T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMBİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Taha Arda KESER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Haziran, 2019

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMBİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Taha Arda KESER tarafından hazırlanan tez çalışması 10.06.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

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

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Üye
Trakya Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Kombi Brülörlerinde Yanmanın İyileştirilmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Taha Arda KESER

İmza

Bu çalışma, DAIKIN Isıtma ve Soğutma Sistemleri San. Tic. A.Ş. tarafından desteklenmiştir.

Aileme

TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans çalışmasını yöneten, eleştri ve önerileri ile çalışmama katkıda bulunan tez danışmanım Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ'a teşekkür ederim.

Bu çalışmanın tez olarak yayımlanması ve proje aşamalarındaki yönlendirmeleri/desteklerinden dolayı DAIKIN Ar-Ge Departmanı Yöneticisi Sn. Serhan KILIÇ'a ve DAIKIN Ar-Ge Isıtma Birimi Yöneticisi Sn. Aydın TUNA'ya teşekkür ederim.

Test standlarının yapım aşamasındaki çalışmalarından, test prototiplerinin hazırlanmasından ve ilgili testlerdeki desteklerinden dolayı DAIKIN Ar-Ge Kombi Laboratuvarı Teknikerleri Sn. İrfan YILMAZ ve Sn. Murat İNOĞLU'na teşekkür ederim.

Sayısal çalışmalar kısmındaki desteklerinden dolayı İNOTEK LTD. ŞTİ.'den Yüksek Makina Mühendisi Sn. Ahmet AYDIN'a ve DAIKIN Ar-Ge'deki çalışma arkadaşım Yüksek Makina Mühendisi Sn. Onur VARLICA'ya teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi hiçbir desteği esirgemeyen AİLEME teşekkürü bir borç bilir ve bu tezi annem Serpil TOK'a adamaktan mutluluk duyarım.

Taha Arda KESER

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ x
KISALTMA LİSTESİ xv
ŞEKİL LİSTESİ xvi
TABLO LİSTESİ xx
ÖZET xxi
ABSTRACT xxiii
1 Giriş 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.1.1 Malzeme Tipine Göre Kombilerde Kullanılan Isı Değiştiricisi Tipleri 2
1.1.2 Makale İncelemeleri 3
1.1.3 Patent İncelemeleri 7
1.2 Tezin Amacı 9
1.3 Hipotez 10
2 Teorik Çalışmalar 12
2.1 Genel Korunum Denklemleri 12
2.2 Isı Değiştiricisi Tasarımı 13
2.2.1 Kompakt Isı Değiştiricileri 15
2.3 Özgül Nem – Bağıl Nem İlişkisi 16
2.4 Akış Karakteristiğinin Belirlenmesi 18
2.5 Hava Fazlalık Katsayısı 21
3 Kombilerde Yanma 24
3.1 Tam Yoğuşmalı Kombilerdeki Yanma Prosesleri 25

3.1.1 Ventüri Prensibiyle Çalışan ve Pnömatik Gaz Valfi Kullanılan Ön Karışımlı Yanma Teknolojisi 25
3.1.2 Hava/Yakıt Oranını Kendi Ayarlayan Ön Karışımlı Yanma Teknolojisi 27
3.2 Kombilerde Kullanılan Gaz Yakıtlar 27
3.2.1 Test Gazı 27
3.2.2 Referans Gaz 27
3.2.3 Limit Gaz 27
3.2.4 Test Basınçları 27
3.2.5 Normal Basınç 28
3.2.6 Limit Basınç Değerleri 28
3.2.7 Referans Koşullar 28
3.2.8 Bağıl Yoğunluk 28
3.2.9 Kalorifik Değer 28
3.2.10 Wobbe İndeksi 28
3.2.11 Gaz Ailesi ve Grupları 29
3.3 Alev Kopması, Alev Geri Tepmesi ve Alev Sönmesi 30
3.3.1 Alev Kopması ve Alev Geri Tepmesi 30
3.3.2 Alev Sönmesi 31
3.4 Ön Karışımlı Yanma Sonrasında Oluşan Emisyonlar 32
3.4.1 NOx Oluşumu 33
4 Sayısal Analiz Çalışmaları 37
4.1 Sayısal Analiz İçin Belirlenen Çözüm Algoritması 38
4.2 Geometri ve Oluşturulan Ağ Yapısı 38
4.3 Çözüm Modelinin Belirlenmesi 40

4.3.1 Enerji Denklemi 40
4.3.2 Viskoz Akış Modeli 41
4.4 Çepere Bağlı Türbülanslı Akışlar İçin Yaklaşımlar (Near-Wall Treatments) 45
4.5 Çözüm Yönteminin Belirlenmesi 46
4.5.1 Basınç Tabanlı Ayrık Çözüm Yöntemi (Pressure-Based Segregated Algorithm) 47
4.5.2 Basınç Tabanlı Birleştirilmiş Çözüm Yöntemi (Pressure-Based Coupled Algorithm) 48
4.6 Ayrıklaştırma (Discretization) 48
4.6.1 Konumsal Ayrıklaştırma (Spatial Discretization) 48
4.7 Basınç-Hız Çifti Metodu (Pressure-Velocity Coupling Method) 49
4.7.1 SIMPLE Metodu (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 50
4.7.2 Artık Değer (Residual) 50
4.8 Analiz Kriterleri ve Girdi Değerleri 51
4.8.1 Analiz Kriterleri 51
4.8.2 Analiz Girdi Değerleri 52
4.9 Analiz Sonuçları 57
4.9.1 Referans Isı Değiştiricisinin Analizi 58
4.9.2 Durum 2 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L) Analizi 65
4.9.3 Durum 3 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-52 mm) Analizi 68
4.9.4 Durum 4 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-26 mm) Analizi 71
4.9.5 Durum 5 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-20 mm) Analizi 74
4.10 Sayısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi 76
5 Deneysel Çalışmalar 81

5.1 Deneysel Çalışmalarla İlgili Genel Bilgiler 81
5.2 Anma Isı Girdisinin veya En Yüksek ve En Düşük Isı Girdisinin Tayini 81
5.2.1 Kurallar 81
5.2.2 Bir Isı Girdisini Elde Etmek İçin Deneyin Yürütülmesi 82
5.3 Emisyonların Ölçümü 83
5.3.1 Karbonmonoksit 83
5.3.2 NOx Konsantrasyonu, Ölçümü ve Ağırlıklandırma Metodu 84
5.4 Faydalı Verim 86
5.4.1 Hesaplamalar 90
5.5 Prototiple İlgili Bilgilendirmeler 92
5.6 Test Sonuçları 93
5.6.1 Faydalı Verim ve Su Tarafı Basınç Kaybının Tayini 93
5.6.2 Hava Tarafı Basınç Kaybının Tayini 96
5.6.3 Isı Değiştiricisinin Yüzey Sıcaklıkları 97
5.6.1 NOx Ölçümü 101
5.6.2 Deneysel Hatalar ve Belirsizlik Analizi 102
5.6.3 Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirilmesi 108
5.6.4 Deneysel ve Sayısal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması 110
6 Sonuçlar ve Öneriler 121
6.1 Sonuçlar 122
6.2 Öneriler 123
Kaynakça 124
Tezden Üretilmiş Yayınlar 128

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transferi yüzey alanı
A_c	En kesit alanı
A_{ff}	Kanatlar arasındaki minimum serbest akış alanı
A_{fr}	Isı değiştiricisinin ön alın alanı
Al	Alüminyum
a_p	Merkez katsayısı
a_{nb}	Çevre elemanların etki katsayısı
°C	derece santigrat
C_3H_8	Propan
CH_4	Metan
CO	Karbonmonoksit
CO_2	Karbondioksit
$(CO)_M$	Ölçülen karbonmonoksit miktarı
$(CO_2)_N$	Nominal karbondioksit miktarı
$(CO_2)_M$	Ölçülen karbondioksit miktarı
c_p	Özgül ısı
d	Deney gazının bağıl yoğunluğu
d_r	Referans gazın bağıl yoğunluğu
D_h	Hidrolik çap
D_p	Deney düzeneğinden olan ısı kaybı
div	Diverjans
e	İç enerji

E	Enerji
F	Fonksiyon
G 20	Metan gazı
G 25	Metan ve azot karışımı yanma gazı
G 31	Propan gazı
H_2O	Su
h	Entalpi
h_m	Ortam nemi
H_i	Alt ısıl değer
i	Koordinat indisi
j	Koordinat indisi
K	Kelvin
k	Isı iletim katsayısı
kW	kilo-Watt
L	Isı değiştiricisi boyu
max	Maksimum
min	Minimum
$\bar{M}$	Boyutsuz fin parametresi
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütlesel debi
m^2	metrekare
O_2	Oksijen
$\dot{M}$	Kütlesel gaz debisi
N_2	Azot
NO_2	Azotdioksit

NO	Azot oksit
NO_x	Azot oksitler
$NO_{x,0}$	Referans şartlara göre düzeltilmiş NOx değeri
$NO_{x,m}$	Ölçülen NOx değeri
p	Islak çevre uzunluğu (Bölüm 2.4)
p	Termodinamik basınç
p_a	Deney ortamındaki atmosfer basıncı
p_g	Gaz basıncı
p_s	Suyun doymuş buhar basıncı
P	Havadaki toplam basınç
P_{kh}	Kuru havanın kısmi basıncı
P_{sb}	Nemin kısmi basıncı
ΔP	Fark basınç
q	Toplam ısı geçişi
Q_c	Düzeltilmiş ısı girdisi
Q_n	Giriş gücü
Q_f	Çıkış gücü
R	Gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı
R^{ϕ}	Artık değer
T	Mutlak sıcaklık
T_{ref}	Referans sıcaklık
T_m	Ortam sıcaklığı
Tdy_maks	Maksimum dış yüzey sıcaklığı
Tiy_maks	Maksimum iç yüzey sıcaklığı

t_g	Gaz sıcaklığı
t	Zaman (Bölüm 2.1, 4.3)
t	Isı değiştiricisi et kalınlığı
TK	Termokupl
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı
u	x yönündeki hız
S_h	Volümetrik ısı kaynağı
u_i	i yönündeki hız
u^*	Sürtünme hızı
u^+	Boyutsuzlaştırılmış hız
U	Toplam ısı geçiş katsayısı
v	y yönündeki hız
V	Hız
V	Hacim (Bölüm 2.3)
$\dot{V}_g$	Hacimsel gaz debisi
$V_{r_{(10)}}$	Ölçülen gaz tüketimi
$\dot{V}_s$	Su debisi
ν	Özgül ağırlık
w	z yönündeki hız
w	Özgül nem
W	Watt
Wi	Net Wobbe indeksi (Bölüm 3.2.10)
Ws	Brüt Wobbe indeksi (Bölüm 3.2.10)
x_j	j yönündeki uzunluk
x	Yön

Δx	Toplam hata
y	Yön
y^+	Boyutsuzlaştırılmış mesafe
Y	Her bir maddenin kütlesel fraksiyonu
z	Yön
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik viskozite
∇	Gradyen operatörü
τ'_{ij}	Vizkoz gerilim
δ	Kronecker delta
λ	Yığın viskozite katsayısı
∂	Kısmi türev operatörü
σ	A_{ff}/A_{fr} değeri
ϕ	Bağıl nem
τ_w	Çeper kayma gerilmesi
$\delta_{alt\ tabaka}$	Viskoz alt tabaka kalınlığı
λ	Hava fazlalık katsayısı
θ	Anlık zaman
η_u	Faydalı verim

KISALTMA LİSTESİ

AlSi10Mg	Alüminyum, %10 silisyum ve magnezyum
Atü	Atmosferik hava basıncı üstü basınç
DNS	Direct Numerical Simulation
EN	European Standard
EU	European Union
FSM	Fractional Step Method
HTZ	Yüksek sıcaklık zonu
LES	Large Eddy Simulation
LMTD	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (Logarithmic mean temperature difference)
LTZ	Düşük sıcaklık zonu
NTC	Negative temperature coefficient
NTU	Number of transfer unit
ppm	Parts per million
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation
RNG	Re-Normalization Group
RSM	Reynold Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
URF	Under-Relaxation Factors

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 LMTD hesabı için paralel (a) ve çapraz (b) akışlı ısı değiştiricilerinin giriş-çıkışlarındaki sıcaklık farkları 15

Şekil 3.1 Ventüri prensibiyle çalışan ve pnömatik gaz valfi kullanılan ön karışımlı yanma prosesinde hava yakıt karışımının hazırlanması.... 25

Şekil 3.2 Ventüri prensibiyle çalışan ve pnömatik gaz valfi kullanılan ön karışımlı yanma prosesi 26

Şekil 3.3 Ön karışımlı bir brülördeki delik detayı [32] 32

Şekil 4.1 Durum 1 için oluşturulan ağ yapısı 40

Şekil 4.2 Isı değiştiricisinin hava tarafı kesit görünüşü 56

Şekil 4.3 Pinler arası hız alanı 56

Şekil 4.4 Durum 1 - oluşturulan ağ yapısı 58

Şekil 4.5 Durum 1 **–** Hava Tarafı viskoz modelin Realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı 59

Şekil 4.6 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N1 noktası 59

Şekil 4.7 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N2 noktası 59

Şekil 4.8 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N3 noktası 60

Şekil 4.9 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N4 noktası 60

Şekil 4.10 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N5 noktası 60

Şekil 4.11 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N6 noktası 61

Şekil 4.12 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N7 noktası 61

Şekil 4.13 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N8 noktası 61

Şekil 4.14 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N9 noktası 62

Şekil 4.15 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N10 noktası 62

Şekil 4.16 Durum 1 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı 63

Şekil 4.17 Durum 1 - Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı 63

Şekil 4.18 Durum 1 - Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su sıcaklık dağılımı 64

Şekil 4.19 Durum 1 - Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı 64

Şekil 4.20 Durum 2 – oluşturulan ağ yapısı 65

Şekil 4.21 Durum 2 – Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı 65

Şekil 4.22 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı 66

Şekil 4.23 Durum 2 Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı 66

Şekil 4.24 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı 67

Şekil 4.25 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı 67

Şekil 4.26 Durum 3 – oluşturulan ağ yapısı 68

Şekil 4.27 Durum 3 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı 68

Şekil 4.28 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı 69

Şekil 4.29 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı 69

Şekil 4.30 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı 70

Şekil 4.31 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı 70

Şekil 4.32 Durum 4 – oluşturulan ağ yapısı 71

Şekil 4.33 Durum 4 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı 71

Şekil 4.34 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı 72

Şekil 4.35 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı 72

Şekil 4.36 Durum 4 **-** Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı 73

Şekil 4.37 Durum 4 **-** Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı 73

Şekil 4.38 Durum 5 **–** oluşturulan ağ yapısı 74

Şekil 4.39 Durum 5 **–** Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı 74

Şekil 4.40 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı 75

Şekil 4.41 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı 75

Şekil 4.42 Durum 5 **-** Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı 76

Şekil 4.43 Durum 5 **-** Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı 76

Şekil 5.1 Isıl girdi ve faydalı verim testleri için şematik test ünitesi tasarımı. 92

Şekil 5.2 Testlerde kullanılan baca gazı analizörü ve yardımcı ekipmanları... 93

Şekil 5.3 Baca gazı analizörü ekranından bir görüntü 93

Şekil 5.4 Testlerde kullanılan prototip 94

Şekil 5.5 Su basınç ölçümü için ölçüm noktaları ve probların yerleşimi 96

Şekil 5.6 P4 ölçüm noktası 97

Şekil 5.7 P5 – P6 ölçüm noktaları 97

Şekil 5.8 Yüzey sıcaklıklarının ölçümü için yerleştirilen termokupllar 99

Şekil 5.9 Ölçülen yüzey sıcaklık değerleri 99

Şekil 5.10 Yüzey sıcaklık değerlerinin ölçümü süresince kombinin anma ısı yükü 100

Şekil 5.11 Yüzey sıcalık değerlerinin ölçümü süresince kombinin su giriş-çıkış sıcaklıkları 100

Şekil 5.12 Yüzey sıcalık değerlerinin ölçümü süresince ortam koşulları 100

Şekil 5.13 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su çıkış sıcaklığı (Tg) 112

Şekil 5.14 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su sıcaklık farkı değerleri (ΔT_su) 112

Şekil 5.15 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen hava tarafı çıkış sıcaklık değerleri (T_{baca}) 113

Şekil 5.16 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen hava tarafı basınç kaybı değerleri (ΔP_{hava}) 113

Şekil 5.17 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su tarafı basınç kaybı değerleri (ΔP_{su}) 114

Şekil 5.18 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen dış yüzeyin maksimum sıcaklık değeri (T_{dy_maks}) 114

Şekil 5.19 Dış yüzeydeki belirlenen noktaların deneysel ve sayısal olarak elde edilen sıcaklık değerleri (T_{dy}) 115

Şekil 5.20 Isı değiştiricisinin iç yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{iy_maks}) 115

Şekil 5.21 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen faydalı çıkış gücü değerleri (Q_f) 116

Şekil 5.22 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen faydalı verim değerleri (η_u) 117

Şekil 5.23 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen su gidiş sıcaklığı değerleri (T_g) 118

Şekil 5.24 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde su tarafı fark sıcaklık değerleri (ΔT_{su}) 118

Şekil 5.25 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri (T_{baca}) 119

Şekil 5.26 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde hava tarafı fark basınç değerleri (ΔP_{hava}) 119

Şekil 5.27 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde su tarafı fark basınç değerleri (ΔP_{su}) 120

Şekil 5.28 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde dış yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{dy_maks}) 120

Şekil 5.29 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde iç yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{iy_maks}) 120

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Wobbe indisinin fonksiyonu olarak gaz ailesi ve gruplarının sınıflandırılması [30] 29

Tablo 3.2 Deney Gazı İçerikleri [30] 30

Tablo 4.1 1.26 Hava fazlalık katsayısında metanın yanması durumundaki reaktanların ve ürünlerin konstarasyonları 53

Tablo 4.2 İncelenen tüm durumlar için hava tarafının viskoz modelinin realizable k- ε modeli olması halindeki sayısal analiz sonuçları 78

Tablo 4.3 İncelenen tüm durumlar için hava tarafının viskoz modelinin laminar model olması halindeki sayısal analiz sonuçları 79

Tablo 4.4 Referans ısı değiştiricisinin (Durum 1) yüzey sıcaklık değerleri 80

Tablo 5.1 Referans deney gazlarındaki nominal CO_2 değerleri [6] 84

Tablo 5.2 NO_x ölçümünün sınıflandırması [6] 84

Tablo 5.3 Ağırlıklandırma faktörleri [6] 86

Tablo 5.4 Hava fazlalığının bulunmadığı koşulda ppm-mg/kWh dönüşümü [6] 86

Tablo 5.5 Faydalı verim testi kapsamındaki ölçüm ve hesaplama değerleri 95

Tablo 5.6 Isı değiştiricisinin hava tarafı fark basıncı testinin ölçüm değerleri 98

Tablo 5.7 Yüzey sıcaklığı ölçüm değerleri 98

Tablo 5.8 NO_x ölçümü 101

Tablo 5.9 Faydalı verim deneyine ait belirsizlik analizi 106

Tablo 5.10 Anma giriş gücünün ölçümü deneyine ait belirsizlik analizi 107

Tablo 5.11 Referans ısı değiştiricisi için deneysel ve sayısal verilerin sonuçları 111

ÖZET

Kombi Isı Değiştiricilerinin Optimizasyonu

Taha Arda KESER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Bireysel ısıtma sistemlerinde yaygın bir kullanımı olan kombilerde ana ısı değiştiricilerinin tasarımı kombilerin ısıl verimi, baca gazı sıcaklığı, çevresel parçaların yerleşimi ve ürünün servis edilebilirliği hususları için oldukça önemlidir. Kombilerdeki ısı değiştiricilerinin tasarımında en önemli etmenlerden biri de imalat metodunu etkileyen malzeme seçimidir. Bu tez çalışmasında kum kalıba döküm yoluyla AlSi10Mg malzemesi kullanılarak imal edilen bir yoğuşmalı kombi ısı değiştiricisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda ürün standardında belirtilen test koşullarına uygun olarak tez kapsamında incelenmiş olan ısı değiştiricisinin kullanıldığı bir kombinin anma giriş gücü, anma çıkış gücü, faydalı verimi, baca gazı sıcaklığı ve emisyon ölçüm testleri 1.26 hava fazlalık katsayısı koşulunda yapılmıştır. Ayrıca ısı değiştiricisinin hava ve su tarafındaki basınç kayıpları ve ısı değiştiricisinin 80°C/60°C su sıcaklık rejiminde çalışması halindeki yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Deneysel veriler referans alınarak sayısal çalışmaların başlangıç koşullarında kullanılacak değerler analitik olarak hesaplanmıştır. Sayısal analiz kısmında ise toplam yüksekliği ve ürün standardının

belirlediği kriterlere uygun olarak et kalınlığı azaltılacak şekilde daha düşük ağırlıkta alternatif bir ısı değiştiricisi tasarımı üzerine çalışma yapılmıştır.

