha ince olmasına olanak tanınır. Bu tarz eşanjörlerde boru çeperleri de benzer şekilde akışı kesintiye uğratır ve benzer etki gösterir.



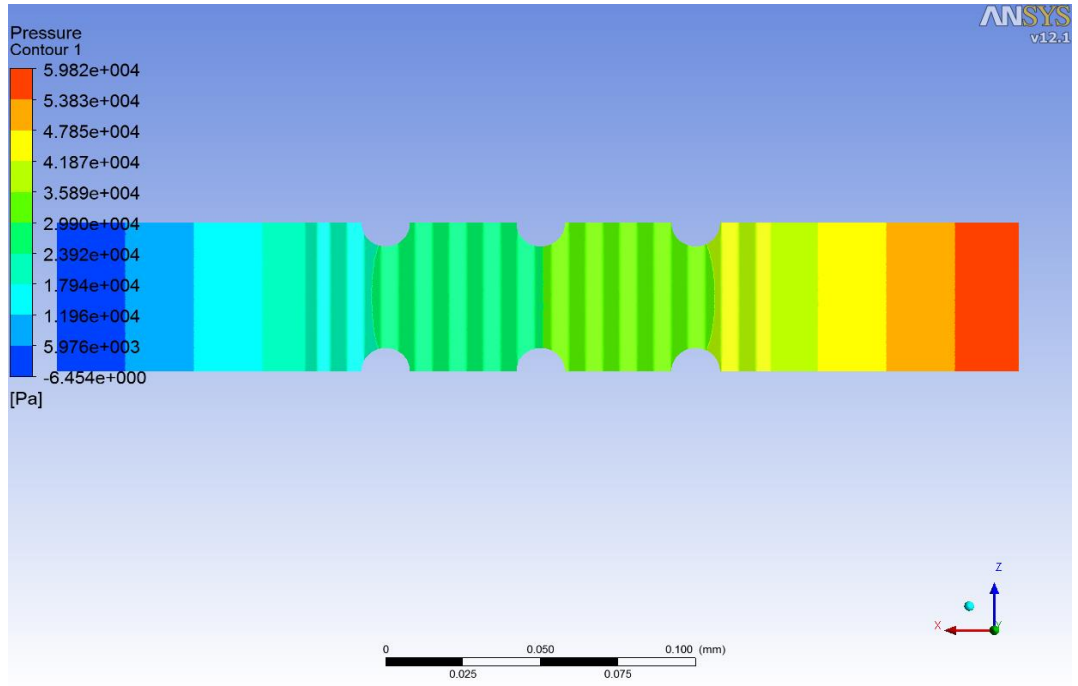
Şekil 5.11: Hava giriş hızına göre değişen hava çıkış sıcaklık grafiği.



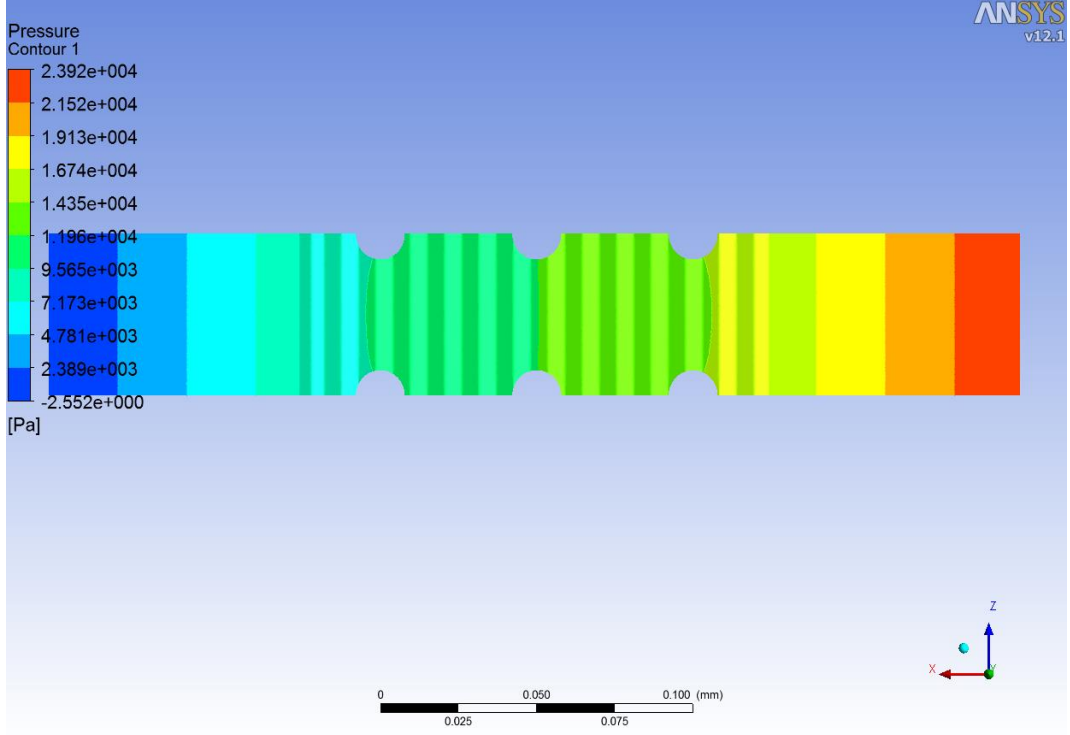
Şekil 5.12: Hava giriş hızına göre değişen hava taşınım katsayısı grafiği.



Şekil 5.13: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) basınç konturları.