Tez çalışması sonucunda referans model için oluşturulan sayısal modelin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bilgisayar ortamında tasarlanmış olan ve et kalınlığı ile toplam yüksekliğinin azaltılması yoluyla elde edilen daha düşük ağırlığa sahip diğer ısı değiştiricileri arasından mevcut ısı değiştiricisine alternatif olabilecek tasarımın 0.5 mm daha az et kalınlığına ve 26 mm daha az toplam yüksekliğe sahip olmasının uygun olacağı sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kombi ısı değiştiricisi, ısı transferi, faydalı verim, sayısal analiz

ABSTRACT

Optimization of Combi Boiler Heat Exchangers

Taha Arda KESER

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Combi boilers have widespread utilization for individual heating systems. Designing main heat exchanger has importance to obtain target values for useful efficiency and flue gas temperature, to specify assembly methods and positioning of surrounding components and to create product serviceability route. One of the most important criteria on the main heat exchanger design is material selection which also effects on manufacturing method. In this thesis, a heat exchanger that has AlSi10Mg material that is manufactured by using sand casting method was examined experimentally and numerically. In experimental steps, environmental conditions were created with reference to product standard. Nominal heat input, nominal heat output, useful efficiency, flue gas temperature and emission tests of boiler were performed at 1.26 excess air ratio. Besides pressure drop through air and water paths and temperature values on surface of heat exchanger at 80°C/60°C water temperature regime were measured. Reference to experimental results, initial condition parameters were obtained by analytical calculations. For numerical analysis, alternative heat exchanger designs were examined. Heat exchangers designed in computational ground have different wall thickness that has defined limits in product standard and different total height compared to reference one.

Results of numerical analysis for reference heat exchanger are compatible with experimental results. It is concluded that alternative heat exchanger having 0.5 mm less thickness and 26 mm less total height is suitable one compared to examined other alternatives.

Keywords: Boiler heat exchanger, heat transfer, useful efficiency, numerical analysis

1
Giriş

1.1 Literatür Özeti

Kombinin genel çalışma prensibi gaz yakıtın içerdiği kimyasal enerjinin yanma sonrasında ısı enerjisine dönüştürülerek sıcak suyun elde edilebilmesi esasına dayanır. Bu prosesteki enerji transferinin kalitesini belirleyen ısı değiştiricileri ise bir kombinin tasarımında, maliyetinde ve servis edilebilirlik adımlarında en önemli yere sahiptir.

Türkiye İklimlendirme Sanayi Raporu 2018 yılı verilerine göre [1] 2015 ve 2016 yıllarında kombi imalat/ithalat adetleri 1.600.000/200.000 mertebelerindedir. Aynı çalışmada Türkiye'nin Avrupa bazında kombi ve panel üretim merkezi olduğu bilgisi aktarılmıştır. Doğalgaz abone sayısına ait istatistik verilerine göre [2], 2012 yılına ait bireysel ısıtmalı yapılardaki daire miktarları konut bazında 8.300.000 adedine, ticari vb. yapılar bazında ise 650.000 adedine ulaşmıştır. Bu istatistiki veriler kombilerin enerji ve iş gücü bazındaki önemini vurgulamaktadır.

Türkiye'de ve Avrupa'da bir kombinin tasarım kriterleri için EU 2016/426 [3] regülasyonu, performans kriterleri için EU 813/2013 [4] ve EU 814/2013 [5] regülasyonları referans alınır. Bu regülasyonların altında ise kombi ürünü için geçerli olan EN 15502 [6] standardı referans alınır. Bu standarda göre bir kombinin tasarım kriterlerine alt ürünlerin malzeme özellikleri ve imalat metotları, genel olarak kombinin ayar, güvenlik ve kontrol tertibatı ile ilgili koşullar ve emisyon kriterleri örnek verilebilir. Performans kriterleri için ısıl verimin tayini, kombiden olan ısıl kayıplar ve yardımcı enerji katkılarının mertebesinin tayini ve nihayetinde ağırlıklandırılmış sezonsal verim metodunun uygulanış biçimi örnek verilebilir.

Bu çalışma kapsamında incelenen ana eşanjör AlSi10Mg malzemeye sahip olan ve kum kalıba döküm yoluyla imal edilmiş tiptedir. Uygulama WO2017090594 (A1) numarasına sahip patent [7] ile koruma altına alınmış olan ısı değiştiricisinin farklı yükseklik ve et kalınlıklarına göre optimizasyonunu içermektedir.

1.1.1 Malzeme Tipine Göre Kombilerde Kullanılan Isı Değiştiricisi Tipleri

Kombilerde kullanılan ısı değiştiricileri malzeme tipine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir. [8]

- Demir
- Bakır
- Alüminyum
- Paslanmaz çelik

Avrupa'da demir malzemeli ısı değiştiricileri bakır malzemeli ısı değiştiricilerinin geliştirilmeye başlandığı 1980'lerin başına kadar oldukça yaygın bir kullanıma sahipti. Son yıllarda ise özellikle yoğuşmalı kombilerde paslanmaz çelik ve alüminyumdan imal edilen ısı değiştiricilerinin kullanımı artmıştır.

Bakır malzemeli ısı değiştiricileri daha çok konvansiyonel kombi teknolojisinde tercih edilen tiptir. Bu ısı değiştiricileri fin-boru tasarımına sahip olup sıcak akışkan finler arasından geçerek enerjisini finler arasından geçen borudaki suya transfer etmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerinde soğuk akışkanı taşıyan boru demetinde sadece merkezi ısıtma suyunun sirkülasyonu sağlanıyorsa ısı değiştiricisi monotermik olarak sınıflandırılır. Bu ısı değiştiricisine sahip kombilerde kullanım sıcak suyunu elde etmek için haricen bir plakalı ısı değiştiricisi kullanılır. Eğer boru demetinde ayrıca kullanım sıcak suyunun da geçmesini sağlayan bir tasarım bulunuyorsa ısı değiştiricisi bitermik olarak sınıflandırılır.

Alüminyum ısı değiştiricileri konvansiyonel kombilerde fin-boru tasarımı formunda olabildiği gibi ön karışımlı yanma teknolojisine uygun olarak tasarlanan pin-fin geometrili, döküm yöntemi ile imal edilen formda da olabilmektedir.

Paslanmaz çelik ısı değiştiricileri ise yaygın olarak ön karışımlı yanma teknolojisine sahip kombilerde tercih edilmektedir. Ayrıca kombilerde kullanım sıcak suyu tarafında bulunan ısı değiştiricileri için yine paslanmaz çelik malzemesi kullanılmaktadır.

Günümüzde ön karışımlı yanma teknolojisine sahip yoğuşmalı kombilerde tercih edilen ısı değiştiricileri alüminyum alaşımlarından veya paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Kombilerdeki ısı değiştiricileri için kullanılan alüminyum

alaşımlarının termal iletim katsayısı, paslanmaz çelikten daha yüksektir. Yine alüminyum alaşımlarından imal edilen ısı değiştiricileri aynı ısıl kapasite için paslanmaz çelik ısı değiştiricilerinden daha düşük maliyete sahip olabilmektedir. Kesme ve form verme bakımından alüminyum alaşımları daha uygundur. Korozyona karşı alüminyum yüzeyinde oluşan oksidasyon koruma görevi üstlenirken, paslanmaz çelikte korozyon dayanımı için krom katkısı yapılır. Paslanmaz çeliğin üstünlükleri ise kaynaklı birleştirme yöntemi için daha kolay uygulama imkanı ve daha yüksek mukavemeti gösterebilmesidir.

Bu avantaj ve dezavantajları göz önünde bulundurularak kombi üreticileri servis edilebilirlik, kombinin tasarlandığı boyutlar, performans, ısı değiştiricisi ile birlikte kullanılması gereken çevresel komponentlerin getirdiği maliyet vb. kriterleri göz önünde bulundurarak tasarladıkları kombiye uygun ısı değiştiricisini belirlemektedir.

1.1.2 Makale İncelemeleri

Cao vd. [9], anti-korozyon performansı amacıyla silikon reçinesi ile kaplanmış bir ısı değiştiricisinin farklı ısıl yüklerdeki ve hava fazlalık katsayılarındaki CO, NO_x ve ısıl verimi değişimlerini incelemişlerdir. Nihayetinde, silikon reçinesi ile kaplanmış bu ısı değiştiricisi incelenen diğer ısı değiştiricileri ile ısıl verim, emisyon ve anti-korozyon performanslarına göre kıyaslanmıştır.

Yu vd. [10], ön karışımlı yanma sisteminde kullanılan bir çapraz akışlı ısı değiştiricisinin modül etkenliği, emisyonlar ve entropi üretimi kriterlerine göre optimum performansın tayin edileceği bir deneysel çalışma yürütmüştür. Isı değiştiricisi modülü sayısı ve yakıt/hava oranı parametrik olarak incelenmiştir. Modül sayısı minimum 4 maksimum 8 adet olacak şekilde seçilmiştir. Yakıt/hava oranı ise 0.75, 0.85 ve 0.95 olarak seçilmiştir. Isı yükü olarak sabit 3.5 kW seçilmiştir. Bu çalışmaya göre optimum performansın 8 modül ve 0.85 yakıt/hava fazlalık katsayısı koşullarında elde edildiği belirlenmiştir.

Çalışkan vd. [11], 562 W/m2 sabit ısı akısına tabi tutulan dikdörtgen bir kanaldaki silindirik ve hegzagonal pin fin geometrilerinin etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Reynold sayısı aralığı 3.000 – 20.000 olarak seçilmiştir. Pin fin

parçalarının yerleşimi için paslanmaz çelik folyo kullanmışlardır. Pin fin parçaları ayrı olarak değerlendirilmiştir. Eş sıra veya şaşırtmalı olarak düzen kurulmuştur. Çalışmada aynı zamanda pin fin konulmamış levha da değerlendirilmiştir. Çalışmanın sonucunda Re=3888'de hegzagonal pinlerin şaşırtmalı dizilimle maksimum termal performans faktörünün elde edilebilmesinin sağladığını göstermiştir.

Bu çalışma kapsamında incelenen ısı değiştiricisinin ön karışımlı yanma teknolojisine sahip bir kombide kullanılmasından dolayı tasarımında sadece bir ısı transferi için değil aynı zamanda çevresel komponentlerin de montajı ve bu komponentlerle birlikte çalışmaya uygunluğunun da bulunması gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda ısı değiştiricisinin sıcak akışkan giriş kısmında gaz-hava karışımının yanmasını sağlayan bir yakıcı (brülör), gaz-hava karışımının brülör üzerinde yanmasını sağlayan bir ateşleme elektrodu, alev varlığını denetleyen bir iyonizasyon elektrodu, havanın çıkış tarafında ise baca bağlantısı ve yoğuşma suyu toplayıcısı olarak kullanılan bir yoğuşma tavasının bağlantısı ile su tarafındaki giriş-çıkış sıcaklıklarının tayin edilmesini sağlayan sağlayan NTC sensörleri için sensor yuvaları, sıcaklık limit değerinin aşmasını engelleyen bir termostat için yuva bulunmaktadır. Belirtilen bu komponentler içerisinde bir kombinin hem ısıl hem de emisyon performansını direkt olarak etkileyen brülördür. Brülörün ısıl performansa etkisi kombinin modülasyon aralığının belirlenmesi içindir. Emisyon perfomansı ise hem referans gaz hem de limit gazlardaki çalışmada kombinin toksik seviyede emisyon oluşturmasının önüne geçilmesinde önemlidir. Toniato vd. [12] duvar tipi kazanlarda kullanılan metal fiber brülörlerle ilgili bir çalışma yapmıştır. Metal fiber brülörlerde elde edilebilen ışınımsal yanmanın etkilerini değerlendirmişlerdir. Kazanın büyüklüğü, sesi ve emisyonlarının metal sac brülörlere kıyasla metal fibre brülörlerde daha az olabileceği gösterilmiştir. Ayrıca farklı tip metalik matlardaki mekanik deformasyon ve korozyon olayını da incelenmişlerdir. Saracco vd. [13] ise kabul edilebilir emisyon seviyesinde olacak şekilde daha düşük ısı akısının elde edilebildiği brülörleri incelemişlerdir. Çalışmada katalitik metal fibre ve gözenekli seramik köpük brülörleri farklı hava fazlalık katsayısı değerlerinde incelenmiştir. Brülörler 30 kW yükte test edilmiştir. Çalışmalarının sonucuna göre kataliz prosesinin yanmanın radyant rejiminde daha

etkin olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara göre kabul edilebilir emisyon seviyesinde tutulacak şekilde brülörlerin daha yüksek modülasyon oranlarında kullanılabilmesi imkanı gösterilmiştir.

Idem vd. [14] gaz yakıtlı su ve mahal ısıtıcılarda kullanılan ısı değiştiricilerindeki fin yüzeylerinde meydana gelen yoğuşmanın ön görülebilmesi için alternatif yaklaşımlar üzerine çalışmışlardır. Mevcut durumdaki yaklaşımda taşınımla ısı transferi prosesini etkileyen ısı transfer katsayısı h ve sıcaklığı T_{cnv} sabit kabul ediliyorken, önerilen yaklaşımlarda fin çevresindeki ısı transfer değişimine etkiyen boyutsal parametreler kullanılmıştır. Mevcut yaklaşıma ilave olarak ilk durumda taşınım koşulundaki ısı transfer katsayısı değişken, sıcaklık ise sabit alınmıştır. İkinci durumda ise taşınım koşulundaki ısı transfer katsayısının sabit, sıcaklık değerinin ise değişken olduğu yaklaşımımı ele alınmıştır. Her iki alternatif yaklaşım analitik ve nümerik olarak incelenmiştir. İnceleme kapsamında bu alanlarda yapılan benzer yaklaşımların deneysel çıktıları ile karşılaştırmalar da yapılmış ve nihayetinde ilk durumdaki çıktıların incelenen referans çalışmalara kıyasla daha tutarlı olduğu görülmüştür. Her iki yaklaşımda da mevcut yaklaşımdan tayin edilen sonuca göre fin yüzeyindeki yoğuşma dağılımının daha kapsamlı incelenebildiği belirtilmiştir. Dış fin radyüsü, radyal ve açısal yöne göre ortalama taşınımla ısı transfer katsayısı , finin termal iletkenlik katsayısı ve finin kalınlığına bağlı konumsal ortalaması alınan boyutsuz fin parametresinin ($\bar{M}$) değişimi referans alınarak belirlenen fin verimi karşılaştırmalarında ilk durum için $\bar{M}^2$değerinin artışıyla fin veriminin düştüğü ve bu düşüşün $\bar{M}^2 \cong 2$ iken % 6 mertebelerinde olduğu, ikinci durumda ise $\bar{M}^2 \cong 0.1$ dolaylarında referans çıktılara göre fin verimi %98 iken bulunan fin veriminin %55 olduğu görülmüştür. Özellikle ikinci yaklaşımın doğrulanması için deneysel verilerin bulunmadığı vurgulanmıştır.

Şahin, B. [15] dairesel kesitli pin finlere sahip bir ısı değiştiricinin optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi amacıyla Taguchi metodu kullanarak bir çalışma yürütmüştür. Çalışmada ahşaptan imal edilen dikdörten bir kanal içerisine konulan Al 1050 malzemesine sahip plaka üzerine yerleştirilen pin-fin geometrili ısı değiştiricisi için yapılmıştır. Reynolds sayısı aralığı 13.500 – 42.000, pin finlerin uç kısmı ile kanal tavanı arasındaki mesafesinin (C), pin-finlerin yüksekliğine oranı

(H) yani C/H değerinin 0, 0.33 ve 1 olduğu durumları ve finler arası akış doğrultusundaki boşluğun (S_y) fin çaplarına (D) oranını (S_y/D) 1.208, 1.944 ve 3.417 durumları için Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü optimize edecek şekilde değerlendirmiştir. Aluminyum ısı değiştiricinin olduğu test bölmesi bir elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla ısıtılmış ve ısı değiştiricisinden geçen akışkana olan ısı transfer performansı incelenmiştir. Testte kullanılan akışkan havadır. L9 matrisi kullanılarak Re, H ve S_y parametrelerine göre maksimum Nusselt sayısı ve minimum sürtünme faktörü elde edilecek şekilde optimizasyon yapılmış ve çıktılar ANOVA kullanılarak %95 doğruluk hedefi için analiz edilmiştir. Sonuçlara göre sabit pompa gücü referans alındığında yüksek ısı transferi için C/H oranı ve S_y/D oranı maksimum olmalıdır, görece daha düşük Reynolds sayısında çalışma olması halinde pin fin düzeni oluşturulmuş kanallar daha yüksek performansa sahiptir. Pompa gücü ise pin yüksekliklerinin artırıldığı ve finler arası mesafenin azaltıldığı durumda düz yüzeye göre yaklaşık 4 kat fazla olmaktadır. Bununla birlikte maksimum ısı transferi için optimizasyon sonucuna göre Re=42.000, fin yükselikği 50 mm ve S_y/D oranı ise 1.208 olarak tayin edilmiştir.

Maji, A. vd [16], alt yüzeyinden sabit ısı akısı verilen alüminyum alaşım malzemeli kare taban üzerinde şaşırtmalı olarak dizilmiş farklı geometrik formdaki pin-finlerin delikli olmaları durumlarının ısı transfer oranı, Nu sayısı ve basınç düşümüne etkilerini incelemişlerdir. Kullanılan pin-fin formları dairesel, kare ve eliptiktir. Bu formdaki pin-finlere yine dairesel, elmas (diamond) ya da eliptik delikler açılmıştır. Pin-finlere açılan delikler aynı zamanda farklı adet ve kesit alanında olacak şekilde belirlenmiştir. Nümerik olarak yapılan incelemede belirtilen geometrik formlara ilave olarak Re sayısının etkisi de incelemeye dahil edilmiştir. Çalışmanın sonucunda ilgili kriterler için optimum geometrilerin eliptik pin-fin ve eliptik delik formunun varyasyonlarından çıktığı belirtilmiştir.

Dewan, A. vd [17], elektronik cihazların soğutmasında kullanılan bir kompakt ısı değiştiricisi ile ilgili çalışma yürütmüşlerdir. İncelenen ısı değiştiricisi dairesel finler içermektedir. Bu finler dikdörtgen formlu bir kanal içerisinde şaşırtmalı olarak dizilmişlerdir. Çalışmada ısı değiştiricisi için farklı materyallerin ve finler arasındaki mesafenin ısı transferine etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Alüminyum, nikel ve

çelik malzemeli ısı değiştiricilerinden en iyi performansın alüminyum malzemeli ısı değiştiricisinden alındığı sonucu çıkarılmıştır. Finlerin akış yönü doğrultusundaki mesafesinin fin çapına oranı bir parameter olarak ele alınmış ve incelenenler arasından bu parametrenin en düşük değerinde ısı transferinin maksimize edildiği sonucuna varılmıştır. Çalışmada aynı zamanda basınç düşümü de bir kriter olarak ele alınmış ve basınç düşümü-ısı transfer performansı için incelenen Re aralığındaki kabul edilebilir aralık belirlenmiştir.

Cao, W. vd. [18], silikon alüminyum alaşımlı pin-fin yapılı bir yoğuşmalı kombi ısı değiştiricisinin belirlenen yaz ve kış koşulları için deneysel ve nümerik çalışma yürütmüşlerdir. Isı değiştiricisini ısı yükünün büyük bir kısmının transferini sağlayan yüksek sıcaklık zonu (HTZ) ve yoğuşma performansının elde edilebildiği düşük sıcaklık zonu (LTZ) olarak ikiye ayırıp incelemişlerdir. Su ve gaz tarafı için belirledikleri koşullar dahilinde bu ısı değiştiricisi için Nusselt sayılarını önermişlerdir. Aynı zamanda ısıl verimin iyileştirilmesi için atmosfer üstü su giriş basıncının etkisini yorumlamışlardır.

Park, K. vd. [19], 7x7 pin-fin düzenine sahip bir ısı havuzunun termal direnç ve basınç kaybı performansını iyileştirme hedefiyle fin yüksekliği (h), fin genişliği (w) ve fan-ısı havuzu arası mesafe (c)'ye göre sonlu hacim metodunu kullanarak tasarım optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Hem basınç kaybı hem de termal direncin minimum olması hedefi bulunmasından dolayı ortaya çıkan çok amaçlı fonksiyonu Pareto tekniği kullanarak indirgemişlerdir. Ağırlıklandırma faktörleri kullanılarak tasarım kriterleri dahilinde ortaya konan amaçlar için optimizasyon sonuçlarını belirlemişlerdir.