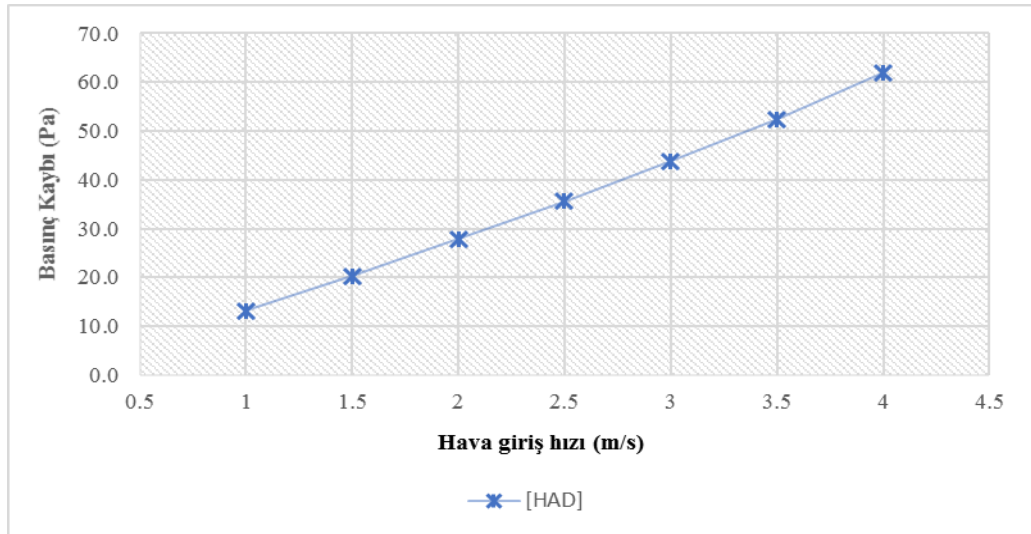


Şekil 5.14: Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) basınç konturları.



Şekil 5.15: Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) basınç konturları.

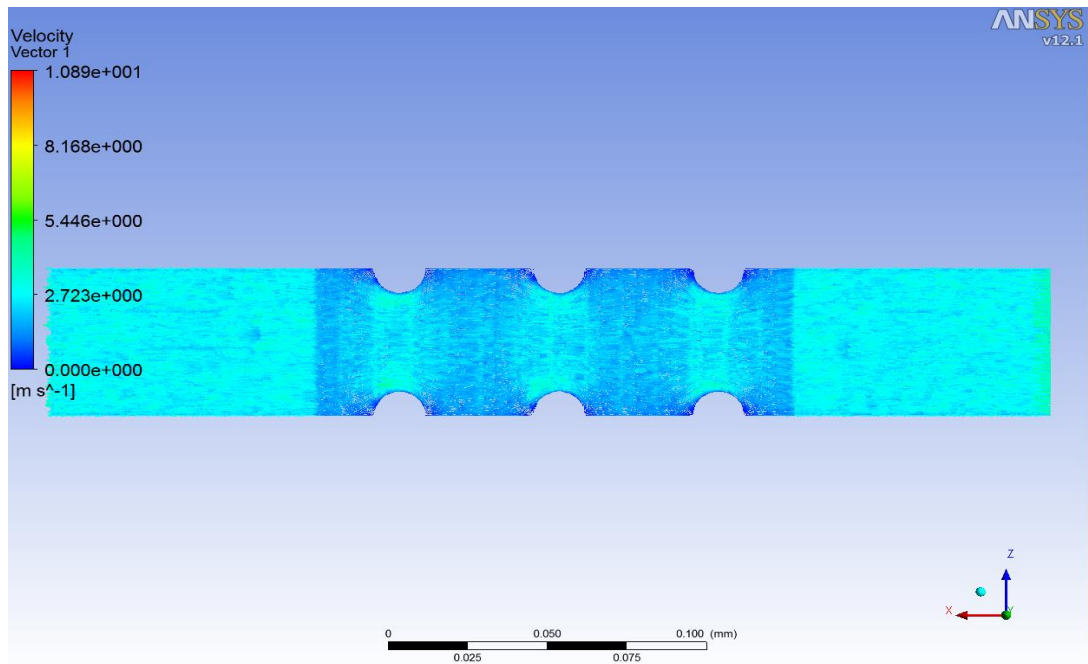
Basınç konturları grafikleri kıyaslandığında, üç farklı hava giriş hızı için de konturların benzer karakteristik gösterdiği görülmektedir. Girişte maksimum basınç değerindeyken, hava akışı boyunca dalgalı kanat profilleri ve boru çeperleri tarafından akış kesintiye uğratılır ve yönlendirilir. Akış boyunca basınç kayba uğrayarak eşanjörü terk eder. Hava hızı ile basınç kaybı parabolik artış göstermektedir.



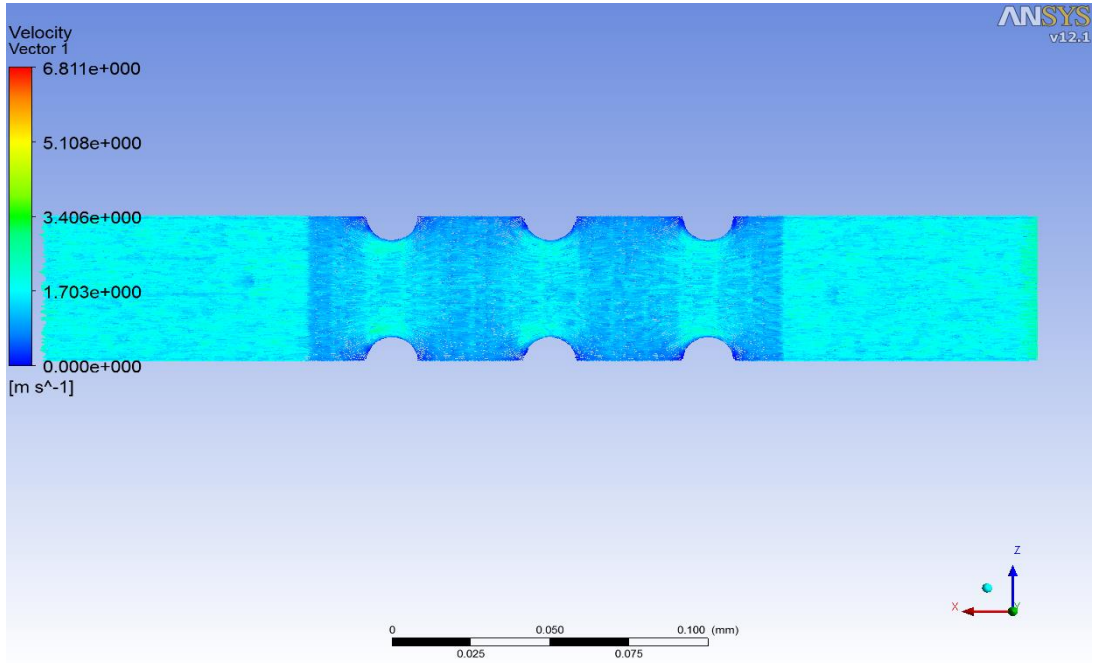
Şekil 5.16: Hava giriş hızına göre değişen basınç kaybı grafiği.

Karşılaştırmaları yapılan üç farklı giriş hızı için, hız vektörleri açısından kıyas yapıldığında, görsellerden anlaşılacağı üzere üç farklı hava giriş hızı için benzer karakteristikler oluşmuştur. Sağ tarafından giriş sol tarafından çıkış olmak üzere görsellerde yer alan hız vektörleri “X” koordinatındaki yatay hız bileşeni için oluşturulmuştur. Bu bilgilerden hareketle, akışın düzelmesi için uzatılan hava giriş bölgesinden dalgalı kanat yüzeyinin başladığı kesite geçiş sırasında görseldeki renk koyulaşmış yani yatay hız bileşeni azalmıştır. Çünkü bu bölgede dalgalı kanat yüzeyi başlamış ve akış kanat yüzeyi tarafından belli bir açı ile yukarı veya aşağı doğru yönlendirilmiştir. Bu sebepten başlangıçta sadece “X” koordinatında yatay hız bileşeni mevcut iken, bu noktadan sonra hız bileşeni yatay ve dikey olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Toplam hız sabit kalmakla birlikte yatay hız bileşeni azalmıştır. Bu yüzden akış görselinde ve bahsedilen kesitte renk koyu maviye dönmüştür.

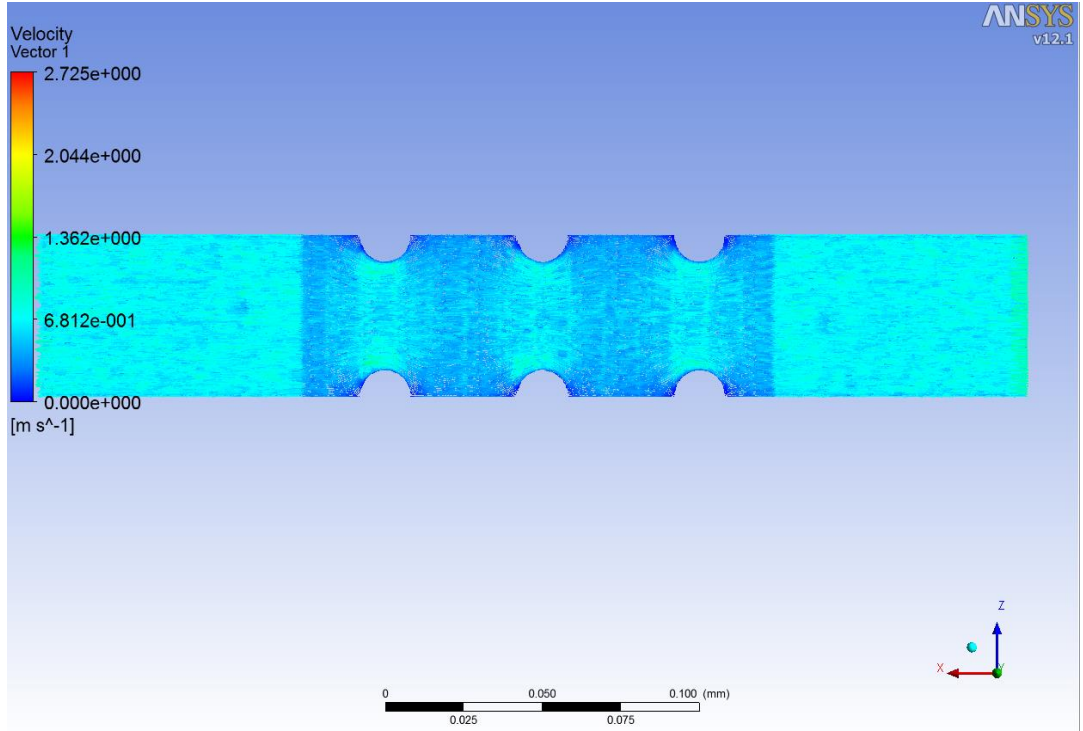
Akış ilerledikçe ve ilk boru çeperlerinin başladığı kesite geldikçe kesit daralması sebebi ile görseldeki renk tekrar açık renge bürünmüş yani kesit daralması sebebi ile hava hızı artış göstermiştir. Toplam hava debisi değişmeyeceğinden, kütle korunumu yasasına uygun olarak bu durum gerçekleşmiştir. Akış ilerledikçe, kesit genişlemeleri ve daralmaları devam etmiş ve hız vektörleri ve görsel için açıklanan durumlar tekrar etmiştir. Aşağıdaki şekillerde bu üç farklı hava giriş hızları için görsellere yer verilmiştir.