1.1.3 Patent İncelemeleri

Literatür araştırması genellikle laboratuvar ortamında tasarlanabilen model geometriler üzerinden yapılan incelemeleri ve çıkarımları içermektedir. Bu çalışmada incelenen ürün WO2017090594A1 patenti [7] ile koruma altına alınmış, yekpare halde kum kalıba döküm yoluyla imal edilen ve çevresel komponentleri için bağlantı yüzeyleri bulunan bir kombi ısı değiştiricisidir. Bu amaçla incelenen ürünle

ilgili mevcut teknolojik gelişmeleri yansıtan ve incelenen ürün konseptine daha yakın uygulama metotları içeren patentler hakkında da bir araştırma yapılmıştır.

WO2010002255 (A1) patentine [20] göre ısı değiştiricisi, ısıyı ileten malzemeye sahip yekpare halde üretilen bir yapıya sahiptir öyle ki, ısı değiştiricisi ve akışkan arasındaki ısı transferini iletmesi için yönlendirici kanatlara sahiptir. Bu ısı değiştiricisinde enine kanatlar da mevcuttur. Bu kanatların uzunluğu dikine yönlenen kanatların kendi aralarındaki mesafeden daha az uzunluğa sahiptir. Bu enine kanatlar akışkan akış yönüne dik yönde bulunmaktadır. Kanatlar karşılıklı olarak konumlandırılmış olup ana kanatların yanal kısımlarına dik olarak yerleştirilmiş olan bu kanatlar akışın dolambaçlı bir yol takip etmesini sağlamaktadır.

EP0533271 (B1) patentine göre [21] eşanjörün iç kısmında birincil yol olarak su tarafı, ikincil yol olarak yanma ürünleri bulunmaktadır. Birincil ve ikincil yolları ayıran duvarlar, ısı transferinin gerçekleştirildiği kısımdır. İkincil yolda yanma ürünleri duvara bitişik olarak hareket etmektedir. İkincil duvar kanat formlarına sahiptir. Her bir kanat düzlemsel yanal yüzeylere sahip olup birbiriyle karşılıklıdır. Kanatların üstten alta doğru yüzeyleri arası mesafe daralmaktadır. Kanatların alt ve üst yüzeyleri yanal yüzeylere radyüslüdür. Fin üzerindeki yanal yüzeyler karşılıklı olarak açılırıdır. Bu açı 4 ila 16 derece arasındadır. Ama 10 derece olması tercih edilir.

WO2009053248 (A1) patentine göre [22] sunulan icat, merkezi ısıtma amacıyla tasarlanan bir döküm ısı değiştiricisidir. Bu ısı değiştiricisi esas olarak alüminyumdan yapılmış olup su kanalları ile donatılmış duvar çeper ile çevrilmiştir. Ayrıca baca çekişinin sağlanabileceği ve brülör bağlantısının olduğu yüzeyler de mevcuttur. Su duvarına ısı transferinin sağlanması için duman yolu üzerinde kanatçıklar bulunmaktadır. Bu kanatçıklar vasıtasıyla "metalik gözenekli" bir yapı sağlanmış olur.

EP1722172 (B1) patentine göre [23] merkezi ısıtma kazanı olarak tasarlanan bir ısı değiştiricisi elemanı yekpare halde ve esas olarak alüminyumdan düşük basınçlı döküm prosesi (ör. kum döküm veya basınçlı döküm) yoluyla yapılır. Isı değiştiricisi su taşıyıcı kanallara bağlı durumdadır. En az bir duvar brülörün konulabileceği bir

baca gazı taşıyıcı yol ile ilgilidir. En az bir duvar, su taşıyıcı kanal formuna sahip bir duvara bağlı olan baca gazı taşıyıcı yola bağlıdır. Belirtilen su taşıyıcı kanalda baca gazı yoluna göre uzatılmış ısı transferini sağlayan yüzey alanını artıran pinler ve/veya finler bulunmaktadır. Bu şekilde karakterize edilen ısı değiştiricisinde pinler ve/veya finlerin kesit alanları 25 mm^2'den küçüktür. Pinler ve/veya finlerin uzunluğu 15 mm'den küçüktür. Pinler ve/veya finleri barındıran iki karşılıklı duvarın arasındaki mesafe en azından baca gazı çekişinin aşağı kısmında 35 mm'den küçüktür.

WO2008125881 (A2) patentine göre [24] yoğuşmalı kazan için tasarlanan ısı değiştiricisi, birbirine paralel bölmelerden oluşmuş olup, her bir bölme en az bir iç akış yoluna sahiptir. Bu bölmeler ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış geçişlerine sahiptir. Uzatılmış kanatçık formları her bir ısı değiştiricisi bölmesinin en az bir yan yüzeyinde bulunmakta olup bu formlar bitişik ısı değiştiricisi bölmeleri içerisindeki baca gazını yönlendirecek şekilde teşkil edilmiştir. Bu ısı değiştiricisi bölmeleri;

- Sıcak baca gazını üreten bir brülör;
- Brülörden başlayarak, ısı değiştiricisinin birincil kısmından ikincil kısmına kadar olan akış kanallarının içinden baca gazını yönlendirici yapı
- İlk kısma girmeden baca gazının tek yönde seyretmesini sağlayan form kazandırıcı yapıları içermektedir.

EP0794393 (A1) patentine göre [25] döküm tekniği ile hafif metalden imal edilen bir ısı değiştiricisi en az bir su kanalına, bir brülör alanına ve ısı transfer alanını artıracak elemanlara sahiptir. Bu şekilde karakterize edilen ısı değiştiricisi kapalı, polygonal veya kısmen bükümlü iç duvara sahiptir. Su borusu iç duvarın dışı boyunca spiral formda uzanır. Brülör alanı iç duvarın iç kısmına uzanır. Isı değiştiricisinin iç kısmının en az bir kısmında iç duvardan uzayacak şekilde çıkma ve/veya bölüntü olarak ısı transfer alanını artıcı elemanlar bulunur.

1.2 Tezin Amacı

Evsel ısıtma sistemlerinde kullanılan ve EN 15502 [6] standardında belirtilen koşullara uygun olarak gaz yakıtın ısı enerjisine dönüştürülmesini sağlayan kombilerdeki ısı değiştiricileri farklı malzemelerden imal edilebilmektedir.

İncelenen ürün WO2017090594A1 [7] patent numarası ile tescillenmiş ve kullanılmakta olan, kum kalıba döküm yoluyla elde edilen, AlSi10Mg malzemesine sahip pin-fin geometrili bir ısı değiştiricisidir. Yapılan literatür araştırmasına göre bu tip ısı değiştiricilerinin daha düşük ağırlıkta olması ile ilgili bir uygulama üzerine çalışma görülmemiştir. Buna göre tez çalışması kapsamında incelenecek ısı değiştiricisinin yüksekliğinin ve EN 15502 standardında belirtilen limitler dahilinde et kalınlığının azaltılması halinde ısı değiştiricisinin performansı incelenecektir. İnceleme sonrasında çıktıların EN 15502 standardı ve referans ürüne kıyasla performans değerlendirmesi yapılarak optimum sonucu verecek olan ısı değiştiricisi tasarımı belirlenecektir. Performans değerlendirmesi kapsamında kullanılacak veriler aşağıda belirtildiği gibidir.

- Isı değiştiricisi ağırlığı
- Isıl verim
- Baca gazı sıcaklığı
- Su tarafı fark basıncı
- Hava tarafı fark basıncı
- Maksimum dış yüzey sıcaklığı
- Maksimum pin sıcaklığı

Bunlardan maksimum dış yüzey sıcaklığı ile maksimum pin sıcaklığı değerleri AlSi10Mg malzemesinin kriterlerine uygun çıktının yorumlanması için kullanılacaktır. Bu veriler dahil olmak üzere diğer tüm veriler ısı değiştiricisinin ısı transferi performansı kapsamında değerlendirilecektir.

Referans üründeki inceleme hem deneysel hem de sayısal olarak yapılacaktır. Bu sayede sayısal analiz metodunun uygunluğu değerlendirilecektir. Bilgisayar ortamında modellenen diğer ısı değiştiricileri ise sadece sayısal olarak incelenecek ve performans kıyaslaması referans ürünün sayısal analiz çıktıları ile yapılarak optimum ısı değiştiricisi belirlenecektir.

1.3 Hipotez

Kombilerin tasarımında servis edilebilirlik, ısıl verim, ısıtma performansı gibi kriterler kapsamında ısı değiştiricilerinin tasarımı oldukça önemli bir yere sahiptir.

Esasında kombilerde gaz yakıtın yanması sonrasında oluşan yüksek sıcaklığa sahip ısının mahal ısıtma amacıyla kullanılan radyatör, fan-coil gibi vb. ısı transferi sağlayan ürünlere aktarımı ana ısı değiştiricisinden başlamaktadır. Dolayısıyla gerek yanma prosesi için ihtiyaç duyulan komponentler gerekse de tesisat hattından dönen suyun ısıtılması amacıyla kullanılan hidrolik grup ısı değiştiricisi ile bağlantılıdır. Isı değiştiricisinin tasarımı da bu çevresel komponentlerin kombi içerisindeki yerleşimini ve dolayısıyla kombinin servis edilebilirlik kalitesini belirlemektedir. EN 15502 standardında belirtilen verimlilik kriterlerine uygunluğun sağlanması esas olarak ısı değiştiricilerinin doğru tasarımı sayesindedir. Bu yüzden ısı değiştiricilerinde yapılacak optimizasyonlar kombilerin tasarımı için oldukça önemlidir.

Isı değiştiricisi performansının EN 15502 standardının kriterlerine uygunluğu korunarak ağırlığı azaltılacaktır. AlSi10Mg malzemesine özgü kriterlerin de dikkate alınmasıyla yapılacak tasarım sonrasında ısıl verimin düşmesi ve baca gazı sıcaklığının artması muhtemel olmasına rağmen hava ve su tarafındaki basınç kayıplarının azaltılması kazanç olacaktır.

2
Teorik Çalışmalar

2.1 Genel Korunum Denklemleri

Fiziksel sistemler için kullanılan üç ana denklem kütlenin korunumu (süreklilik), momentumun korunumu (Newton'ın ikinci yasası) ve enerjinin korunumudur (Termodinamiğin birinci kanunu). Bu temel denklemlerden elde edilmesi gereken üç adet bilinmeyen vardır. Bunlar hız (V), termodinamik basınç (p) ve mutlak sıcaklıktır (T). Termodinamik basınç ve mutlak sıcaklık gerekli olan iki bağımsız termodinamik değişkendir. Bununla birlikte, korunum denklemlerinin nihai formları yoğunluk (ρ) , entalpi (veya iç enerji e), dinamik vizkozite (μ) ve ısı iletim katsayısını (k) içermektedir. Yerel termodinamik denkliğinin kapalı form kabulüyle, sonraki dört özellik termodinamik basınç ve mutlak sıcaklığa bağlı olarak kararlaştırılır. Bu değerler tablo, çizelge veya kinetik teorinin yarı teorik formülleri formunda olabilir [26].

Kütle korunumu :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\, \rho V = 0 \tag{2.1}$$

Momentumun korunumu :

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g + \nabla . \tau'_{ij} - \nabla p \tag{2.2}$$

Enerjinin korunumu :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + div(k \nabla T) + \tau'_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{2.3}$$

τ'_{ij} Newton tipi akışkanlar için vizkoz gerilimlerini simgelemekte olup (2.4)'de belirtilen formdadır.

$$\tau'_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \delta_{ij}\lambda\, div\, V \qquad (2.4)$$

Bu denklemlerde belirtilen i ve j indisleri koordinatları, u hızı, x ise uzunluk miktarını vermektedir. δ_{ij} Krocnecker delta olup i=j $\Rightarrow \delta_{ij} = 1$, i≠j $\Rightarrow \delta_{ij} = 0$ olmaktadır. λ ise yığın viskozite katsayısıdır.

Ayrıca akışın daimi olması halinde $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ olarak uygulanmaktadır. Sıkıştırılamaz akışkanlarda ise $div\, V = 0$ olmaktadır.

(2.1)-(2.3) üniform, homojen bileşimin olduğu akışkanlar için uygulanmaktadır. Reaksiyon bulunan akış problemlerinde en az iki temel bağıntı daha kullanılmalıdır. Bunlar madde korunumu (conservation of species) ve kimyasal reaksiyon kanunlarıdır (laws of chemical reactions).

2.2 Isı Değiştiricisi Tasarımı

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimini sağlayan cihazlar ısı değiştiricisi olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricileri termik santrallar, kimya endüstrileri, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolaması vb. bir çok yerde kullanılabilmektedir. Isı değiştiricileri ısı değişim şekillerine, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçişi hacmine olan oranına, akışkan sayısına, ısı geçişi mekanizmasına, konstrüksiyon özelliklerine ve akıma göre sınıflandırılabilir. [27]

Isı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki toplam ısı geçişi q olsun. Isı değiştiricisinden çevre ortama bir ısı kaybının bulunmaması ile potansiyel ve kinetik enerji değişimlerinin ihmal edilmesi durumunda ısı geçişi (2.5) ve (2.6)'da gösterildiği gibi belirtilebilir. Burada h entalpi, $\dot{m}$ kütlesel debi, sıcak ve soğuk olarak verilen indisler sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanları, giriş ve çıkış olarak verilen indisler ise sırasıyla ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışını belirtmektedir. [28]

$$q = \dot{m}_{sıcak}\left(h_{sıcak,giriş} - h_{sıcak,çıkış}\right) \qquad (2.5)$$

$$q = \dot{m}_{soğuk}\left(h_{soğuk,çıkış} - h_{soğuk,giriş}\right) \tag{2.6}$$

Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa ve özgül ısıları (c_p) sabit kabul edilebilirse, (2.5) ve (2.6) yerine (2.7) ve (2.8) kullanılabilir.

$$q = \dot{m}_{sıcak} c_{p,sıcak}\left(T_{sıcak,giriş} - T_{sıcak,çıkış}\right) \tag{2.7}$$

$$q = \dot{m}_{soğuk} c_{p,soğuk}\left(T_{soğuk,çıkış} - T_{soğuk,giriş}\right) \tag{2.8}$$

Isı değiştiricilerindeki toplam ısı geçişi q ile sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı $\left(T_{sıcak} - T_{soğuk}\right)$ parametreleri kullanılanak (2.9)'daki bağıntı elde edilebilir.

$$q = UA\Delta T_m \tag{2.9}$$

(2.9)'daki ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır. Isı değiştiricilerinin çözümlenmesinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (LMTD) ve etkenlik-NTU (Number of Transfer Unit) yöntemleri kullanılabilmektedir. LMTD metodu ısı değiştiricisinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmeleri veya (2.7) ve (2.8)'in hesaplanabilmesi durumunda kullanılabilmektedir. Akışkanların sadece giriş sıcaklıklarının bilinmesi halinde ise etkenlik-NTU metodunun kullanımı elverişlidir. İncelenen ısı değiştiricisi ile ilgili sayısal analiz çalışmaları için girdi bilgilerin elde edilmesinde kullanılacak analitik hesaplamalar LMTD metoduna uygun olarak yapılabildiğinden dolayı bu çalışmada etkenlik-NTU metodu kullanılmayacaktır.

LMTD metodu için ΔT_m değeri ile ilgili oluşturulmuş bağıntı (2.10)'da gösterildiği gibidir. Burada ΔT_2 ve ΔT_1 değerlerinin hesaplanması ısı değiştiricisinin paralel veya ters akışlı olmasına göre değişmektedir.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{In(\Delta T_2/\Delta T_1)} \tag{2.10}$$

ΔT_1 ve ΔT_2 değerlerinin hesaplanması için (2.11)-(2.14) kullanılır. Şekil 2.1'de de bu hesaplamaların şematik olarak gösterimi yapılmıştır.

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde;

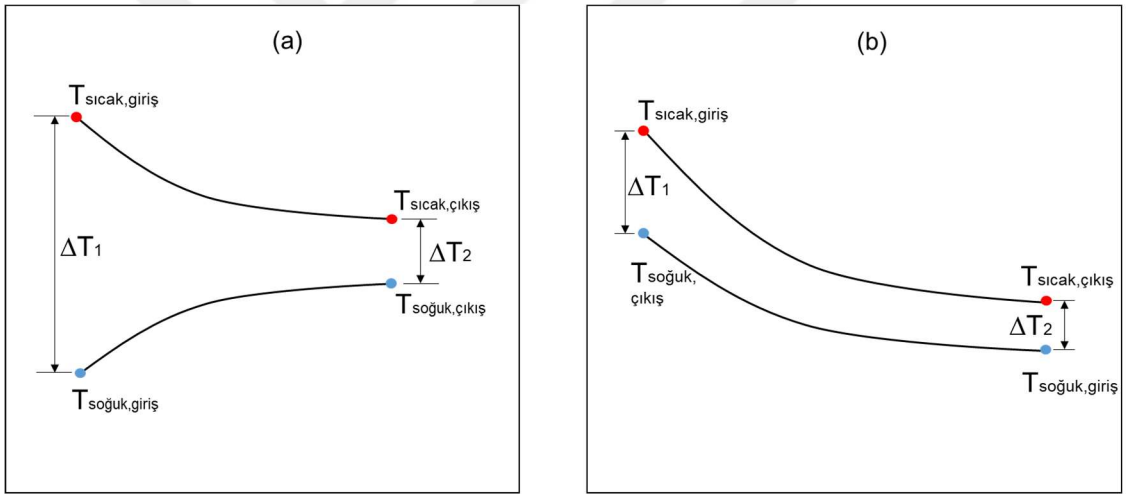
$$\Delta T_1 = T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,giriş} \tag{2.11}$$

$$\Delta T_2 = T_{sıcak,çıkış} - T_{soğuk,çıkış} \tag{2.12}$$

Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde;

$$\Delta T_1 = T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,çıkış} \tag{2.13}$$

$$\Delta T_2 = T_{sıcak,çıkış} - T_{soğuk,giriş} \tag{2.14}$$



Şekil 2.1 LMTD hesabı için paralel (a) ve çapraz (b) akışlı ısı değiştiricilerinin giriş-çıkışlarındaki sıcaklık farkları

2.2.1 Kompakt Isı Değiştiricileri

Akışkanlarından en az birisi gaz olan ve tipik olarak birim hacimde büyük bir ısı geçiş yüzey alanı olan (> 700 m^2/m^3) ısı değiştiricilerine kompakt ısı değiştiricisi adı verilmektedir. İncelenen ısı değiştiricisinde sıcak akışkanın gaz yakıtın yanması sonucu oluşan gazlardan oluşması ve bu akışkanın ısı transferi için karmaşık yapıda pin-fin geometrilerinin bulunması, soğuk akışkan olarak da suyun kullanılması sebebiyle kompakt ısı değiştiricilerine uygunluk incelenecektir. Isı değiştiricisinin

kompakt tip olması halinde maksimum kütlesel hız değeri hesaplanarak hava tarafındaki Reynolds sayısının mertebesi bulunabilecektir. Bu sayede akış karakteristiği hakkında bilgi edinilebilecektir.

Bu tip ısı değiştiricilerinde maksimum kütlesel hıza dayalı kütlesel debi (2.15)'de verildiği gibidir [28].

$$G \equiv \rho V_{maks} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \tag{2.15}$$

Burada σ kanatlar arasındaki minimum serbest akış alanının (A_{ff}), ısı değiştiricisinin ön alın alanına (A_{fr}) oranıdır. $\dot{m}$ kütlesel debiyi, ρ yoğunluğu, V ise hızı simgelemektedir.

Kompakt ısı değiştiricilerinin tasarımı kapsamında ortalama ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde kullanılabilecek deneysel sonuçlar grafik halde bazı araştırmacılar tarafından sunulmuştur. Ortalama ısı taşınım katsayısının belirlenmesinden sonra toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması yapılarak LMTD veya etkenlik-NTU metotlarına uygun olarak ısı değiştiricisi tasarımı yapılabilmektedir.