Şekil 5.17: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız vektörleri.

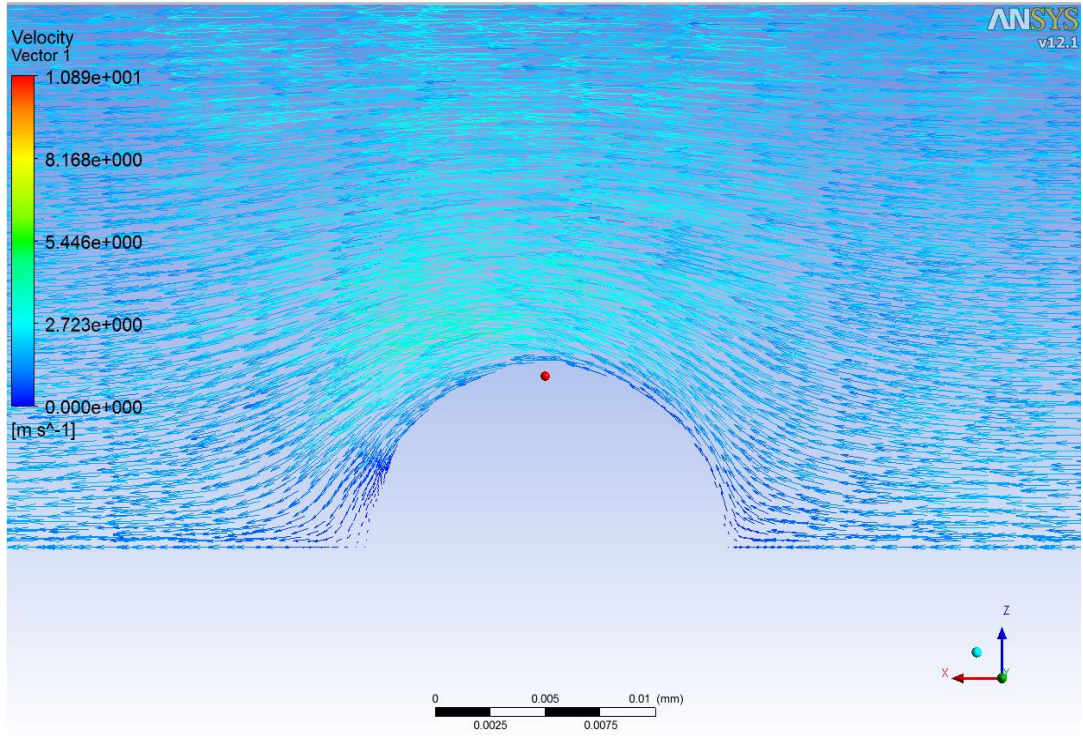


Şekil 5.18: Hava hızı 2.5 m/s ($Re_H = 476$) hız vektörleri.



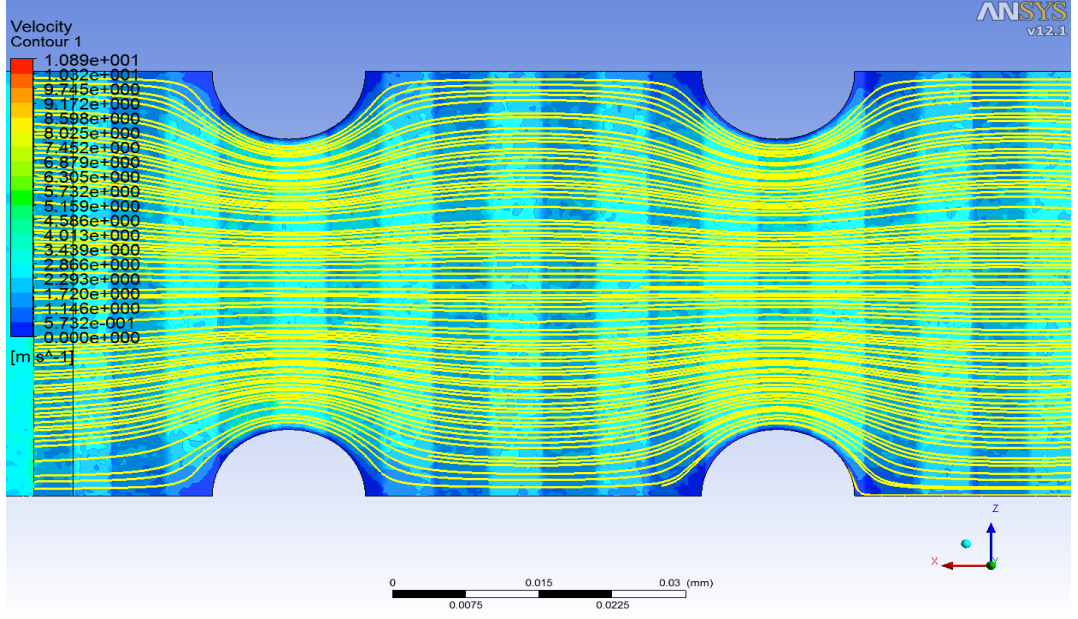
Şekil 5.19: Hava hızı 1 m/s ($Re_H = 190.40$) hız vektörleri.