2.3 Özgül Nem – Bağıl Nem İlişkisi

Hava nitrojen, oksijen ve düşük miktardaki diğer gazların karışımıdır. Normal koşullarda bir miktar da su buharı (ya da nem) içermektedir. Nem içeren havaya atmosferik hava terimi kullanılmaktadır. Nem içermeyen hava için ise kuru hava terimi kullanılmaktadır. Hava (-)10°C ila 50°C aralığında ideal gaz olarak değerlendirilebilmektedir. Havadaki nem ise 50°C sıcaklığın altında düşük bir hata payı ile ideal gaz olarak kabul edilebilmektedir. Bu durumda ideal gaz kabulü yapıldığı için havadaki toplam basınç (P) (2.16)'da verildiği gibi kuru havanın kısmi basıncı (P_{kh}) ve nemin kısmi basıncı (P_{sb}) toplamına eşit olmaktadır [30].

$$P = P_{kh} + P_{sb} \tag{2.16}$$

Direkt olarak birim havadaki suyun kütlesinin belirlenmesi halinde bulunan büyüklük özgül (ya da mutlak) nem olarak adlandırılıp (2.17)'deki gibi ifade edilebilir.

$$w = \frac{m_{sb}}{m_{kh}} \tag{2.17}$$

Burada m_{sb} su buharının kg cinsinden kütlesini m_{kh} ise kuru havanın kg cinsinden kütlesini simgelemektedir. Özgül nem, (2.18)'de gösterilen ideal gaz denklemi kullanılarak (2.19)'da gösterildiği gibi de belirtilebilir.

$$P\nu = RT \tag{2.18}$$

Burada ν özgül ağırlık, R ilgili gaz için gaz sabiti ve T ise mutlak sıcaklıktır.

$$w = \frac{m_{sb}}{m_{kh}} = \frac{P_{sb}V/R_{sb}T}{P_{kh}V/R_{kh}T} = 0{,}622\frac{P_{sb}}{P_{kh}} \tag{2.19}$$

(2.19)'daki V terimi hacmi ifade etmek için kullanılmaktadır. Aynı kuru hava ile su buharı aynı nem ve aynı sıcaklık koşullarındadır.

(2.16)'nın kullanımı ile (2.19) aşağıdaki gibi de ifade edilebilir.

$$w = 0{,}622\frac{P_{sb}}{P - P_{sb}} \tag{2.20}$$

Bağıl nem ifadesi ise mevcut su buharı miktarının ilgili sıcaklık ve basınçtaki havada bulunabilecek bir maksimum miktarına oranı olarak belirtilebilir. Bu koşullardaki maksimum su buharının oluşturabileceği basınç doyma basıncı olarak adlandırılır. Doyma basıncı P_g ile gösterilecek olursa (2.18) yardımıyla bağıl nem (ϕ) aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\phi = \frac{P_{sb}V/R_{sb}T}{P_gV/R_gT} = \frac{P_{sb}}{P_g} \tag{2.21}$$

(2.21)'de belirtilen V simgesi hacim büyüklüğünü ifade etmek için kullanılır. Bu denklemde P_{sb} yerine ϕP_g koyulması ile özgül nem – bağıl nem arası bağıntı (2.22)'de gösterildiği gibi olmaktadır.

$$w = 0{,}622 \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \tag{2.22}$$

Bunlar haricinde hem nemin hem de havanın ideal gaz olarak kabul edilebilir olmasından dolayı karışım haldeki bu gazların kısmi basınçları ve kısmi hacimleri birbirine eşit olur. Bu eşitlikler ideal gaz denkleminde Dalton ve Amagat kanunlarının kullanımı ile elde edilir.

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{n_i}{n_m} \tag{2.23}$$

(2.23)'de i indisi gaz karışımındaki ilgili gazı, m indisi ise karışımı ifade etmektedir.

2.4 Akış Karakteristiğinin Belirlenmesi

Akışın düşük hızlarda akım çizgisi halinde olması ve çok düzenli olması halindeki akış rejimi laminar akış olarak adlandırılmaktadır. Akış hızının belirli bir kritik hız eşiğini aşması halinde akışta karmaşıklık başlar. Bu durumda akış içerisinde hız çalkantıları ve çok düzensiz hareket bulunmaktadır. Bu haldeki akış rejimi ise türbülanslı akış olarak adlandırılmaktadır. Ancak akış laminardan türbülansa geçerken tamamen türbülanslı oluncaya kadar laminar ve türbülanslı akış karakterlerinin ikisini de taşır. Bu halde akış geçiş rejiminde bulunur. Türbülanslı akışta gerçekleşen hızlı değişimler sonucunda akışkan parçacıkları arasında momentum geçişi artar. Böyle bir durumda da yüzeydeki sürtünme kuvveti artar ve tam gelişmiş akış halinde maksimum değerine ulaşır. Dolayısıyla türbülanslı akışlarda pompalama gücü de daha yüksek olur. Osborne Reynolds'un yaptığı çalışmalara göre akış rejimi atalet kuvvetlerinin vizkoz kuvvetlere oranı olarak belirtilmiştir. Buna göre ifade edilen Reynolds sayısı (Re) (2.24)'de gösterildiği gibidir. Burada yoğunluk ρ, ortalama akış hızı V_{ort}, hidrolik çap D_h, kinematik viskozite v ve dinamik vizkozite μ ile gösterilmektedir [30].

$$Re = \frac{V_{ort} D_h}{v} = \frac{\rho V_{ort} D_h}{\mu} \tag{2.24}$$

Hidrolik çap D_h (2.25)'de gösterildiği gibidir. A_c ilgili geometrinin en-kesit alanını ve p ıslak çevre uzunluğunu vermektedir.

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \tag{2.25}$$

Bu boyutsuz sayının büyüklüğüne göre akış tipinin sınıflandırması yapılabilmektedir. Örneğin dairesel borudaki akış Re≲2300 için laminar akış, 2300≲Re≲4000 için geçiş akışı ve Re≳4000 için türbülanslı kabul edilerek hesaplamaları yürütülmektedir.

Bu genel bilgiler dahilinde akışkan viskozitesinden kaynaklanan viskoz kayma kuvvetleri etkisinin yüksek olduğu akış bölgeleri bulunmaktadır. Bu akış bölgelerine sınır tabaka adı verilmektedir. Sınır tabakanın yüzeyi viskoz etkiler ve hız değişiminin önemli olduğu sınır tabaka bölgesi ve sürtünme kuvvetlerinin etkisinin ihmal edilebildiği dönümsüz bölge olmak üzere akışı ikiye ayırır. Örneğin boru içi akışta hız dönümsüz bölgeden hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgeye ulaşana kadar bir mesafe kateder. Akış önce dönümsüz bölge özelliklerine sahiptir. İlerleyen mesafelerde sınır tabaka etkileri başlar ve sınır tabaka yüzeyi borunun ortasına ulaşıncaya kadar bu değişim devam eder. Sınır tabaka gelişiminin tamamlanması ve hız profilinde değişim olmaması halinde akış artık hidrodinamik olarak tam gelişmiş olur. Kısaca bu tip akışlara tam gelişmiş akış adı verilir. Akışın tam gelişmiş forma ulaşması için gerekli mesafe laminar ve türbülanslı akışlarda farklılık göstermektedir. Türbülanslı akışlarda ise hız profili çeperden itibaren olmak üzere dört bölgeden oluşmaktadır. Bunlar laminar etkinin baskın olduğu viskoz alt tabaka, türbülans etkilerinin başladığı ancak laminar etkilerin devam ettiğim tampon bölge, bir üstünde ise türbülans etkilerin yoğunluğunu artırdığı ancak yine de laminar etkinin bulunduğu örtüşme tabakası ve nihayetinde akışın geri kalanını temsil eden türbülanslı tabakadır.

Viskoz alt tabakadaki hız gradyeni $du/dy = u/y$'de sabit kalır. Bu durumda çeper kayma gerilmesi τ_w (2.26)'da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\tau_w = \mu\frac{u}{y} = \rho v\frac{u}{y} \quad \Rightarrow \quad \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{vu}{y} \tag{2.26}$$

(2.26)'nın sağ tarafındaki τ_w/ρ ifadesinin karekökünün boyutu hızdır. Buna sürtünme hızı da denir ve u* ile simgelenmektedir.

$$u^* = \sqrt{\tau_w/\rho} \tag{2.27}$$

(2.27), (2.26)'da kullanılırsa boyutsuz viskoz alt tabaka profile (2.28)'deki gibi belirtilebilir. Bu ifade aynı zamanda çeper yasası olarak

tanımlanmaktadır. $0 \leq yu^+/v \leq 5$ için pürüzsüz yüzeylerde geçerli olduğu belirtilmektedir. Buna göre viskoz alt tabaka kalınlığı $\delta_{alt\ tabaka}$ olarak belirtilir.

$$\frac{u}{u^*} = \frac{yu^*}{v} \quad , \quad \delta_{alt\ tabaka} = y = \frac{5v}{u^*} \tag{2.28}$$

Buradan hareketle viskoz uzunluk v/u^* ifadesi ile belirtilmektedir. Yüzeyden olan y mesafesinin boyutsuzlaştırılması amacıyla kullanılır. Boyutsuzlaştırılmış mesafe ve hız ifadeleri (2.29)'da verildiği gibidir. Bu iki değer çeper yasası gereğince birbirine eşit olmaktadır.

$$y^+ = \frac{yu^*}{v} \quad , \quad u^+ = \frac{u}{u^*} \tag{2.29}$$

Örtüşme tabakasında ise hızın ifadesi logaritmik ölçekte olacak şekilde verilmiştir. (2.30)'da verilen logaritmik yasa ifadesindeki sabitler κ ve B sırasıyla 0.40 ve 5.0'tir. $y^+ > 30$ için yüksek doğruluk göstermektedir. Ancak $5 < y^+ < 30$ aralığında bulunan tampon bölge için uygun değildir.

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa} In\frac{yu^*}{v} + B \tag{2.30}$$

Boru akışındaki türbülanslı tabakanın analizinde ise hızın maksimum olduğu eksen referans alınarak $\kappa = 0{,}4$ olacak şekilde (2.30)'un B için çözümlenmesi ile hız profili hakkında veriler elde edilebilmektedir. Akışın maksimum hızda olduğu eksenden giderek azalma profilinde olduğu bu duruma hız azalma yasası denilmektedir. Girdap etkilerinin viskoz etkilere karşı baskın olduğu bu bölgede boyutsuz hız profilinin değişimi eksenden uzaklığa bağlıdır. Türbülanslı tabaka hesaplamaları için kuvvet yasası hız profili gibi bazı amprik hız profilleri kullanılmaktadır.

2.5 Hava Fazlalık Katsayısı

Yanma hesaplamalarında genelde hava içeriğinin hacimsel olarak %79'u azot ve %21'i oksijen kabul edilir. Kütlesel olarak ise bu oran sırasıyla %77 ve %23'tür. Yani havada bir mol oksijen için 3,762 mol azot bulunmaktadır. Eğer bir hidrokarbonun yanma reaksiyonu sonrasında hidrokarbon içeriğindeki karbonun tamamı karbondioksite (CO_2) ve hidrojenin tamamı suya (H_2O) dönüşüyorsa tam yanma gerçekleşmiş demektir. Stokiyometrik (veya teorik) hava ise ilgili reaksiyon denkliğine uygun olarak tam yanmanın gerçekleşmesi için gerekli olan minimum hava miktarı olarak tanımlanır [28]. Tam yanma olması durumunda teorik havanın tamamı kullanılıp yanma sonrası ürünlerde oksijen bulunmaz.

Bu bilgiler dahilinde gerekli olan gerçek hava miktarının stokiyometrik hava miktarına oranı hava fazlalık katsayısıdır.

$$\lambda = \frac{Yanma\ için\ gerekli\ olan\ gerçek\ hava\ miktarı}{Stokiyometrik\ (teorik) hava\ miktarı} \tag{2.31}$$

Bir hidrokarbon için yanma denklemi (2.32)'de verildiği formatta düzenlenebilir.

$$C_xH_y + a(O_2 + 3.762N_2) \rightarrow\ bCO_2 + cH_2O + a3.762N_2 + dO_2 \tag{2.32}$$

Karbon atomunun dengesi :

$$x = b \tag{2.33}$$

Hidrojen atomunun dengesi :

$$y = 2c \tag{2.34}$$

Oksijen atomunun dengesi :

$$2a = 2b+c+2d \tag{2.35}$$

Bu denkleme göre metanın stokiyometrik yanma denklemi çıkarıldığında katsayıların sayısal ifadesi aşağıdaki gibi olur. Stokiyometrik yanma olduğu için (2.32) 'de belirtilen d katsayısı 0 olur.

$$CH_4 + a(O_2 + 3.762N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + a3.762N_2 \tag{2.36}$$

$$x = 1,\ y=4 \Rightarrow b=1,\ c=2 \tag{2.37}$$

$$y = 4 \Rightarrow c = 2 \tag{2.38}$$

$$2a = 2b+c+2d \Rightarrow a = 2 \tag{2.39}$$

Yani metanın stokiyometrik yanması halinde (2.32) aşağıda belirtilen formatta olur.

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.762N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.524N_2 \tag{2.40}$$

Gerçek durumda yanma sonrası ürünler içerisinde karbonmonoksit (CO), azot oksit (NO) ve azotdioksit de (NO_2) bulunmaktadır. Ön karışımlı yanma sistemlerinde toksik seviyede CO üretmemek için belirli bir hava fazlalık katsayısı ile çalışılır. Aynı zamanda yanma için gerekli olan havada da su buharı (yani havadaki nem) vardır. Teorik hesaplamalar uygulandığında genellikle ppm (parts per million) mertebelerinde oluşan CO ve NO_x için hesaplamalar yapılmamaktadır. Emisyonların teorik olarak çözümlenmesi için reaksiyon kinetiği ile ilgili hesaplamaların yapılması gerekmektedir. Ancak bir ısı değiştiricisi tasarımı için gerekli olan yanma sıcaklığı değeri, kütlesel debi ve hava fazlalık katsayısı gibi hesaplamalar için CO ve NO_x emisyonlarının etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Bu yüzden ısı değiştiricisi ile ilgili belirtilen parametrelerin hesaplanmasında (2.32) referans alınabilir.

G 25 ve G 31 gazları için stokiyometrik yanma denklemleri ise sırasıyla (2.41) ve (2.42)'de gösterildiği gibidir.

$$0.86CH_4 + 0.14N_2 + 1.72(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 0.86CO_2 + 1.72H_2O + 6.61N_2 \quad (2.41)$$

$$C_3H_8 + 5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 18.8N_2 \quad (2.42)$$

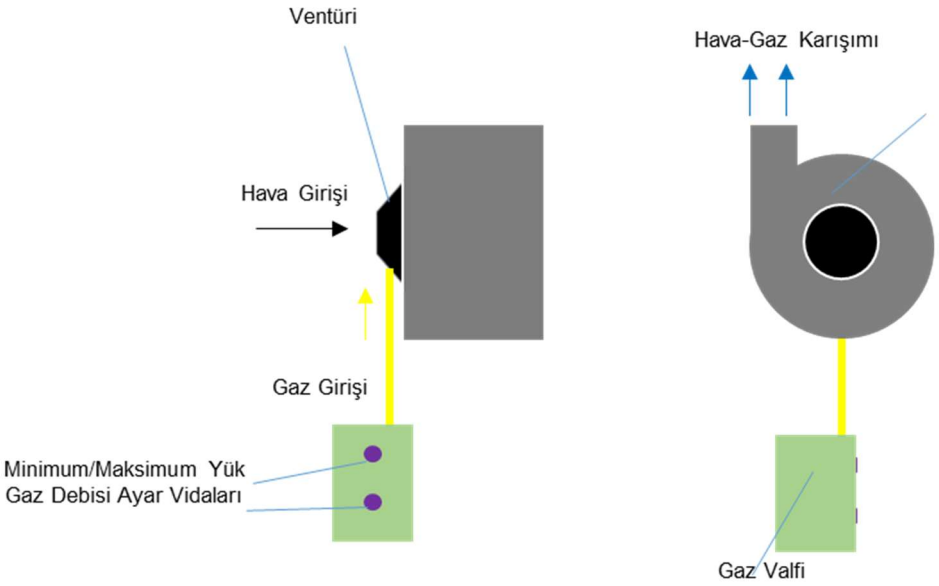
3
Kombilerde Yanma

Kombiler, kullanılan baca tipi, yanma prosesi tipi, yoğuşmalı veya yoğuşmasız olması, kullanım sıcak suyunu elde etme tipi, kullanılan gaz ailesi gibi vb. sınıflandırmalara sahiptir. Örneğin yanma tipine göre konvansiyonel veya ön karışımlı olmak üzere iki sınıfta değerlendirme yapılabilmektedir. Konvansiyonel kombilerde tasarım gereği yoğuşmaya müsaade edilmez. Çünkü brülörün ısı değiştiricisinin altında olacağı şekilde bir tasarım bulunmaktadır. Olası bir yoğuşmada brülörün korozyona uğraması, alevin kısmen/tamamen sönmesi ve dolayısıyla toksik seviyede emisyon oluşması ihtimalleri vardır. Yoğuşmaya müsaade edilmediği için de bu tip kombilerdeki ısıl verim yoğuşmalı kombilere kıyasla daha düşük olmaktadır. Bununla birlikte bu tip kombilere ilave bir ısı geri kazanım ünitesi yerleştirilerek yoğuşma esnasında oluşan enerjinin de kullanımı sağlanır. Yoğuşma suyu ise ısı geri kazanım ünitesine yapılan adaptasyonlarla tahliye edilir. Isı geri kazanım ünitesinin eklendiği bu tip kombilere yarı yoğuşmalı kombi adı verilmektedir. Tam yoğuşmalı kombi olarak adlandırılan ve ön karışımlı yanma teknolojisine sahip kombilerde ise brülör yoğuşma suyundan etkilenmeyecek şekilde konumlandırılır. Ayrıca oluşan yoğuşmanın tahliyesi esnasında diğer komponentlere yoğuşma suyundan dolayı zarar verme riski ortadan kaldırılır. Bu çalışma kapsamında incelenen ısı değiştiricisi tam yoğuşmalı kombilerde kullanılacak tiptedir. Dolayısıyla bu bölümde, çalışma kapsamındaki ürüne uygun olan yanma teknolojileri hakkında bilgi verilecektir. Aynı zamanda genel olarak kombilerde kullanılan yakıt tipleri ve özellikleri, hava fazlalık katsayısının tayin edilmesi ve yanma sıcaklığı, sıcak-soğuk akışkan debileri, hesaplamalarda kullanılan termofiziksel özellikler ile ilgili bilgilendirmeler yapılacaktır.

3.1 Tam Yoğuşmalı Kombilerdeki Yanma Prosesleri

3.1.1 Ventüri Prensibiyle Çalışan ve Pnömatik Gaz Valfi Kullanılan Ön Karışımlı Yanma Teknolojisi

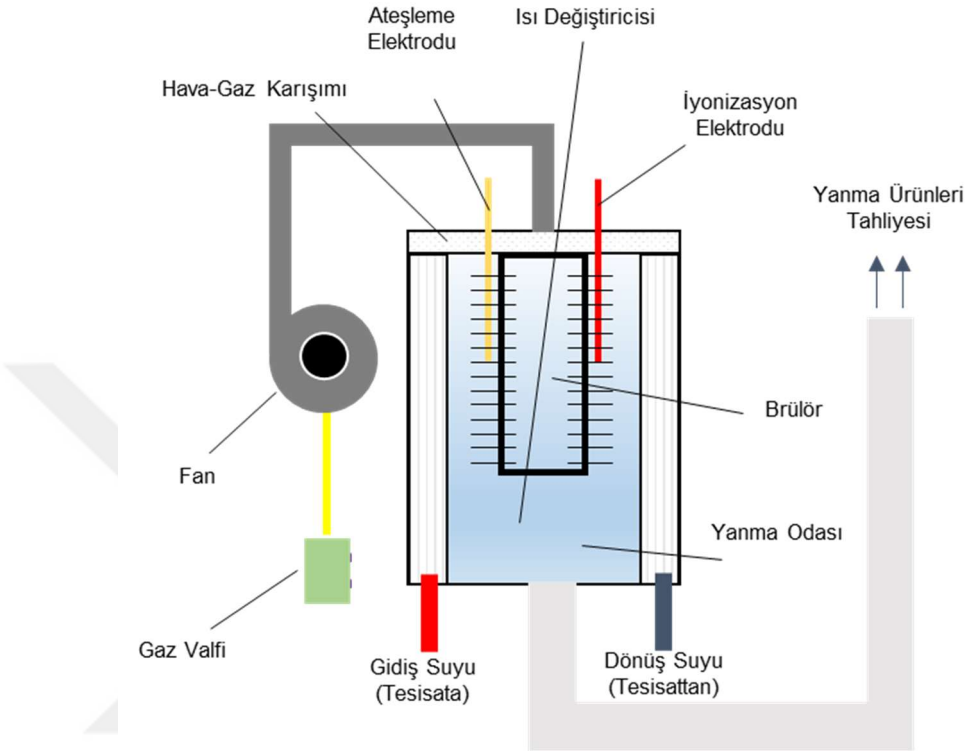
Ön karışımlı yanma teknolijisine sahip yoğuşmalı kombilerde tercih edilen bir proses tipidir. Bu proseste ihtiyaç duyulan ısıtma kapasitesine bağlı olarak gerekli hava debisi tayin edildikten sonra emisyon kriterlerine uygun hava/yakıt oranının sağlanması amacıyla gaz debisi ayarı yapılır. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi ventüri prensibiyle çalışan bu sistemlerde gaz debisi, fanın çektiği havanın ventüride oluşturduğu fark basınca göre ayarlanır. Gaz debisi ayarı üretici tarafından belirlenen maksimum ve minimum yük için ayrı olarak yapılır. Ara yüklerde gaz debisi, bu iki yükteki debi ayarının interpolasyonuna göre tayin edilmektedir.



Şekil 3.1 Ventüri prensibiyle çalışan ve pnömatik gaz valfi kullanılan ön karışımlı yanma prosesinde hava yakıt karışımının hazırlanması

Şekil 3.2'de gösterildiği gibi yanma odasına ulaşan hava-gaz karışımı, yanma odasında bulunan brülöre ulaştıktan sonra brülör üzerinde bulunan ateşleme elektrodu aracılığıyla bu karışımın ateşlenmesi sonrasında yanma prosesi başlar. Yanmanın sürekliliği iyonizasyon elektrodu sayesinde yapılır. Bu tip sistemlerde iyonizasyon elektrodunun görevi, belirli bir eşik değerin üstünde alev

iyonizasyonunu algılamaktır. Eğer alev iyonizasyonu, bu eşik değerin altına düşerse güvenlik amacıyla elektronik kontrol ünitesine gönderilen sinyale göre gaz beslemesi kesilir. Yanma prosesi sonucunda oluşan atık gazlar baca yoluyla atmosfere tahliye edilir.



Şekil 3.2 Ventüri prensibiyle çalışan ve pnömatik gaz valfi kullanılan ön karışımlı yanma prosesi

Kombi ve kazanlar, farklı referans gazlar kullanılarak çalıştırılabilirler. Referans gazlar, ülkeden ülkeye değişebildiği gibi aynı ülke içerisinde farklı tip referans gazların kullanımını da mümkündür. Üreticinin beyan ettiği yükü karşılaması için gerekli olan gaz debisi, her bir referans gaz için farklıdır. Debi farklı olduğu için ventüri etkisiyle oluşturulan fark basınç aynı kalırsa, sadece bir gaz için yapılan ayarın kullanılması durumunda ısıtma sisteminin beyan edilen değerin üstünde veya altında bir ısı yükü vermesi muhtemeldir. Böyle bir durumun önüne geçmek amacıyla her bir referans gaz kullanımı için gaz valfi ayarı farklı olarak ayarlanabilmektedir. Aynı zamanda, gaz valfi ayarının ve/veya emisyon kriterlerinin daha uygun optimizasyonu için gaz valfinin çıkış kısmında gaz geçiş pulu kullanılabilmektedir. Üreticiler bu sayede pazarın gerekli talebini karşılayabilmektedir.

3.1.2 Hava/Yakıt Oranını Kendi Ayarlayan Ön Karışımlı Yanma Teknolojisi

Ventüri prensibiyle çalışan ve pnömatik gaz valfi kullanılan ön karışımlı yanma teknolojisinin dezavantajlarına karşılık, bu tip sistemlerde gaz valfi ve/veya fan ayrı halde kontrol edilebilmektedir. Bu sayede talep edilen kapasite için, ayarlanan hava/yakıt oranının elde edileceği şekilde yakıt debisi ve/veya hava debisi ayarlanmaktadır. Bu ayarlamayı kontrol eden bir veya birden fazla yardımcı sensör bulunmakta olup bu sensörlerden gelen geri besleme bilgisine uygun olarak yanmayı sağlayan komponenetlerin davranışları belirlenmektedir. Neticede talep edilen gerçek ısıl kapasite elde edilip görece yüksek seviyelere ulaşabilen emisyondan uzak durulabilmektedir. Günümüzde hava/yakıt oran kontrolü sistemleri ile ilgili birçok firma tarafından farklı teknolojiler geliştirilmiştir.

3.2 Kombilerde Kullanılan Gaz Yakıtlar

Kombilerde kullanılan gaz yakıtlar ile ilgili sınıflandırma ve tanımlamalar EN 437 [31] standardında sunulmaktadır.

3.2.1 Test Gazı

Gaz yakan ürünün çalışma karakteristiğinin doğrulanması amacıyla kullanılan gazlardır.

3.2.2 Referans Gaz

Normal çalışma basıncında besleme yapıldığında gaz yakan ürünün nominal koşullarda çalışmasını sağlayan test gazıdır.

3.2.3 Limit Gaz

Herbir referans gazın sınır koşullarındaki denemeleri için kullanılan gaz tipidir.

3.2.4 Test Basınçları

Gaz yakan ürünlerin çalışma karakteristiğinin doğrulanması için belirlenmiş gaz basınçları olup her bir gazın hem nominal çalışma basıncı hem de sınır çalışma basıncı mevcuttur.

3.2.5 Normal Basınç

İlgili referans gaz beslemesi yapıldığında nominal koşullarda çalışan cihazın basıncını ifade eder. P_n sembolü ile gösterilir.

3.2.6 Limit Basınç Değerleri

Ürünün besleme koşullarındaki aşırı değişimleri temsil eden basınç değerleridir. Maksimum basınç P_{max}, minimum basınç ise P_{min} sembolü ile gösterilir.

3.2.7 Referans Koşullar

Başka türlü belirtilmedikçe 15 °C ve 1013.25 mbar koşullarıdır.

3.2.8 Bağıl Yoğunluk

15°C veya 0°C ve 1013.25 mbar koşullarındaki ve aynı hacimdeki kuru gaz kütlesinin kuru hava kütlesine oranıdır. d sembolü ile gösterilir.

3.2.9 Kalorifik Değer

1013.25 mbar sabit basınçta birim hacim ya da kütledeki gazın tam yanması ile üretilen ısı miktarıdır. Bu değerin bulunmasında, yanabilir karışım bileşenleri referans koşullarda alınır ve yanma ürünleri de aynı koşullara geri getirilir. Brüt kalorifik değer H_s ile gösterilir ve yanma prosesinde üretilen suyun tamamının yoğuştuğu kabul edilir. Net kalorifik değer ise H_i ile gösterilir ve yanma prosesinde üretilen suyun buhar koşullarında kaldığı kabul edilir. Kalorifik değerin birimi, referans koşullar altında kuru gazın bir metrükübüne karşılık gelen megajul cinsinden ifade edilip, bu birim MJ/m^3 ile gösterilir. Eğer kuru gazın birim kütlesi başına karşılık gelen enerji cinsinden ifade edilecek olursa, bu durumda MJ/kg ile gösterilir.

3.2.10 Wobbe İndeksi

Aynı referans koşullardaki birim gaz hacmi başına düşen kalorifik değerin, gazın bağıl yoğunluğunun karekköküne oranı olarak ifade edilir. Wobbe indeksi brüt veya net kalorifik değerin kullanımına bağlı olarak brüt veya net olarak ifade edilir. Brüt

Wobbe indeksi W_s, net Wobbe indeksi ise W_i ile gösterilir. Referans koşullar altında kuru gazın bir metreküpüne karşılık gelen megajul cinsinden ifade edilip, bu birim MJ/m^3 ile gösterilir. Wobbe indeksinin fonksiyonu olarak gaz ailesi ve gruplarının özeti Tablo 3.1 'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Wobbe indisinin fonksiyonu olarak gaz ailesi ve gruplarının sınıflandırılması [30]

Gaz Ailesi ve Grupları	15°C ve 1013,25 mbar'daki Kuru Gaz Koşulu İçin Brüt Wobbe İndeksleri (MJ/m^3)	
	Minimum	Maksimum
Birinci Aile - Grup A	22,4	24,8
İkinci Aile	39,1	54,7
-Grup H	45,7	54,7
-Grup L	39,1	44,8
-Grup E	40,9	54,7
Üçüncü Aile	72,9	87,3
-Grup B/P	72,9	87,3
-Grup P	72,9	76,8
-Grup B	81,8	87,3

3.2.11 Gaz Ailesi ve Grupları

Gaz ailesi grupları Tablo 3.1'de verildiği gibi Wobbe indisine göre sınıflandırılır. Bu çizelgeye göre Wobbe indisinin 22,4-24,8 MJ/m^3 olduğu aralıkta birinci aile gazları, 39,1-54,7 MJ/m^3 olduğu aralıkta ikinci aile gazları, 72,9-87,3 MJ/m^3 oluğu aralıkta ise üçüncü aile gazları bulunmaktadır. Bu çalışma kapsamında G 20 gazı kullanılarak test yapılmıştır. Sayısal analiz hesap girdilerinde ise test sonuçları ile doğru kıyaslama yapabilmek için G 20 gazının verileri kullanılmıştır. Tablo 3.2'de üründe kullanılan referans gazların içerik bilgileri verilmiştir. İçerik bilgileri BS EN 437:2018'de [30] belirtildiği gibidir. Buna göre çalışma kapsamında kullanılan G 20 gazı, ikinci ailede bulunan ve %100 metan (CH_4) gazı içeren nitelikteki yakıttır.

Tablo 3.2 Deney Gazı İçerikleri [30]

Gaz Tipi	Hacimsel İçerik (%)				
	Metan (CH4)	Propan (C3H8)	Propilen (C3H6)	Azot (N2)	Hidrojen (H2)
G 20	100	-	-	-	-
G 25	86	-	-	14	-
G 31	-	100	-	-	-

3.3 Alev Kopması, Alev Geri Tepmesi ve Alev Sönmesi

Bir yanma odası tasarımı yapılırken brülör seçimi ve/veya tasarımı oldukça önemlidir. Zira brülör alev formunu etkileyen, çeşitli gaz karışımlarının (yanıcı + yanıcı, yanıcı + yanıcı olmayan) yanması sırasında oluşacak emisyonların miktarını direkt olarak belirleyen bir üründür. Gelen gazın içeriği bölgesel koşullardan ve/veya anlık olarak değişebilir. Özellikle anlık gaz değişimlerinde gazın ısıl kapasitesi ve içeriğinden kaynaklı bir takım olası problemler görülebilir. Literatürde özellikle üzerinde durulan bu prosesler alev kopması, alev geri tepmesi, ve alev sönmesidir. EN 437 [30] standardında da her bir referans gazın sınır denemeleri için özel kompozisyonlarda hazırlanmış deney gazları bu proseslerin gözlemlenebilmesi amacıyla sınıflandırılmıştır. EN 15502 [6] standardı ise bu sınır gazlarda çalışan kombi ve kazanlarla ilgili test koşulları getirmiştir.

3.3.1 Alev Kopması ve Alev Geri Tepmesi

Yanma odasındaki alevin yayılımı ile ilgili iki farklı proses tipi tasarlanabilir. Biri reaktanların durgun ancak alevin hareket halinde olduğu prosestir. Diğeri ise reaktanların hareket halinde ancak alevin durgun olduğu prosestir. Endüstriyel brülörlerde genellikle ikinci durum geçerlidir. Durgun alev prosesinde kritik olan bölge yanma odasıyken alevin hareket ettiği durumda ise yüksek sıcaklıktaki alevin temas ettiği diğer ekipmanlar da kritik durumdadır.

Eğer reaktanların akış hızı alev hızından yüksekse, alev reaktanların akışı yönünde hareket etmeye başlar. Bu koşula alev kopması adı verilir. Böyle bir durumda yanma odasına giren reaktanların bir şekilde yakıt-hava karışımındaki yakıtı seyreltmesi

durumunda oluşan karışım yapısı, yakıtın alt tutuşma sınırının altında olabilir. Bunun sonucunda alev söner. Eğerki bu karışımın birikmesinin ardından yakıt tekrar bir ateşleme kaynağıyla karşılaşırsa patlama olabilir.

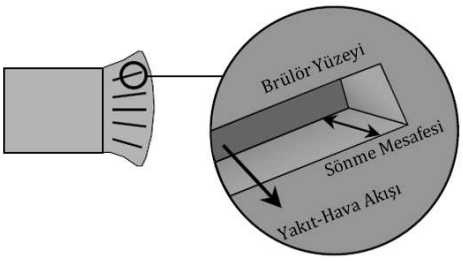
Ancak reaktanların akış hızı alevin hızından düşükse bu durumda alev geri yönde hareket etmeye başlar. Ön karışımlı yanma prosesinde böyle bir etki alev geri tepmesine sebep olabilir. Geri tepme mekanizması oluştuğunda yüksek sıcalıktaki alev brülörün iç kısımlarına kadar ulaşıp brülörün hasar görmesine sebep olabilir. [32]

3.3.2 Alev Sönmesi

Ön karışımlı yanmanın uygulandığı brülörlerde alevin akış yönünün tersine yayılımını engellemek ve karışım halindeki yakıt ve havayı brülörün içinde ateşlemek için bazı mekanizmalar kullanılmalıdır. Bunu başarmak için bazı metotlar vardır. İlki yakıt/hava karışım hızının türbülans yanma hızından daha hızlı olabildiği brülör tasarlamaktır. Bu durum alevin akış yönünde hareket etmesini sağlayacaktır. Alev kopmasını engellemek için, brülördeki çıkış ağızlarının kare kenarlı olarak tasarlanması da mümkündür. Dik gövde uygulamasında olduğu gibi art iz kenarı resirkülasyona sebep olup alev tutucu özelliğe sahip olur. Alev bu kenarda çakılı kaldığı için, brülörün bu kenarlarında kullanılan parçaların yüksek sıcaklığa dayanıklı alaşımlardan imal edilmesi gerekmektedir.

Akış halindeki yakıt ve hava brülörün soğumasına yardımcı olur. Bununla birlikte, sıcak alev brülörün hemen dışına çakılı halde bulunmaktadır ve yanabilir gazların birkaç milimetre uzağındadır. Eğer, alev geri tepmesini önleyecek tek mekanizma yakıt ve hava hızıysa, yakıt miktarındaki bir anlık azalma alevin geri yönde hareketiyle brülörün içine yayılmasına sebep olacaktır. Böyle bir durumda brülörün içindeki hız alevin yayıldığı yoldakinden daha az hızda olduğu için, yakıt ve hava tasarlanan miktardaki akışına devam ettiği zaman alevin dışarıya yayılmasına engel olacak bir kuvvet mekanizması kalmamaktadır. Bu durumda, alev brülörün gerisinde kalmaya devam edip ventürinin bir anda hasarlanmasına sebep olacaktır. Yakıt bileşimdeki ve akış debisindeki değişimler sahada meydana gelebilmesi

durumu için alev geri tepmesini önleyecek ek mekanizmaların oluşturulması gerekmektedir.



Şekil 3.3 Ön karışımlı bir brülördeki delik detayı [32]

Eğer yeterli miktarda ısı, alev geri tepmesi başladığında çekilebilirse, alev sönecektir. Burada kilit nokta, tasarlandığı şekilde yanma sürdürülürken, geri tepmeye başlayan alevin bir kısmını soğutmak veya alevi söndürmektir. Bu durum soğutma mesafesi kullanılarak yapılır. Şekil 3.3 incelendiğinde, ön karışımlı brülörün büyütülmüş bir çıkış kesiti bulunmaktadır. Gaz, ateşlenmeden önce soğuk metal yolundan geçmektedir. Bu geçiş yolunun yan duvarları, yanmamış gaz akışından dolayı bir miktar daha soğuktur. Böyle bir durumda eğer alev geri tepmesi başlarsa, soğuk metal ısıyı çekmeye başlayıp alevi soğutacak ve alevin brülörün iç yüzeyinden geri yönde gidişini engelleyecektir. Bununla birlikte, bu metot dört dörtlük bir metot değildir. Eğer uzun bir süre boyunca akış tasarım limitlerinin altında olursa, brülörün ilgili yüzeyleri alev yayılımını soğutacak sıcaklığa düşemeyecektir. Kısaca, brülör tasarımı akışkanlar mekaniği, ısı transfer, yanma ve ileri teknik bilgisini gerektiren bir çalışmadır. [33]

3.4 Ön Karışımlı Yanma Sonrasında Oluşan Emisyonlar

Ön karışımlı yanma proseslerinde dikkate alınan emisyon tipleri nitrojen oksitler, karbon monoksit, yanmamış ve kısmi yanmaya maruz kalmış hidrokarbonlar ve istir. Sülfür oksitler nicelik bakımından yakıtın içindeki sülfürden kaynaklı olarak yayılırlar. Neredeyse tüm ön karışımlı yanma proseslerinde çok düşük seviyede sülfür içeriğine sahip yakıtlarla çalışıldığı için bu tip yanmada sülfür oksit emisyonları ihmal edilecek seviyededir. Doğalgaz eser miktarda H_2S formundaki sülfürü ve diğer bileşenleri içerir [33]. Bu bakımından sülfür emisyonları bu çalışmanın kapsamı dışındadır.

CO ve NO_x yanma prosesinin yan ürünleridir. Uygun bir tasarımla, kabul edilebilir seviyeye düşürülebilirler ancak bu oluşumlarını engellenemez. CO emisyonları genel olarak çok düşük miktardaki hava, fakir karışım ve yetersiz yanma odası sıcaklığından kaynaklanır. Uygun brülör tasarımı, fazla oksijen konsantrasyonunun %2 ila %5 civarında sağlanması ve 593°C'den yüksek yanma odası sıcaklığında, CO tipik olarak problem teşkil etmez. Yanma prosesinde aynı zamanda CO_2 ve H_2O üretilir ve yan ürünler olarak değerlendirilmezler. Çünkü uygun yanmada hidrokarbon yakıtın CO_2 ve H_2O'ya tam dönüşümü ile sonuçlanır [32].

3.4.1 NOx Oluşumu

NO_x, birkaç şekilde yanmanın yan ürünü olarak oldukça düşük miktarda (hacimsel olarak milyonda parçacık biriminde) oluşur. NO_x, hidrokarbon ve diğer tepkin bileşimlerle kompleks reaksiyon yoluyla toprak seviyesi ozonuna katkıda bulunur. Toprak seviyesi ozonu popülasyonun önemli miktardaki hastalarına (ör. Astım hastaları) ağır problemler verebilir. Bu ve bunun benzeri problemlerden dolayı, NO_x emisyonları oldukça düşük seviyede oluşacak şekilde (ör. <30 ppm) çalışmalar yapılır. Tipik endüstriyel yanma proseslerinde 100-200 ppm NO_x üretilir. Bununla birlikte düşük NO_x brülörleri bu seviyeyi 10 ppm seviyelerine indirgeyebilmektedir. [32]

Yanma proseslerinde NO_x emisyonlarının oluşumu üç grupta incelenebilir [34].

Bunlar,

- Zeldovich (Termal) NO_x
- Hızlı NO_x
- Yakıt NO_x

Bu çalışmada ise NO_x emisyonları EN 15502 standardının [6] belirttiği metoda uygun olarak tasarlanan hava/yakıt oranında ölçülecektir.

3.4.1.1 Termal NO_x

Bu mekanizma, yapısında azot bileşikleri içermeyen yanıcı gazların hava ile yakılması halinde gelişmekte olup sıcaklığın etkisi oluşum denkliğinde üstel

yapıdadır. 1300°C - 1400°C üzerindeki yüksek aktivasyon enerjisi dolayısıyla azot oksit oluşumu gözlenebilmektedir. [34]

Bu durumdaki azot oksit oluşumu Zeldovich mekanizmasına uygun olarak şu şekildedir.

$$N_2 + O \rightarrow NO + N \tag{3.1}$$

$$N + O_2 \rightarrow NO + O \tag{3.2}$$

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2NO \tag{3.3}$$

Ayrıca oksijenin az bulunduğu alev bölgesinde (3.4)'te belirtilen tepkime gerçekleşmekte olup yakıtın oksitlenme tepkimelerinde önemli bir paya sahip olan H ve OH radikallerinin azot oksit oluşumunda etkili olduğu belirtilmektedir.

$$N + OH \rightarrow NO + H \tag{3.4}$$

Azot oksit oluşum denkliği atomik oksijenin moleküler düzeyi ile dengede olduğu kabul edildiğinde ise azot oksit oluşumu ile ilgili hız yasası (3.5)'te verildiği gibi gösterilebilir [32].

$$[NO] = A[N_2] \int e^{-\frac{b}{T}} \sqrt{O_2} d\theta \tag{3.5}$$

Burada köşeli parantez ([ ]) hacimsel konsantrasyonu simgelemektedir. A ve b sabit olup T mutlak sıcaklığı, θ ise anlık zamanı gösterir.

(3.5) integre edilememektedir. Çünkü alev içerisindeki oksijenin sıcaklık değişim geçmişi ile ilgili yeterli bilgi bulunmamaktadır. Bununla birlikte (3.5), termal NOx oluşumunun ana özelliklerini belirtmek adına bulgusal olarak yararlıdır. Öncelikle, sıcaklık matematiksel olarak üs formundadır ve NO_x oluşumunun sıcaklığa karşı oldukça hassas olduğunu gösterir. Alevdeki sıcak noktalar NO_x oluşumuna oldukça etkili bir şekilde katkı yaparlar. İkincil olarak yüksek oksijen konsantrasyonu NO_x oluşumunu tetikler. Bu konsantrasyon büyüklük olarak integral içerisinde karekök formunda oransaldır. Bununla birlikte, integrasyon etkisinin de üzerinde, NO_x'un

oksijene bağlımlılığı daha yüksek kapasitelerde artar. Nitrojen yanma esnasında çok az değişime uğrar ve nitrojen konsantrasyonunu azaltmanın uygun yolu kalmaz. Proses boyunca yaklaşık olarak sabit kabul edilir. Bu yüzden formülasyonda integral dışında gösterilir. (3.5)'e göre NO_x azaltmanın stratejileri aşağıda verildiği gibidir.