Hız vektörleri için boru çeperine yakın detay noktalar için de bir kıyaslama yapılmış ve üç farklı hız için benzer karakteristikler oluşturduğu görülmüştür. Bu sebepten aşağıdaki görselde sadece 4 m/s hız için yorumlanmıştır. Şekilden de anlaşılacağı üzere kesit daralmasının yaşandığı bölge olan boru çeperlerinin başladığı kısımlarda hız vektörleri büyümeye başlamış, hava hızı artış göstermiştir. Hava akışının sağdan sola olduğu dikkate alınarak, akış boyunca havanın boru çeperlerini takip etmekte zorlandığı görülebilir. Özellikle görsele göre, borunun arka yüzeyi ve yarım dairenin başladığı dip noktalarda hız vektörlerinin çok küçüldüğü ve yoğunluğun azaldığı görülmektedir. Bu kısımlar nispeten ölü noktalar olarak adlandırılabilir ve raporlanan bu durum literatür ile uyumlu ve beklenen bir durumdur.

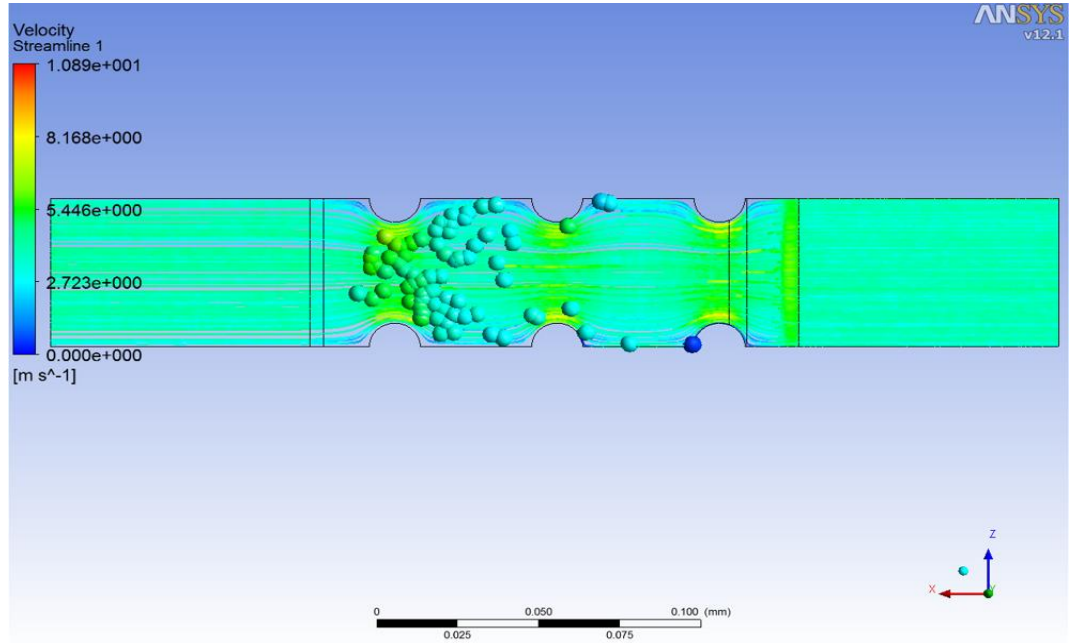


Şekil 5.20: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız vektörleri, detay.

4 m/s hava giriş hızı için akım çizgileri görseli oluşturulmuş ve hız vektörleri detay görselinden yapılan yorumları destekleyici nitelikte sonuçlar ortaya çıkmıştır. Aşağıdaki bu görselde anlaşıldığı üzere, akım çizgileri kesit daralmalarının olduğu bölgede yoğunlaşırken, özellikle yarım dairelerin başladığı kısımlarda nispeten ölü noktalar oluşmuştur. Boru çeperlerinin tepe noktalarında hız tekrar artmıştır.



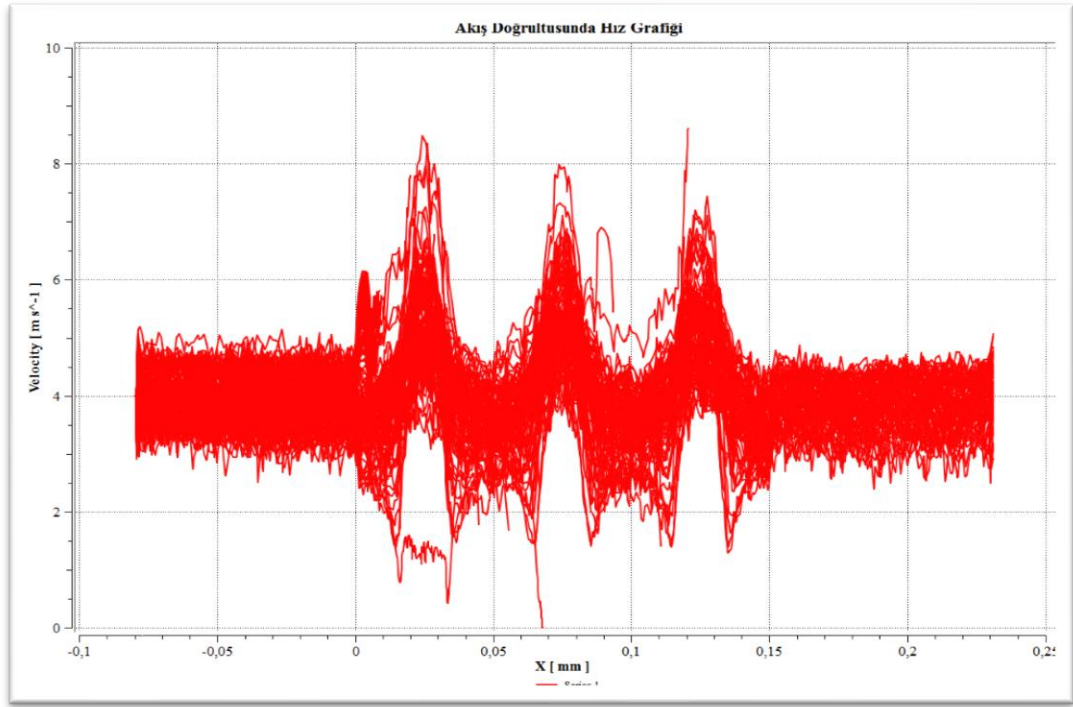
Şekil 5.21: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) hız konturları ve akım çizgileri.