1. Pik sıcaklığın azaltılması
2. Oksijen konsantrasyonunun azaltılması
3. Oksijen varlığındaki yüksek sıcaklık süresinin azaltılması

3.4.1.2 Hızlı NO_x

Bu tip oluşum alev önünde gerçekleşir ve rafine edilmiş veya doğalgaz ile çalışan sistemlerde 20 ppm'den fazla emisyona yol açmaz. Bu mekanizma aşağıdaki gibi özetlenebilir.

$$CH_x + N_2 \rightarrow HCN \leftrightarrow CN \quad (dengelenmemiş) \tag{3.6}$$

$$HCN \leftrightarrow CN + O_2 \rightarrow NO + CO + H \quad (dengelenmemiş) \tag{3.7}$$

Bu reaksiyonların ikisi de çok hızlıdır ve yüksek sıcaklığa ihtiyaç duymaz. Hızlı NO_x oluşumunu azaltmanın bir yolu yanma alanı içerisinde yakıtın HCN ve CN bileşenlerinin seyreltilmesi veya mevcut oksijenin azaltılması yönündedir. Ön karışımlı yanma prosesi hızlı NO_x miktarının azaltılması için çok etkilidir [35].

3.4.1.3 Yakıt NO_x

Yakıt bağımlı NO_x mekanizması hızlı NO_x mekanizmasına benzerdir ve proses HCN-CN kimyasal tepkimesi üzerinden yürür. Bununla birlikte yakıt bağımlı mekanizma bazı noktalarda ayrı özelliklere sahiptir.

Yakıt bağımlı mekanizma yakıtın bir parçası olarak nitrojene ihtiyaç duyar. Düşük yakıt-nitrojen konsantrasyonlarında, yakıt içerisindeki tüm nitrojen NO_x'a dönüşür.

Yakıt bağımlı mekanizma yüzlerce ppm seviyelerinde NO_x emisyonundan sorumludur. Bu emisyonun seviyesi yakıta bağlı halde bulunan nitrojen miktarına bağlıdır.

Kimyasal tepkimelerdeki ilk adımda oluşan farklılık ara kademelerdeki bağlı molekülün pirolizi sonucu gerçekleşen oluşumudur. Çevre havadaki nitrojen önemsiz durumdadır.

$$CH_xN_y \rightarrow HCN \leftrightarrow CN \quad (dengelenmemiş) \tag{3.8}$$

İleriki kimyasal adımlar (HCN ve CN'nin oksidasyon adımları) hızlı NOx ile benzerdir. Mevcut oksijenin azaltılması, yakıttaki nitrojen içeriğinin azaltılması veya inert gazlar ilavesiyle yakıtın seyreltmesi sayesinde NO_x düşürülebilir [35].

Belirtilen sebeplerden dolayı yakıt olarak CH_4, C_3H_8 gibi bileşimi içerisinde azot ihtiva etmeyen gazları kullanan kombilerde NO_x'un bu tip bir oluşumu gözlenmez.

4
Sayısal Analiz Çalışmaları

Bu bölümde incelenen ürünün sayısal analiz çalışmaları için çözüm algoritması, uygulanan metotlar, analiz kalitesi için belirlenen performans kriterleri, yapılan analiz çalışmaları hakkında bilgilendirmeler ve değerlendirmeler yapılacaktır. Yürütülen analizler genel olarak iki aşamadan oluşmaktadır.

- Gerçekte bulunan t et kalınlığında, L boyundaki ısı değiştiricisinin (referans ısı değiştiricisi) sayısal analizinin yapılması ve bu sayede test sonuçları ile kıyaslanarak uygulanan sayısal analiz metotlarının doğrulanması
- Farklı et kalınlığı ve boylarda bilgisayar ortamında tasarlanmış ısı değiştiricilerinin referans ısı değiştiricisi analizinde kullanılan metotların uygulanmasıyla sayısal analiz çalışmalarının yapılması

Adlandırma aşağıdaki gibi yapılacaktır.

- Durum 1 (Referans) : Isı değiştiricisi et kalınlığı t, ısı değiştiricisi boyu L
- Durum 2: Isı değiştiricisi et kalınlığı t-0,5 mm, ısı değişticisi boyu L
- Durum 3: Isı değiştiricisi et kalınlığı t-0,5 mm, ısı değişticisi boyu L-52 mm
- Durum 4: Isı değiştiricisi et kalınlığı t-0,5 mm, ısı değişticisi boyu L-26 mm
- Durum 5: Isı değiştiricisi et kalınlığı t-0,5 mm, ısı değişticisi boyu L-20 mm

Bu çalışmaların ardından ısı değiştiricisi et kalınlığı ve boyundaki azalmadan dolayı değişen ağırlık, termal performans ve malzemeye uygunluk çıktılarına göre belirlenen optimum tasarım üzerine değerlendirmeler yapılacaktır.

Sayısal analiz çalışmalarında ANSYS Fluent R19.1 programı kullanılmıştır. Ağ kalitesi, çözüm modelinin belirlenmesi, çepere bağlı türbülanslı akışlar için yaklaşımlar, çözüm yönteminin belirlenmesi, basınç-hız çifti metodu ve artıkların analizi kısımlarında Ansys dökümantasyonu [41] referans olarak kullanılmıştır.

4.1 Sayısal Analiz İçin Belirlenen Çözüm Algoritması

- Geometri uygun ağ yapısının oluşturulması için hazırlanır.
- Ağ yapısı program tarafından önerilen kalitede hazırlanır.
- Model analiz için çözücüye aktarılır.
- Analiz için modelin sınır koşulları ve materyal özellikleri tanımlanır.
- Enerji denklemi aktif hale getirilir.
- Uygun vizkoz model seçilir.
- Çözüm metodu kısmında basınç-hız çifti SIMPLE, ayrıklaştırma kısmında ise basınç, momentum, türbülans kinetik enerji, türbülans yayılma oranı ve enerji için önce First Order Upwind yakınsama kriterlerine yakın değerler elde edildikten sonra Second Order Upwind yöntemi seçilir.
- URF (Under-Relaxation Factors) değerleri girilir. URF değerleri : Pressure : 0.3, Density: 1, Body Forces: 1, Momentum: 0.7 ve Energy: 1 olarak girilmiştir.
- Girdiler kayıt edilir.
- İterasyon sayısı girilir ve analiz başlatılır.

Yakınsaklık kriteri için ölçeklenmiş artıkların (Scaled Residuals) sınır değerleri süreklilik, x, y, z yönlerindeki u, v, w hızları için 10^{-4} ve enerji denkleminde ise 10^{-6} değerinin altında olmasına dikkat edilmiştir. Bu artık değerlerin stabil olarak elde edilmesinin ardından analiz sonlandırılmaktadır.

4.2 Geometri ve Oluşturulan Ağ Yapısı

İncelenen ürün bir kombi ısı değiştiricisidir. Bu ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışları brülör, yoğuşma tavası, su giriş-çıkış rakorlarına uygun olarak bağlantı yüzeylerine sahiptir. Ağ yapısı kalitesini olumsuz etkileyecek veya kaliteli ağ yapısı oluşturabilmek için fazladan ağ eleman sayısına sebep olacağı için geometrideki akış formunu ve kritik noktalardaki tasarım verilerini etkilemeyecek şekilde revizyonlar yapılmıştır. Sonrasında katı model içerisinde bulunan akışkan kısmı doldurulmuştur.

Ağ yapısının oluşturulmasında ANSYS tarafından farklı kalite kriterleri sunulmaktadır. Bu çalışma kapsamında bu kriterlerden ağ çarpıklığı (skewness) ve

ortogonal kalite (orthogonal kalite) değerlendirilmiştir. Ağ çarpıklığı yüzey veya elemanın ideale (eş kenarlı, eş açılı gibi) ne kadar yakın olduğu hakkında bilgi verir. Yüzeyin alan vektörü ile eleman ağırlık merkezinden yüzey merkezine olan vektörün normalleştirilmiş skaler çarpımları veya yüzeyin alan vektörü ile elemanın ağırlık merkezinden paylaştığı aynı yüzeydeki bitişik elemanın yüzey merkezine olan vektörün skaler çarpımları kullanılarak yapılan hesaplamalara göre bulunan en düşük değer ise orthogonal kaliteyi belirler. Ağ yapısının oluşturulmasında maksimum ağ çarpıklığı (skewness) değeri için 0.95'ten küçük veya minimum ortogonal kalitesi (orthogonal quality) değeri 0.15'ten büyük olması önerilmektedir. Ancak bu çalışmada esas olarak ağ çarpıklığı (skewness) kriteri gözetilmiştir. Ortogonal kalitenin 0.1'den yüksek kalması yeterli görülmüştür.

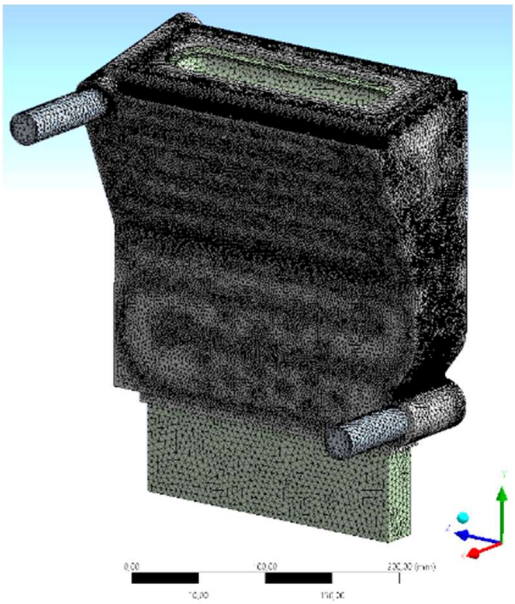
Bu tip pin-fin geometrisine sahip olan ısı değiştiricileri için ağ yapısındaki 2 ve 3 boyutlu eleman büyüklüklerinin sabit olarak verilmesi ağ kalitesinin düşük olmasına sebep olabilmektedir. Bu yüzden genel ağ yapısı oluşturma kısmında "Proximity and Curvature" ağ modeli seçilmiştir. "Proximity" kısmında eleman büyüklüğü boşluklara göre değerlendirilir. Boşlukların tanımı aşağıdaki gibidir.

- İki yüzey arasındaki iç volümetrik bölge
- Bir yüzeyin karşılıklı iki sınır kenarı arasındaki alan

"Curvature" büyüklük fonksiyonu ise yüzey ve kenarlardaki eğriliklerin büyüklüğü ile ilgilidir. Pin-fin yüzeyleri gibi geometrinin en küçük parçalarındaki eleman büyüklüğü parça büyüklüğünden daha yüksek olması halinde ağ kalitesi düşük olabileceği için "Curvature" değeri bu elemanların yüzey ve/veya kenar büyüklüklerine göre belirlenmiştir. Ayrıca ağ yapısı katı ve akışkan geometriler için ayrı ayrı oluşturulmuştur.

Sınır tabaka değişimlerinin gözlenebilmesi ve kritik büyüklüklerin tayin edilebilmesi amacıyla akışkan tarafında 5 katmanlı, 1.2 büyüme oranlı (growth ratio) inflasyon (inflation) uygulanmıştır.

Referans durumda kullanılan geometri için oluşturulan ağ yapısı şekil 4.1'de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.1 Durum 1 için oluşturulan ağ yapısı

4.3 Çözüm Modelinin Belirlenmesi

Isı değiştiricisinde ısı transferi performansı ve katı ile akışkan taraftaki sıcaklık dağılımı inceleneceği için enerji denklemi, akış tarafındaki basınç değişimi inceleneceği için viskoz akış modeli seçilecektir.

4.3.1 Enerji Denklemi

(4.1)-(4.5) sayısal analizde enerji hesabı için kullanılır. Burada ρ, E, p sırasıyla yoğunluk, enerji ve basınç büyüklüklerini gösterir. (4.1)'in sağ tarafındaki ilk üç terim sırasıyla iletimle ısı transferi, maddelerin difüzyonu ve viskoz dağılımı göstermektedir. Y her bir maddenin kütlesel fraksiyonu, h ise duyulur entalpidir. (4.3) ideal gazlar için duyulur entalpiyi temsil ederken, sıkıştırılamaz akışlar için duyulur entalpi hesabında (4.4) kullanılır. Y_j, j maddesi için kütlesel fraksiyon, T_{ref} ise referans sıcalık olup 298.15 K'dir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla\left(\vec{v}(\rho E + p)\right) = \nabla\left(k_{eff}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \left(\bar{\bar{\tau}}_{eff}\vec{v}\right)\right) + S_h \qquad (4.1)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \tag{4.2}$$

$$h = \sum_j Y_j h_j \tag{4.3}$$

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \tag{4.4}$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^{T} c_{p,j} dT \tag{4.5}$$

Katı model için kullanılan enerji denklemi ise aşağıda verildiği gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla.(\vec{v}\rho h) = \nabla.(k\nabla T) + S_h \tag{4.6}$$

Burada ρ yoğunluk olup, h duyulur entalpidir. k termal iletim katsayısı, T sıcaklık ve S_h volümetrik ısı kaynağı terimidir. Duyulur entalpi (4.7)'de verildiği gibidir.

$$h = \int_{T_{ref}}^{T} c_p dT \tag{4.7}$$

4.3.2 Viskoz Akış Modeli

Türbülanslı akış çözümlemeleri için Direct Numerical Simulation (DNS), Large Eddy Simulation (LES) ve Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation (RANS) metotlar kullanılmaktadır. Bunlardan DNS metodu zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerini çözer. Bu metotta modellemeye ihtiyaç duyulmaz. LES metodunda Navier-Stokes denklemlerinin boyutsal ortalamaları çözümlenir. Büyük girdaplar (eddies) çözümlenirken, ağ elemanından daha küçük girdaplar modellenir. DNS metoduna göre daha az masraflı olmasına rağmen pek çok uygulama için çok fazla bilgisayımsal kaynak ve efora ihtiyaç duyar. RANS metodu ise Navier-Stokes denklemlerini zaman ortalamalı çözümler. Tüm türbülans uzunluk skalaları

modellenebilir ve endüstriyel akış uygulamaları için en çok kullanılan viskoz akış modelidir.

RANS metodu için kullanılabilecek modeller aşağıda listelenmiştir. İncelenen üründe bu modeller arasından Realizable k-ϵ modeli tercih edilmiştir. Bu modelin tercih edilmesinin sebebi düzlemsel ve yuvarlak jetlerin yayılım oranını tam olarak ön görebilmesi, dönme içeren akışlar ve yoğun ters basınç gradyenlerinin, ayrılmanın ve resirkülasyonun bulunduğu sınır tabakalar için üstün performans sağlamasıdır.

- Spalart-Allmaras
- Standard k-ϵ
- RNG k-ϵ
- Realizable k-ϵ
- Standart k-ω
- Shear-Stress Transpor (SST) k- ω
- Reynold Stress Model

4.3.2.1 Spalart-Allmaras

Spalart-Allmaras modei görece basit bir denklemden oluşan modeldir. Kinematik türbülans viskozitesi için model denkleminin çözülmesini sağlar. Yerel kayma gerilmesiyle alakalı uzunluk skalasını hesaplamaya ihtiyaç duymayan tek denklem üzerinden hesaplama yapılır. Bu model özel olarak çepere bağlı akışlarla ilgili atmosfer ve dışındaki boşluk için geçerli uygulamaların çözümlenmesi amacıyla tasarlanmıştır. Aynı zamanda türbomakina uygulamalarında da popülerlik kazanmaktadır.

4.3.2.2 Standart k- ϵ

Bu modelde türbülans hızı ve uzunluk skalaları ayrı halde çözümlenir. Bunun için iki ayrı denklem kullanılmaktadır. Sağlam, ekonomik ve makul tamlıkta sonuç verecek şekilde ısı transferi ve endüstriyel akış simülasyonlarındaki türbülanslı akış için geniş kullanım alanına sahiptir. Model yarı ampriktir ve görüngüsel düşünceler ve deneyselcilik temelindeki denklemlerden türetilmiştir.

Burada k ilgili denklemdeki türbülans kinetik enerjisini, $\boldsymbol{\varepsilon}$ ise enerji yayılım oranını verir. $k-\varepsilon$ modelinin türetilmesindeki kabuller akışın tamamen türbülanslı olması ve moleküler viskozite etkilerinin ihmal edilebilir seviyede olmasıdır. Bu yüzden model sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir.

4.3.2.3 RNG k- ϵ

RNG (Re-Normalization Group) k-ϵ modeli özenli bir istatistik tekniği (renormalization group theory) kullanılarak türetilmiştir. Standart k-ϵ modeli ile benzerdir ama aşağıda belirtilen iyileştirmeleri içermektedir.

- RNG model ϵ denkleminde ilave terimler içerir. Bu terimler hızlıca gerinen akışların doğruluğunu önemli derecede artırır.
- Türbülanstaki girdap etkileri de dahil edilmektedir.
- Bu teori türbülans Prandtl sayısı için analitik bir denklem sunar. Halbuki standart k-ϵ modeli kullanıcı tanımlı, sabit değerleri kullanır.
- Standart k-ϵ modeli yüksek Reynolds sayılı modeller için geçerliyken, RNG teorisi düşük Reynolds sayısına sahip efektif viskozite için de analitik olarak türetilmiş diferansiyel denklem sunar. Bununla birlikte bu model çepere yakın bölgeler için doğru yaklaşımların yapılmasını gerektirir.

Bu özellikleri ile RNG k-ϵ modeli, standart k-ϵ modeline kıyasla daha yüksek doğruluk ve güvenilirliğe sahiptir.

4.3.2.4 Realizable k- ϵ

İncelemenin yapıldığı ürün için kullanılan viskoz model Realizable k-ϵ modeline ait ait denklemler (4.8)-(4.12)'de verildiği gibidir. Burada $\rho, k, x_j, u_j, \mu, \mu_t, \sigma_k, G_k, G_b, \varepsilon, Y_M, \sigma_\varepsilon, \nu, C_{1\varepsilon}$ sırasıyla yoğunluk, türbülans kinetik enerji, yön, hız, dinamik viskozite, türbülans viskozitesi, k için türbülans Prandtl numarası, ortalama hız gradyenlerinden dolayı olan türbülans kinetik enerji üretimi, kaldırma kuvvetinden dolayı olan türbülans kinetik enerjisi, türbülans kinetik enerjisinin enerji yayılım oranı, toplam enerji yayılım oranının sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanma dilatasyon katkısı ve ϵ için türbülans prandtl sayısıdır. S_K ve S_ε ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleri olup C_2 ve $C_{3\varepsilon}$ sabit değerlerdir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_K \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b + S_\varepsilon \quad (4.9)$$

$$C_1 = max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right] \quad (4.10)$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \quad (4.11)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (4.12)$$

4.3.2.5 Standard k-ω

Bu metot Wilcox k-ω modeli temelindedir. Düşük Reynolds sayısındaki etkiler, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışının yayılması modifikasyonlarını içerir.

Wilcox'un modeli uzak art izleri (far wakes), karışım tabakaları (mixing layers), düzlemsel, yuvarlar ve radyal jetlerin ölçümleri ile yakın bağlamdaki serbest kayma akış yayılım oranlarını ön görür. Bu yüzden çepere bağlı akışlar ve serbest kayma akışları için uygulanabilir.

k-ω modeli türbülans kinetik enerji (k) ve özgül yayılım oranı (ω) için oluştulan denklemler temelinde amprik bir modeldir. Özgül yayılım oranı, enerji yayılım oranı ($\boldsymbol{\varepsilon}$) ile türbülans kinetik enerjisinin (k) birbirine oranıdır.

4.3.2.6 SST Transition Model

Shear-Stress Transport (SST) modeli Menter tarafından geliştirilmiş bir k-ω modelidir. Bu modelde etkin bir şekilde çepere yakın bölge k-ω modeli ile serbest akım bölgesinde ise k- ϵ modelinin kullanımı doğru ve sağlam bir şekilde harmanlanır.

Bu model ters basınç gradyenlerinin bulunduğu akışlar, kanatlarda olan akışlar, ses ötesi şok dalgaları gibi uygulamalarda güvenilir ve doğru sonuçlar vermektedir.

4.3.2.7 Reynold Stress Model (RSM)

İzotropik eddy-viskozite hipotezini bırakarak, yayılım oranı için oluşturulan denklemle birlikte Reynolds gerilmeleri için aktarım denklemlerini çözerek Reynolds-Ortalamalı-Navier-Stokes (Reynolds-Averaged-Navier-Stokes) denklemlerine yakın bir çözüm sunar. RSM akım çizgilerinin eğimi, dönme, girdap ve gerinim oranındaki ani değişimlerin etkilerini bir ve iki denklemli modellere kıyasla daha titiz bir şekilde incelediği için kompleks akışlarda daha doğru ön görüler yapılabilmektedir.

Daha ek bir hesaplama masrafı olmasına rağmen RSM kendinden daha basit denklemleri içeren modellere kıyasla her zaman üstün sonuçlar vermeyebilir. Bununla birlikte siklon akışlar, yakıcılardaki girdaplı akışlar ve dönel akış yollarındaki incelemeler için bu modelin kullanılması gerekmektedir.

4.4 Çepere Bağlı Türbülanslı Akışlar İçin Yaklaşımlar (Near-Wall Treatments)

Çepere yakın modelleme sayısal çözümlerin aslına uygun olarak yürütülmesi için kayda değer bir etkiye sahiptir. Çünkü çeperler ortalama vortisite ve türbülansın ana kaynağıdır. Zaten çepere yakın bölge çözüm değişkenlerindeki en fazla gradyenin olduğu bölgedir. Momentum ve diğer skaler büyüklükler en dinamik bir şekilde oluşmaktadır. Bu yüzden çepere yakın bölgelerde akışın doğru gösterimi çepere bağlı türbülanslı akışların doğru ön görüsünü sağlamaktadır.

FLUENT türbülans snır tabakadaki çözümlemeler için çeper fonksiyonları (Wall Functions) veya çepere yakın modeli (Near-Wall Model) kullanır. Çeper fonksiyonlarında viskoz alt tabaka (viscous sub-layer) ve tampon tabakada (viscous buffer layer) çözümleme yapılmaz. Çeper fonksiyonları adı verilen yarı amprik denklemler kullanılarak bu bölge ile tam türbülanslı bölge arasında bir köprü kurulur. Çeper fonksiyonları daha çok yüksek Reynolds sayılı akışlarda tercih edilen, düşük işletme maliyeti (computational cost), sağlam ve mantıklı sonuçlar

sunmaktadır. Bununla birlikte düşük Reynolds sayılı akışın çözüm alanı içerisinde etkili olduğu durumlar için bu model yetersiz kalmaktadır. Bu sebepten düşük Reynolds sayılı türbülanslı akışlar için çepere yakın model kullanılmaktadır. Bu modelde çözümleme tüm türbülanslı bölge için yapılır. Sunulan modeller aşağıdaki gibidir.

- Standard-wall functions
- Non-equilibrium wall functions
- Enhanced wall treatment
- User-defined Wall functions

Bu modellerden Standard-wall functions ve Non-equilibrium wall functions çeper fonksiyonlarını (Wall Functions) kullanır. Enhanced wall treatment ise çepere yakın modeli (Near-Wall Model) kullanır.

Bu çalışmada çözüm alanı içerisinde işletme maliyeti (computational cost) düşünülüerek çeper fonksiyonlarını (Wall functions) içeren k-ϵ modeli kullanılacaktır. Bunlardan Non-Equilibrium Wall Functions modeli türbülansın hızlıca değiştiği ve şiddetli basınç gradyenlerine maruz kaldığı yerlerdeki akış ayrılmalarını, çarpma etkilerini ve yeniden birleşme etkilerini içeren kompleks akışlar için önerilir. Ancak bu çalışmada ısı değiştiricisinin genel performansı ele alınacağından dolayı Standard-Wall Functions kullanılacaktır. Analiz çıktılarına göre özellikle maksimum fin sıcaklığının tayini AlSi10Mg malzemesinin fiziksel özelliklerinin sınırlarına yakın olursa (örneğin erime noktasına yakın sıcaklık değerlerinin görülmesi) enhanced wall treatment seçeneği de değerlendirilerek özellikle pin-fin geometrilerinin sınır tabaka etkilerinin detayları incelenecektir.

4.5 Çözüm Yönteminin Belirlenmesi

Basınç tabanlı ve yoğunluk tabanlı olmak üzere iki tür çözüm yöntemi bulunmaktadır. Basınç tabanlı çözüm yöntemi daha çok sıkıştırılamaz akışların çözümlenmesinde kullanılmaktadır. Hız alanı momentum denkleminden elde edilir. Basınç alanının elde edilebilmesi için hal denklemi kullanılır. Bu yaklaşımla basınç alanı, süreklilik ve momentum denklemleri manipüle edilip basınç veya basınç düzeltme denklemleri kullanılarak çözümlenir. Yoğunluk tabanlı çözüm yöntemi ise

genellikle yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışların çözümlenmesinde kullanılır. Hız alanı momentum denkleminden elde edilir. Yoğunluk alanının elde edilmesi için süreklilik denklemi kullanılır.

Her iki çözümlemede de kütle korunumu, momentum korunumu ve uygun olduğunda seçilecek enerji ve diğer skalerlerin denklemleri uygulanır. Bu çözümlemelerde kontrol hacmi tekniği kullanılır. Bu teknikte aşağıda belirtilen uygulamalar kullanılır.

- Çözüm alanının sayısal ağ kullanan ayrık kontrol hacimlerine bölünmesi
- Korunan skalerler, hız, sıcaklık ve basınç gibi ayrık bağımlı değişkenler için cebirsel denklemlerin oluşturulması amacıyla münferit kontrol hacimlerindeki ana denklemlerin integrasyonu
- Bağımlı değişkenlerin güncellenmiş verilerini sağlamak için nihai lineer denklem takımının çözümü ve ayrıklaştırılmış denklemlerin lineerleştirilmesi
- İki sayısal çözümleme metodu da benzer ayrıklaştırma işlemini (sonlu hacim) kullanır. Fakat ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümü ve lineerleştirilmesi amacıyla farklı yaklaşımlar kullanılır.

4.5.1 Basınç Tabanlı Ayrık Çözüm Yöntemi (Pressure-Based Segregated Algorithm)

Bu çözüm yönteminde denklemlerin lineer olmaması ve bağlaşık halde bulunmasından dolayı iteratif çözüm yapılır. Her bir tekil denklem u, v, w, p, T, k gibi değişkenler için sırayla çözümlenir. Çözüm sırasından tekil denklemler diğer denklemlerin kullanımıyla ayrıştılır.

Bu yöntemde akışkana ait termofiziksel özellikler çözümü tamamlanmış adıma göre güncellenir. İteratif olarak tayin edilen basınç ve kütlesel yüzey akılarına uygun olarak momentum denklemi, hız alanı ve kütlesel akıya göre basınç düzeltme denklemi çözülür. Bunun sonrasında kütlesel yüzey akıları, basınç ve hız alanı değerleri basınç düzeltme denklemi kullanılarak düzeltilmiş değerleri tayin edilir. Bu düzeltilmiş değerler kullanılarak diğer skaler büyüklükler çözümlenir ve

nihayetinde kaynak terimler elde edilir. Uygulanan iteratif çözüm prosesi yakınsama kriteri sağlanan kadar tekrar eder.

4.5.2 Basınç Tabanlı Birleştirilmiş Çözüm Yöntemi (Pressure-Based Coupled Algorithm)

Ayrık çözüm yönteminden farklı olarak bu metotta momentum ve basınç tabanlı süreklilik denklemi birleştirilmiş olarak kullanılır. Diğer çözümleme adımları ayrık çözüm yöntemindeki ile aynıdır. Ayrıca ayrık çözüm yöntemine kıyasla yakınsama oranı iyileştirilmiştir. Ancak bu metotta analiz için işletme maliyeti ayrık çözüm yöntemine kıyasla daha yüksektir.

4.6 Ayrıklaştırma (Discretization)

Sayısal analizde konumsal ve/veya zamana bağlı ayrıklaştırma yapılabilmektedir. İncelenen üründe kararlı hal için analiz yapılacağından dolayı sadece konumsal ayrıklaştırma uygulanacaktır.

4.6.1 Konumsal Ayrıklaştırma (Spatial Discretization)

FLUENT skaler elemanların merkezindeki ayrık değerlerini depolar. Yüzeydeki skaler değerler taşınım terimleri için gereklidir. Yüzeydeki skaler elemanlar merkezdeki skaler elemanlar kullanılarak tayin edilir. Bu işlem "upwind" yöntemi ile yerine getirilir. Çeşitli "upwind" metotları kullanılabilmektedir.

- First-order (Birinci dereceden)
- Second-order (İkinci dereceden)
- Power law (Üssel)
- QUICK (Hızlı)

Üssel ayrıklaştırma metodu (Power Law), genel olarak birinci dereceden ayrıklaştırma metodu ile benzer doğrulukta sonuçlar verir. Hızlı (QUICK) metot ise dönel eksenler ve girdap akışlar için ikinci dereceden ayrıklaştırmaya kıyasla doğruluğu daha yüksek sonuçlar alınmasını sağlar. Birinci dereceden ayrıklaştırma metodu daha düşük doğrulukla, daha iyi yakınsama sağladığı için doğruluk miktarında büyük sapmaya sebep olmayacak basit analizler için bu metot tercih

edilebilir. Daha karmaşık çözümlemeler için ikinci mertebeden ayrıklaştırma metodu tercih edilebilmektedir. Bazı durumlarda yakınsamanın sağlanması için önce birinci merteben ayrıklaştırma metodu kullanılarak belli bir iterasyon miktarınca hesaplama yapılır ve sonrasında ise ikinci mertebeden ayrıklaştırma metodu ile çözümlemeye devam edilir. Bu çalışma kapsamında yapılan sayısal analizlerde de önce birinci mertebeden ayrıklaştırma metodu ile çözümleme yapılmış, yakınsama kriterlerine yakın değerler elde edilmeye başlandığında ise ikinci mertebeden ayrıklaştırma metodu ile çözümlemeye devam edilmiştir.

4.6.1.1 Birinci ve İkinci Dereceden Ayrıklaştırma Metotları (First-Order Upwind Scheme – Second-Order Upwind Scheme)

Birinci mertebeden ayrıklaştırma metodunda elemanın yüzey skaler değeri bir sonraki elemanın merkezindeki skaler değere eşit olacak şekilde çözümleme yapılır. Eleman yüzeyindeki büyüklükler elemanın merkezindeki değerlerin elemanın ortalama değeri olduğu kabulü ile tayin edilir.

İknci mertebeden ayrıklaştırma metodunda ise eleman yüzeylerindeki büyüklükler çok yönlü lineerleştirme düzenlemesi kullanılarak çözümlenir. Yüksek mertebeden doğrulukta yüzey büyüklükleri, elemanın ağırlık merkezi civarından eleman merkezindeki büyüklüklerin Taylor serisi açılımının kullanılması aracılığıyla çözümlenir.

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi\vec{r} \tag{4.13}$$

Burada ϕ elemanın merkezindeki değer, $\nabla\phi$ bu değerin değişimi ve $\vec{r}$ ise bir sonraki elemanın ağırlık merkezinden elemanın yüzeyine doğru olan yerdeğiştirme vektörüdür.

4.7 Basınç-Hız Çifti Metodu (Pressure-Velocity Coupling Method)

FLUENT basınç tabanlı ayrık çözüm yöntemi için SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve FSM metotlarını, basınç tabanlı birleştirilmiş çözüm yöntemi için birleştirilmiş (Coupled) metodunu önerir.

Bu çalışma kapsamında yapılan analiz basınç tabanlı ayrık çözüm yönteminde ele alınacaktır. Bu çözüm yöntemi içerisinde bulunan PISO algoritmasının uygulandığı metot ve FSM (Fractional Step Method) zamana bağlı akışlar için önerilmektedir. SIMPLEC metodu ise karmaşık olmayan problemler için SIMPLE metoduna göre daha hızlı olabilmektedir. Ancak basınç (pressure-correction) için URF (Under Relaxation Factors) değerinin 1.0 olduğu durumlarda kullanımı uygun olup yakınsamanın sağlanamaması halinde bu değerin 1.0'den küçük olmasına ihtiyaç duyulduğunda ek düzenlemelere gerek bulunmaktadır. Bu sebeplerden dolayı basınç-hız çifti metodu olarak SIMPLE metodu kullanılacaktır.

4.7.1 SIMPLE Metodu (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)

Bu algoritmada basınç alanını elde etmek ve kütle korunumunu doğru bir şekilde uygulamak için basınç ve hız doğrulamaları arasındaki ilişkiyi kullanır. Bu amaçla basınç alanı için bir p* değeri tahmin edilir. Tahmin edilen bu değer kullanılarak momentum denklemi V* için çözülür. Bulunan hız değeri, basınç düzeltme değerinin bir fonksiyonu olarak düzenlenir. Sonrasında basınç düzeltme değerleri süreklilik denkleminde düzenlenmiş hız değerleri kullanılarak tayin edilir. Basınç düzeltme değerlerinin bulunmasından sonra gerçek basınç ve hız değerleri hesaplanır. Türbülans değerleri varsa bulunan hız değerleri kullanılarak hesaplamalar yürütülür. Artık değer hesabına geçilir. Bulunan artık değer talep edilenden büyükse bulunan basınç alanı değeri bir sonraki iterasyonda tahmini basınç alanı değeri olarak kullanılır. Hesaplanan artık değer talep edilenden küçükse iterasyon sonlandırılır.

4.7.2 Artık Değer (Residual)

P hücresindeki ϕ değişkeni için korunum denklemi,

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \tag{4.14}$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \tag{4.15}$$

$$S = S_c + S_p\phi \tag{4.16}$$

a_p merkez katsayısı, a_{nb} ise çevre elemanların etki katsayısıdır ve b kaynak terim sabit kısmı S_c'nin ve sınır koşullarının katkısıdır.

Bu durumda artık değer R^{ϕ} (4.14)'ün iki tarafındaki farklarının tüm P hücreleri boyunca toplamı olarak tayin edilir. Ancak bu değer ölçeklendirilmemiştir. Bu sebepten yakınsamayı tayin etmek zordur. Bu amaçla (4.18), artıkların ölçeklendirilmiş hali için kullanılır.

$$R^{\phi} = \sum_{P\ elemanı} \left| \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b - a_p\phi_p \right| \tag{4.17}$$

$$R^{\phi} = \frac{\sum_{P\ elemanı} \left| \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b - a_p\phi_p \right|}{\sum_{P\ elemanı} \left| a_p\phi_p \right|} \tag{4.18}$$

Süreklilik denklemi için ölçeklendirilmemiş artıklar (4.19)'a uygun olarak tanımlanır. Momentum denklemi için paydadaki $a_p\phi_p$ değeri P elemanındaki hız büyüklüğü olan v_p değeri kullanılarak $a_p v_p$ formunu alır.

$$R^{c} = \sum_{P\ elemanı} \left| P\ elemanındaki\ kütle\ üretim\ oranı \right| \tag{4.19}$$

Ölçeklendirilmiş artıklar süreklilik denklemi için için aşağıdaki gibidir.

$$\frac{R^{c}_{N.\ iterasyon}}{R^{c}_{5.\ iterasyon}} \tag{4.20}$$

Paydadaki artık değer süreklilik denkleminin ilk beş iterasyonunda bulunan en büyük mutlak artık değeridir.

4.8 Analiz Kriterleri ve Girdi Değerleri

4.8.1 Analiz Kriterleri

Yapılan çalışma esas olarak bu ısı değiştiricisinin ağırlığının daha düşük olacak şekilde optimize edilmesi kapsamındadır. Optimizasyon kriterleri aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

- Isıl verim
- Maksimum dış yüzey sıcaklığı
- Hava tarafı basınç kaybı
- Su tarafı basınç kaybı
- Baca gazı sıcaklığı
- Maksimum pin-fin sıcaklığı

Maksimum dış yüzey sıcaklığı ve pin-fin sıcaklığı malzemenin sıcaklık dayanım kriterlerini karşılayıp karşılamadığının kontrolü içindir. Hava tarafı ve su tarafı basınç kaybı verileri mevcut ürüne göre yapılan iyileştirmeyi tayin etmek için kullanılacaktır. Isı verim ve baca gazı sıcaklığı ise ısı değiştiricisinin termal performansının değerlendirilmesi amacıyla incelenecektir.

4.8.2 Analiz Girdi Değerleri

Deneysel çalışmalar kapsamında ısıl kapasite ve verim tayini EN 15502 [6] standardına uygun koşullarda yürütülmüştür. Sayısal analiz girdileri ise deneysel çalışmalarda kullanılan girdilere uygun olarak belirlenmiştir. Buna göre sayısal analiz girdileri için ısıl giriş kapasitesi 22.668 kW, su giriş sıcaklığı 60±1 °C, su çıkış sıcaklığı 80±1 °C, su debisi su giriş-çıkış sıcaklık farkının 20±2 K olmasını sağlayan değerde, ortam sıcaklığı 20±5 °C olacak şekilde hesaplamalar yapılmıştır. Aynı zamanda hava fazlalık katsayısı deneysel çalışmalardaki gibi 1.26 olacak şekilde uygulanmıştır. Özellikle hava tarafındaki sıcaklık değişimi oldukça yüksek olduğu için özgül ısı, yoğunluk, termal iletim katsayısı ve kinematik vizkozite sıcaklığın bir fonksiyonu olacak şekilde polinomal olarak kullanılmıştır.

4.8.2.1 Hava Tarafı Girdileri

Eşitlik 2.40'da verilen stokiyometrik yanmaya deneysel çalışmada kullanılan hava fazlalık katsayısının ve deneyin ortam havasında bulunan nemin de ilave edilmesiyle yanma denkliği (4.21)'deki gibi olur.

Bu eşitliğin oluşturulmasında deney çalışmalarında ölçülen oksijen ve karbondioksit değerleri ile nem değerleri kullanılmıştır. Bağıl olarak ölçülen nemin ortam havasındaki kısmi basıncının belirlenmesinin ardından eşitlik 4.21'deki toplam hava kütlesine oranlanmış ve reaktanlardaki nem yani su miktarı molar olarak bulunmuştur. Ortam havasındaki nem deney çalışmasında 1003.367 mbar ortam basıncındayken ölçülmüştür. Gaz basıncı ise atü 23.365 mbar olarak ölçülmüştür. Ancak gazın kalorifik değeri 1013.25 mbar ve 15°C koşulu için belirtilmiştir [30]. Deneysel çalışmalarda bu referans değerlerden farklı olabilen ölçümlerin normalleştirilmesi için (5.9) kullanılmaktadır. Ancak analitik hesaplamalar için basıncın 1013.25 mbar olduğu kabul edilmiştir.

$$CH_4 + 2{,}520(O_2 + 3.762N_2) + 0{,}146H_2O \rightarrow CO_2 + 2{,}146H_2O + 9{,}4804N_2 + 0{,}520\ O_2 \quad (4.21)$$

Burada CH_4, O_2, N_2, H_2O ve CO_2 sırasıyla metan, oksijen, azot, su ve karbondioksittir. (4.21)'e uygun olarak reaktanların ve ürünlerin mol sayıları, molar ağırlıkları, molar ve kütlesel konsantrasyonları Tablo 4.1'de gösterildiği gibidir.

Tablo 4.1 1.26 Hava fazlalık katsayısında metanın yanması durumundaki reaktanların ve ürünlerin konstarasyonları

	Reaktanlar				**Ürünler**			
	CH4	O2	N2	H2O	CO2	H2O	N2	O2
Mol sayısı	1,000	2,520	9,480	0,150	1,000	2,150	9,480	0,520
Molar ağırlık (g/mol)	16	32	28	18	44	18	28	32
Molar konsantrasyon (%)	7,6%	19,2%	72,1%	1,1%	7,6%	16,3%	72,1%	4,0%
Kütlesel konsantrasyon (%)	4,4%	22,1%	72,8%	0,7%	12,1%	10,6%	72,8%	4,6%

(4.21), hava fazlalık katsayısı 1.26 olacak şekilde hazırlanmıştır. Hava fazlalık katsayısı (2.31)'de gösterildiği gibi hesaplanabilir. Ya da ürünler kısmındaki oksijenin molar değerinin tüm gaz haldeki ürünlere oranı ile hesaplanabilir. Benzer şekilde ürünlerdeki karbondioksit oranı da bulunabillir. Deneysel sonuçlardaki oksijen ve karbondioksit değerleri sırasıyla %4.88 ve %9.07'dir. Bu oranlar (4.21)'de ise oksijen ve karbondioksit için sırasıyla %4.73 ve %9.09'dur. Ölçüm

setinde oksijen 3 noktadan, karbondioksit ise 4 noktadan kalibre edilmektedir. Bu yüzden karbondioksit ölçümü daha güvenilir olup hesaplamalar karbondioksit değeri referans alınarak yapılmıştır.