Şekil 5.22: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) akım çizgileri ve akış animasyonu.

4 m/s hava giriş hızı için oluşturulan yukarıdaki akım çizgileri ve akış animasyonu görseli de şimdiye kadar yapılan yorumları teyit eder niteliktedir. Görüleceği üzere akışı simgeleyen küreler kesit daralması olan kısımlarda ve “Z” koordinatına göre orta noktalarda ve boru çeperleri tepe noktalarında daha hızlı hareket etmekte ve dip boru çeperlerinin olduğu kısımlarda daha yavaş kalmaktadır.

4 m/s hava giriş hızı için oluşturulan son görsel aşağıda yer alan akış doğrultusundaki hız grafiğidir. Grafikten anlaşılacağı üzere hız bileşeninin zirve yaptığı artış noktaları, en dar kesit noktalarıdır. Boru çeperlerinin yani yarım dairelerin başladığı dip noktalarda hava hızı çok düşmüştür bununla birlikte kütle korunumu yasası gereği, hava debisi sabit olduğundan “Z” koordinatına göre orta noktalardaki hava hızları ve boru çeper tepe noktalarındaki hava hızları bu durumu dengelemek için artış göstermiştir.



Şekil 5.23: Hava hızı 4 m/s ($Re_H = 761.60$) akış doğrultusunda hız grafiği.

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, birçok sektörde kullanım alanı olan kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin tasarım parametrelerinde kritik önem arz eden hava tarafı ısıl hidrolik performanslarının deneysel ve ANSYS Fluent 12.1 HAD paket programı ile sayısal incelemeleri yapılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi, bu tez çalışması için hazırlanan paslanmaz çelik borulu 15 mm boru çapındaki numune eşanjörün Friterm A.Ş. bünyesinde ilk defa üretimi gerçekleştirilmiştir. İlk numune üretimi için, mevcut üretim parametrelerinde 15 mm bakır borulu eşanjörler için tanımlı şişirme bilye çapı 14.55 mm dir. Paslanmaz çelik borulu ilk numunenin üretimi için de 14.55 mm şişirme bilye çapı tercih edilmiş ve laboratuvar testi sonrasında, paket tasarım programı ile kapasite sapması yaklaşık %35 olduğu tespit edilmiştir. EUROVENT standartlarına göre tek seferlik testlerde bu sapma en fazla %15 olmalıdır. Akabinde bilye çapları 14.65 ve 14.70 mm olarak revize edilmiş ve testler tekrar edilmiştir. Güncel laboratuvar test sonuçları ile eşanjör tasarım paket programı ile arasındaki sapmanın %4 olduğu görülmüş ve tasarım, üretim parametreleri revize edilmiştir.
- Daha sonra yapılacak benzer çalışmalarda, maliyet ve zamandan tasarruf sağlamak amacıyla, basit bir tekli boru-lamel seti ile sıkı geçme denemeleri yapılabilir. Bu basit numuneler farklı bilye çapları ile şişirilerek, daha önceden tanımlanmış ve doğru sıkı geçme sağlamış numunelerin dış boru çap ölçüleri ve sıkı geçme sürtünme kuvvetleri ile kıyaslanarak doğru bilye çapı belirlenebilir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda paslanmaz borulu eşanjörler için yapılan yatırım maliyetlerinin geriye dönüş süresi üzerine analizler yapılabilir.
- Güncel eşanjör numunesi ile 7 farklı hava giriş hızında yapılan laboratuvar test sonuçları ile elde edilen ısıl hidrolik performans karakteristikleri, literatürde yer alan benzer 3 farklı korelasyon ve HAD analiz sonuçları ile kıyaslanmıştır. Deneysel sonuçların $j/f^{1/3}$ ısıl hidrolik performans faktörü açısından en yakın korelasyon ile arasındaki ortalama sapma %17 (minimum %5, maksimum %39) mertebelerinde ve uyumlu olduğu görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarındaki sapmanın daha fazla olduğu söylenebilir. Reynolds sayısı arttıkça, literatürdeki korelasyonun referans Reynolds sayısı aralığına yaklaştıkça sapma azalmıştır.

- $j/f^{1/3}$ ısıl hidrolik performans faktörü açısından HAD analiz sonuçları literatürdeki en yakın korelasyon ile kıyaslandığında ortalama sapmanın %1 gibi çok yakın ve uyumlu olduğu görülmüştür. HAD analiz sonuçlarının bu tez çalışmasındaki deneysel sonuçlar ile kıyaslandığında aynı faktör için ortalama sapmanın %26 mertebesinde olduğu görülmüştür. Reynolds sayısı arttıkça HAD analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara yaklaştığı tespiti yapılmıştır. Bu durumun HAD analizi sırasında sabit boru yüzey sıcaklığı tanımının yapılması ile ilişkili bir durum olduğu tespiti yapılabilir. Çünkü düşük Reynolds sayılarında, yani düşük hava hızlarında, HAD çözümü sırasında havanın sıcak boru yüzeyleri ile temas süresi uzamakta ve hava sıcaklığı değişiminin gerçek değerlerden uzaklaştığı bilinmektedir. Gerçekte, eşanjör boru yüzey sıcaklıkları değişkenlik gösterdiği için HAD paket programlarının gerçeğe daha yakın sınır koşulları tanımlayacak şekilde geliştirilmesi gerekmektedir.
- Yapılan analizler ve karşılaştırmalar sonucunda, mevcut deneysel veriler referans alınarak Colburn j faktörü ve Fanning f faktörü için yeni korelasyonlar türetilmiştir. Oluşturulan yeni korelasyonların, mevcut 7 farklı Reynolds sayısındaki sonuçları Colburn j faktörü açısından ortalama %0.4 ve Fanning f faktörü açısından %1.6 sapma ile tahmin ettiği raporlanmıştır. $j/f^{1/3}$ faktörü açısından bu oran %0.1 olmuştur.
- ANSYS Fluent 12.1 HAD paket programı ile oluşturulan akış görselleri, birbirine yakın sonuçlar olması ve farkların daha net anlaşılması sebebi ile sadece 3 farklı Reynolds sayısındaki sonuçlar için kıyaslanmıştır. Sıcaklık, basınç konturları, hız vektörleri oluşturulmuştur. Bir koşul için akım çizgileri, akış simülasyon görseli ve akış doğrultusu boyunca hız grafiği raporlanmış ve yorumlanmıştır. Kanatlı borulu eşanjörlerin ısıl hidrolik performansını arttırmaya yönelik yapılan çalışmalara HAD paket programlarının sağladığı katkı önemlidir. Bununla birlikte sınırlı bilgisayar kaynakları, gerçeğe daha yakın sınır koşulları, modelin doğru ve hassas bir şekilde oluşturulması, ağ yapısının akış çözüm modeline uygun olarak oluşturulması gibi parametreler çözüm sonuçlarının hassasiyetini etkilemektedir. Bu parametrelerin geliştirilmesi, gerçeğe daha yakın olarak belirlenmesi önem arz etmektedir.
- Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, bu tez çalışmasında literatürde çok az rastlanan 15 mm gibi büyük çaplı borular ile tasarlanmış kanatlı borulu eşanjörlerin ısıl hidrolik performansları üzerine incelemeler yapılmış ve oluşturulan yeni

korelasyonlar ile literatüre katkı sağlanmıştır. Özellikle paslanmaz borulu eşanjörlere yönelik literatürde hiçbir çalışmaya rastlanmamıştır. Bununla birlikte paslanmaz borulu eşanjörlerin “deionized” (iyondan arındırılmış) su kullanımına uygun olması sebebi ile elektrik enerjisi santrallerinde kullanımı kritiktir. Elektrik enerjisinin endüstri, ulaşım ve gündelik hayata uygulaması yükselen küresel trendlerden biridir ve gün geçtikçe daha da önem kazanmaktadır. Bu anlamda paslanmaz borulu eşanjörler için literatüre yapılacak yeni katkılar önemli olacaktır.

- Bu tez çalışmasında 7 farklı hava giriş hızında testler yapılmış ve korelasyonlar türetilmiştir. Bu korelasyonların farklı lamel formları, farklı lamel aralıkları, farklı boru çapları ve boru profilleri gibi parametreler için çalışmalar ve korelasyonlar genişletilebilir. Literatür çalışmaları gösteriyor ki yassı boru demetine sahip kanatlı borulu eşanjörler, dairesel kesitli boru demetine sahip eşanjörlere oranla daha iyi ısı transfer ve basınç kaybı performansı göstermektedir. Bu çalışmayı referans olarak yapılacak daha ileri çalışmalarda yassı boru demetine sahip eşanjörlerin performans iyileştirmeleri üzerinde araştırmalar yapılabilir ve mevcut çalışmadaki sonuçlar ile kıyaslanabilir. Bu şekilde, özellikle enerji sektöründe kullanılan çelik borulu eşanjörlerin verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmalar genişletilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Lyman A. C., Stephan R. A., Thole K. A., Zhang L. W., Memory S. B., (2002), "Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26 (5), 547–563.
- [2] Qiuwang W., Hongxia L., Gongnan X., Min Z., Laiqin L., ZhenPing F., (2007), "Genetic Algorithm Optimization for Primary Surfaces Recuperator of Microturbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 129 (2), 436.
- [3] Tang L. H., Min Z., Xie G. N., Wang Q. W., (2009), "Fin pattern effects on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows", *Heat Transfer Engineering*, 30 (3), 171–180.
- [4] Yaici W., Ghorab M., Entchev E., (2014), "3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74, 490–500.
- [5] Dhangar I. J., Chopra M., (2017), "Experimental Investigation and CFD Analysis Performance of Fin and Tube Heat Exchanger with Different Types of Fins", *International Journal of Engineering Research and Technology*, 5 (1), 1–6.
- [6] Okbaz A., Olcay A. B., Pinarbasi A., (2017), "Investigation of Louvered Fin Heat Exchangers Performance via Experimental and Computational Fluid Dynamics Approach", *Engineer and Machinery*, 58 (687), 41–55.
- [7] Bardakcı A. T., (2018), "Dalgalı Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Isıl ve Hidrolik Performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [8] Junqi D., Jiangping C., Zhijiu C., Yimin Z., Wenfeng Z., (2007), "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, 27 (11–12), 2066–2073.
- [9] Wang C. C., Liaw J. S., Yang B. C., (2011), "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers - Data with larger diameter tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (5–6), 1024–1029.
- [10] Glazar V., Trp A., Lenic K., (2012), "Numerical study of heat transfer and analysis of optimal fin pitch in a wavy fin-and-tube heat exchanger", *Heat Transfer Engineering*, 33 (2), 88–96.

- [11] Tao Y. B., He Y. L., Huang J., Wu Z. G., Tao W. Q., (2007), “Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (8), 768–778.
- [12] Islam A. K. M. S., Bhuiyan A. A., (2010), “CFD analysis of different Fin-and-Tube Heat Exchangers,” *Proceedings of 13th Annual Paper Meet*, 1-8, Dhaka, Bangladesh, 25 September.
- [13] Tsai S. F., Sheu T. W. H., Lee S. M., (1999), “Heat transfer in a conjugate heat exchanger with a wavy fin surface”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (10), 1735–1745.
- [14] Ghorri M., Kirar R. K., (2012), “Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent”, *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering*, 1 (2), 37–44.
- [15] González A. M., Vaz M., Zdanski P. S. B., (2019), “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 148, 363–370.
- [16] Tian L., He Y., Tao Y., Tao W., (2009), “A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (9), 1765–1776.
- [17] Lu C. W., Huang J. M., Nien W. C., Wang C. C., (2011), “A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger”, *Energy Conversion and Management*, 52 (3), 1638–1643.
- [18] Jang J. Y., Wu M. C., Chang W. J., (1996), “Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39 (14), 3057–3066.
- [19] Cebula A., Taler D., (2009), “Modelling of air flow and heat transfer in compact heat exchangers”, *Archives of Thermodynamics*, 30 (4), 45–66.
- [20] Bhuiyan A. A., Amin M. R., Islam A. K. M. S., (2013), “Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime”, *Applied Thermal Engineering*, 50 (1), 445–454.
- [21] Saiz Jabardo J. M., Bastos Zoghbi Filho J. R., Salamanca A., (2006), “Experimental study of the air side performance of louver and wave fin-and-tube coils”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30 (7), 621–631.
- [22] Wang C., Lin Y., Lee C., (1999), “Investigation of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers : A Contribution to Databank”, *Experimental Heat Transfer*, 12 (1), 73–89.

- [23] Wang C., Hwang Y., Lin Y., (2002), “Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers”, *International Journal of Refrigeration*, 25 (5), 673–680.
- [24] Okbaz A., (2018), “Isı Değişiricilerinde Hava Tarafı Isıl ve Akış Performanslarının Panjurlu Kanatlarla İyileştirilmesi”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [25] Canbaz H., (2011), “Kanatlı Borulu Bir Isı Eşanjöründeki Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [26] Wang C. C., Jang J. Y., Chiou N. F., (1999), “Technical Note A heat transfer and friction correlation for wavy fin and tube heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (10), 1919–1924.
- [27] Wolf I., Frankovi B., Vili I., (2006), “A Numerical and Experimental Analysis of Heat Transfer in a Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger”, *Energy and the Environment*, 91–101.
- [28] Wongwises S., Chokeman Y., (2005), “Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers”, *Energy Conversion and Management*, 46 (13–14), 2216–2231.
- [29] Kocaman Y., Tosun H., (2013), “Fin and Tube Heat Exchangers”, *Engineer and Machinery*, 54 (646), 27–36.
- [30] FRİTERM A.Ş., (2014), *Batarya Eğitimi Teknik Föyü*.
- [31] Sandar M. M., (2003), “Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers”, Dissertation, Bergakademie Freiberg Technical University.
- [32] Bhowmik H., Lee K. S., (2009), “Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (3), 259–263.
- [33] Web 1; (2016), <https://tr.scribd.com/document/249322751/Welded-Stainless-Steel-Tubes-and-Pipes-vs-Seamless-Acom-pdf>, (Erişim Tarihi: 13/08/2016).
- [34] Gonzalez M., (2001), “Stainless steel tubing in the biotechnology industry”, *Pharmaceutical Engineering*, 21 (5), 48–63.
- [35] Colburn A. P., (1964), “A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7 (12), 1359–1384.
- [36] Okbaz A., Pınarbaşı A., Olcay A. B., Aksoy M. H., (2018), “An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic performance of louvered fin and round tube heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121, 153–169.

- [37] Wang C. C., Webb R. L., Chi K. Y., (2000), "Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 21 (4), 218–226.
- [38] Wang C. C., Fu W. L., Chang C. T., (1997), "Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14 (2), 174–186.

ÖZGEÇMİŞ

Semih ÇAĞLAR 1986 yılında Gölçük' te doğdu. 2007 yılında başladığı Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü' nü 2011 yılında başarıyla tamamlayarak aynı yıl yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı' nda başladı. 09/2011 tarihinden 12/2016 tarihine kadar Friterm Termik Cihazlar A.Ş. 'de yurtdışı satış mühendisliği ve yurtdışı satış yöneticiliği pozisyonlarında çalışmıştır. 12/2016 tarihinden itibaren Danfoss firmasında satış mühendisi olarak görev yapmaktadır.