Deneysel verilerde bulunan 21.833 °C ortam sıcaklığı değerine karşılık gelen suyun doyma basınç değeri (4.22) kullanılarak 25.841 mbar olarak bulunmuştur. Deneysel verilerdeki % 48.271 bağıl nem değeri için suyun havadaki kısmi basıncı bu durumda 12.47 mbar olarak bulunur.

(2.23)'e referansla, suyun kısmi basınç değeri, (4.21)'de verilen oksijen ile karbondioksit için mol değerleri kullanılarak 1013.25 mbar toplam basınç için (4.21)'deki reaktanlar içerisindeki nemin molar değeri (4.22)'de verildiği gibi bulunur.

$$\frac{P_{H_2O}}{P_{toplam}} = \frac{n_{H_2O}}{n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} \tag{4.22}$$

İlgili değerler (4.22)'de kullanıldığı zaman (4.21)'deki n_{H_2O} değeri 0.14957 olarak bulunur.

Metan gazının (CH_4), referans koşullardaki net kalorifik değeri 34.02 MJ/m3'tür. Referans koşullardaki yoğunluğu ise 0.6785 kg/m3'tür. (5.9)'daki pa+pg değeri için 1013.25 mbar kabulü yapıldığı belirtilmişti. Yine T_g değerinin referans gaz koşulu olan 15°C olmasından dolayı hacimsel gaz debisinin eldesi için (4.23) kullanılabilir.

$$V = 3{,}6 \times \frac{Q_i}{H_i} \tag{4.23}$$

Kütlesel debi girdisi yapılacağı için (4.23), (4.24) formunda belirtilebilir.

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} = 3{,}6 \times \frac{Q_i}{H_i} \tag{4.24}$$

Ancak (4.23) ve (4.24) debi değerlerini sırasıyla m^3/h ve kg/h cinsinden vermektedir. Bu yüzden (4.25) kullanılarak yanma gazının kütlesel debisi kg/s cinsinden ifade edilmiştir.

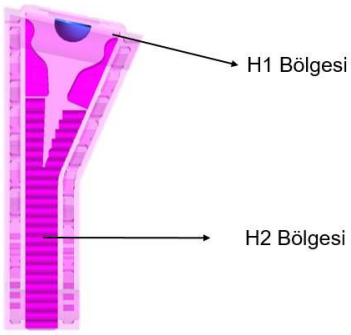
$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} = \frac{Q_i}{1000 \times H_i} \tag{4.25}$$

Deneysel verilerde verilen ısıl kapasite 22.668 kW, yanma gazının alt ısıl değeri ise 34.02 MJ/m^3'tür. Bu değerler (4.25)'de kullanılarak $\dot{m}$ değeri 0.0004521 kg/s olarak bulunur. Çizelge 4.1'deki kütlesel konsantrasyon verileri kullanılırsa, toplam yanma havası debisi 0.010307291 kg/s olarak belirlenmektedir.

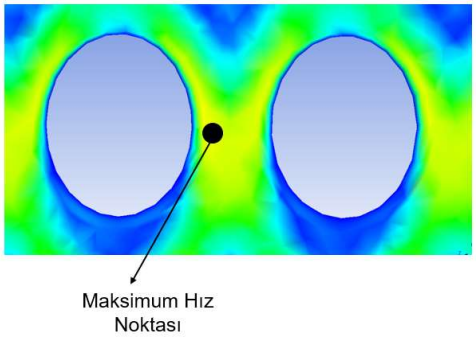
Giriş sıcaklık değeri ise (2.5) ve (2.8)'in birbirine eşit olması sağlanacak şekilde toplam kütlesel debi kullanılmasıyla elde edilir. (2.5)'teki entalpi farkı yerine (4.5) kullanılır. Neticede sıcak akışkan giriş sıcaklığı 1967 K olarak bulunur. (4.5)'de T_{ref} değeri deneysel sonuçlardaki baca gazı sıcaklığıdır.

Akış karakteristiğinin Reynolds sayısının büyüklüğüne göre belirlenmesi için önce maksimum hız değerinin analitik olarak tayin edilmesi yarar sağlayabilir. Bunun için ise kompakt ısı değiştiricileri [28] için önerilen denklem üzerinden maksimum hız belirlenebilir. Ancak ısı değiştiricisinin hava tarafının ısı transfer yüzey alanının ısı transfer hacmine oranı 200 m^2/m^3 mertebelerinde olup bu değer önerilen sınır değer olan 700 m^2/m^3 değerinden küçüktür. Bu durumda ısı değiştiricisini kompakt tip olarak kabul edip maksimum hız değerini belirlemeye çalışmak yerine ısı değiştiricisinin hava tarafında seçilen iki bölgedeki akış özellikleri sayısal analiz verileri kullanılarak ayrı halde incelemek daha uygundur. Şekil 4.2'de H1 Bölgesi olarak gösterilen ısı değiştiricisindeki karışım gazlarının fin-pin bölgesine girmeden hemen önceki akış alanının hidrolik çapı 0.1144 m'dir. Kesit alanı ise 0.018075 m2'dir. Karışım gazlarının 1967 K sıcaklıktaki kinematik vizkozitesi 3.634e-4 m2/s, yoğunluğu ise 1.827e-1 kg/m3 olmaktadır. Akış alanındaki ortalama hız 3.121 m/s olmaktadır. Bu değerlere göre fin-pin bölgesinin hemen öncesindeki akıştaki Reynolds sayısı (2.24)'e göre 982.5 mertebelerindedir. Bu değer dairesel kesitli borular için belirtilen kritik Reynolds sayısı olan Re≈2300'den [30] küçük olduğu için akışın bu bölgede laminar olduğu düşünülebilir. H2 Bölgesi olarak gösterilen ısı değiştiricisindeki karışım gazlarının pin bölgesi içerisindeki akış alanında toplam debinin bir sıradaki pinlerin birbileri arasındaki boşluklara eşit olarak dağıldığı kabul edilerek hidrolik çap pin çapı olarak kabul edilirse [28], bu durumda Re sayısı

yine kritik eşiğin altında kalıp akışın laminar karaktere sahip olduğu görülmektedir. Bunu göstermek için şekil 4.3'de gösterilen pinler arası hız dağılımı referans alınabilir. Bu görseldeki bilgiler pin alanının sadece bir kısmı için verilmiştir. Gösterilen pin alanının üstünde veya altındaki hız alanı farklı olabilmektedir. Bunun ana sebebi karışım gazlarının yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru yoğunluğunun değişmesidir. Bu yüzden örnek bir akış alanındaki Re sayısı hesabı uygulanacaktır. Şekil 4.3'de gösterilen maksimum hız noktasındaki sıcaklık 490 K mertebelerindedir. Karışım gazının bu sıcaklıktaki kinematik viskozitesi 3.296e-05 m2/s, yoğunluğu ise 0,749 kg/m3'tür. Bu noktadaki akış hızı değeri ise 7.87 m/s'dir. Bu durumda pinler arası akış alanındaki Reynolds sayısı 1240 mertebelerinde olup akışın yine laminar karakteristiğe sahip olduğu düşünülebilir. Ancak belirtilen Reynolds sayısı eşiği dairesel kesitli borular içindir. Ayrıca bu akışı herbir pin için sanki dış akış karakterinde gibi düşünmemiz de yanıltıcı olabilir. Bu yüzden bir sıradaki tüm pinleri içerecek şekilde ısı değiştiricisinin çeperleri tarafından sınırlandırılmış bir akış karakterinin bulunduğu kabulü ile türbülans vizkoz modeli kullanılarak da analiz yürütülmelidir.



Şekil 4.2 Isı değiştiricisinin hava tarafı kesit görünüşü



Şekil 4.3 Pinler arası hız alanı

4.8.2.2 Su Tarafı Girdileri

Su tarafı hesaplamalarında deneysel sonuçlardaki faydalı enerji değeri, su giriş sıcaklık değeri ve su çıkış sıcaklık değeri referans alınmıştır. Yoğunluk ve özgül ısı değerleri için referans sıcaklık olarak su giriş ve su çıkış sıcaklıklarının ortalaması kullanılmıştır. Bu değerlere göre (2.8) kullanıldığında su debisi 0.259275 kg/s olmaktadır. Su tarafı akış karakteristiği Reynolds sayısına göre değerlendirilecek olursa su giriş-çıkış kesit çapları referans alınarak bir hesaplama yapılabilir. Isı değiştiricisinin su giriş-çıkış kesitinin çapları aynıdır. Su kanalı girişi dairesel formda olup çapı 29 mm'dir. Giriş sıcaklığı 60°C olduğunda suyun yoğunluğu 983.3 kg/m^3'tür. Yine bu sıcaklıktaki suyun dinamik viskozitesi 4.67e-4 kg/m.s'dir [30]. Bu verilere göre su kanalına giriş hızı 0.4 m/s mertebelerinde olup Reynolds sayısı su kanalı girişinde 24375 civarında olmaktadır. Buna göre ısı değiştiricisinin su tarafındaki akışının türbülanslı karakterde olduğu belirtilebilir.

4.8.2.3 Katı Tarafı Girdileri

Katı tarafı için termofiziksel özellikler sabit değer olarak alınmıştır. Bunlar referans alınan özellik tablolarındaki [39, 40] ortalama veya noktasal değerlerdir. Yoğunluk 2.680 kg/m^3, özgül ısı 910 J/kg.K (100°C için), termal iletim katsayısı 165 W/m.K olarak girilmiştir.

4.9 Analiz Sonuçları

Durum 1 olarak adlandırılan referans ısı değiştiricisi analizi test sonuçları ile kıyaslanacaktır. Deneysel verilerle tutarlılık sağlanması aynı zamanda diğer durumların analiz sonuçlarının güvenilir olmasını sağlayacaktır. Bu durumun analizi özel olarak yüzey sıcaklık verilerinin deneysel sonuçlarla kıyaslama yapılabilmesi için detaylandırılmıştır. Her bir durum için sırasıyla oluşturulan ağ yapısı, yüzey sıcaklık dağılımı, hava tarafı sıcaklık dağılımı, pin-fin sıcaklıkları, su tarafı sıcaklık dağılımı ve su tarafı basınç kaybı verilerini içeren sayısal analiz çıktıları sunulacaktır. Nihayetinde her bir durum için elde edilen sayısal büyüklükler tablo halinde verilecektir.

Oluşturulan ağ yapılarındaki eleman sayısı ve maksimum ağ çarpıklığı (skewness) aşağıda verildiği gibidir.

Durum 1 : 52.360.362 milyon eleman sayısı, 0,90568 maksimum ağ çarpıklığı

Durum 2 : 60.969.832 milyon eleman sayısı, 0,89937 maksimum ağ çarpıklığı

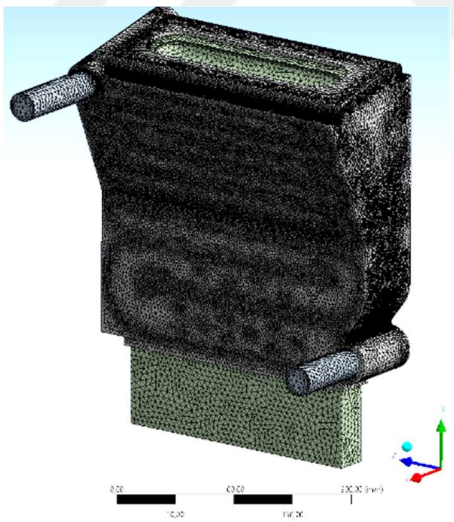
Durum 3 : 47.992.950 milyon eleman sayısı, 0,89895 maksimum ağ çarpıklığı

Durum 4 : 57.656.246 milyon eleman sayısı, 0,89986 maksimum ağ çarpıklığı

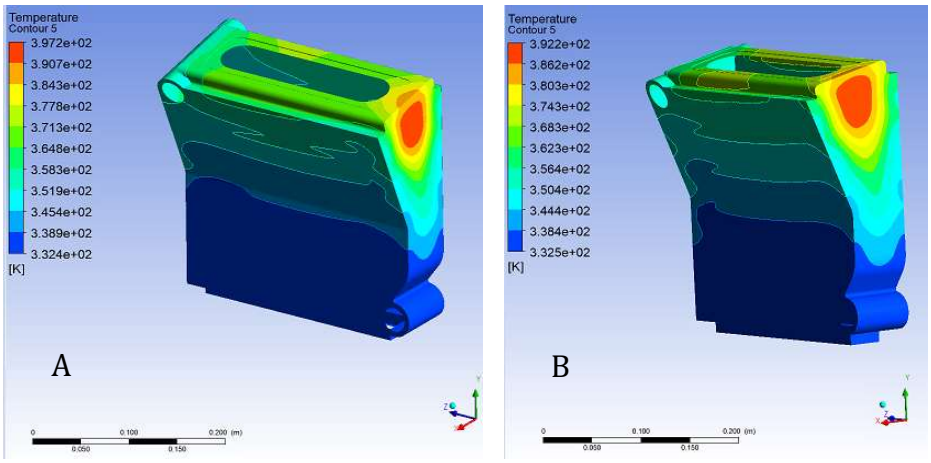
Durum 5 :59.431.274 milyon eleman sayısı, 0,89861 maksimum ağ çarpıklığı

Durum 1'de eleman sayısının az olmasının sebebi daha yüksek et kalınlığından dolayı eleman büyüklüklerinin bir miktar daha büyük olması imkanıdır. Durum 2, 3, 4 ve 5'de ise et kalınlığı 0.5 mm daha az olduğu için daha küçük boyutlarda eleman kullanılarak ağ kalitesi elde edilmiştir. Durum 2, 3, 4 ve 5'in kendi aralarındaki eleman sayısı farklılığı temel olarak farklı boylarda olmalarından kaynaklanmaktadır.

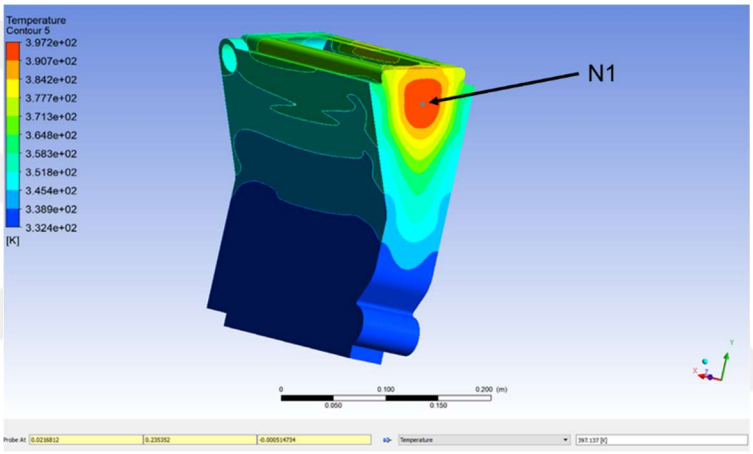
4.9.1 Referans Isı Değiştiricisinin Analizi



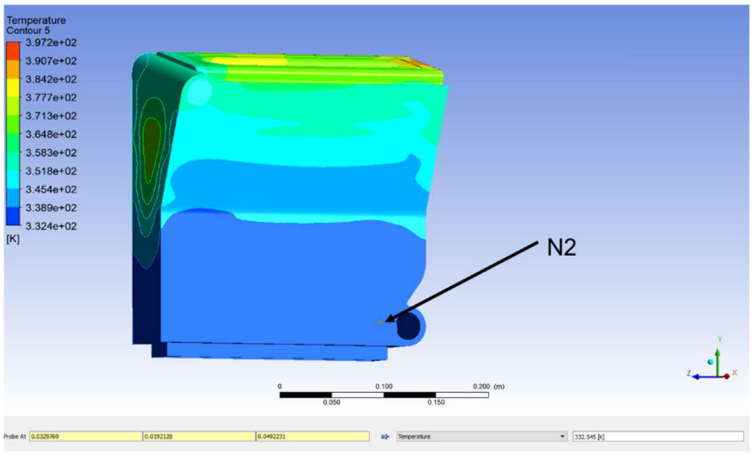
Şekil 4.4 Durum 1 - oluşturulan ağ yapısı



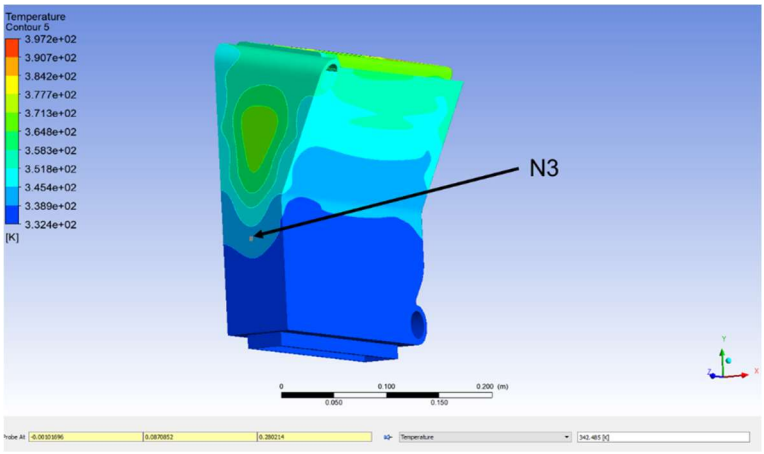
Şekil 4.5 Durum 1 – Hava Tarafı viskoz modelin Realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı



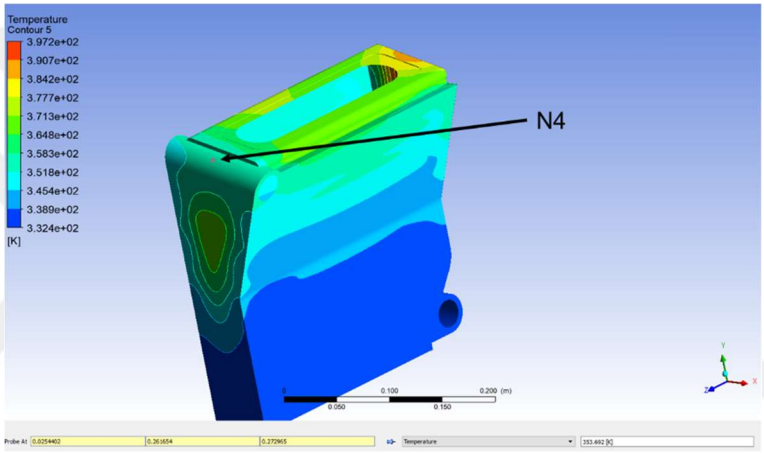
Şekil 4.6 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N1 noktası



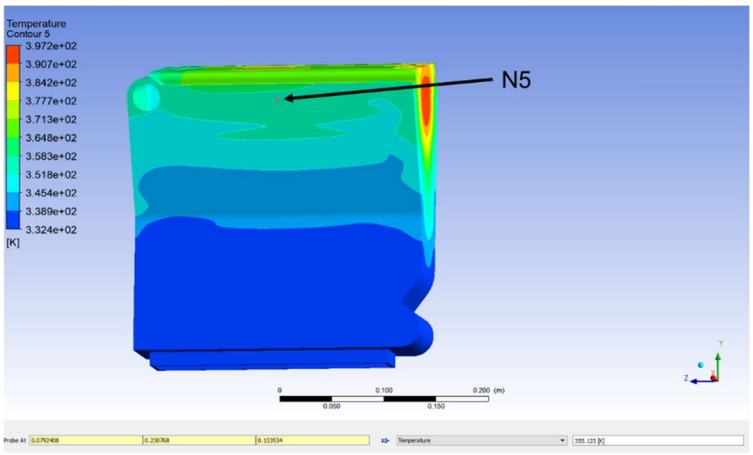
Şekil 4.7 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N2 noktası



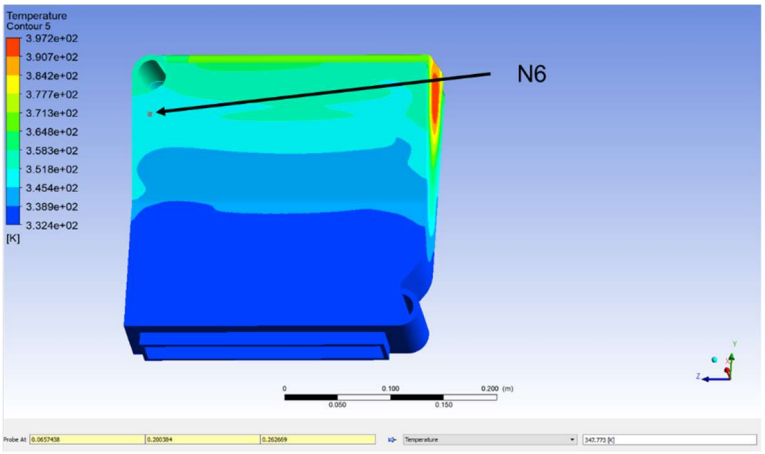
Şekil 4.8 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N3 noktası



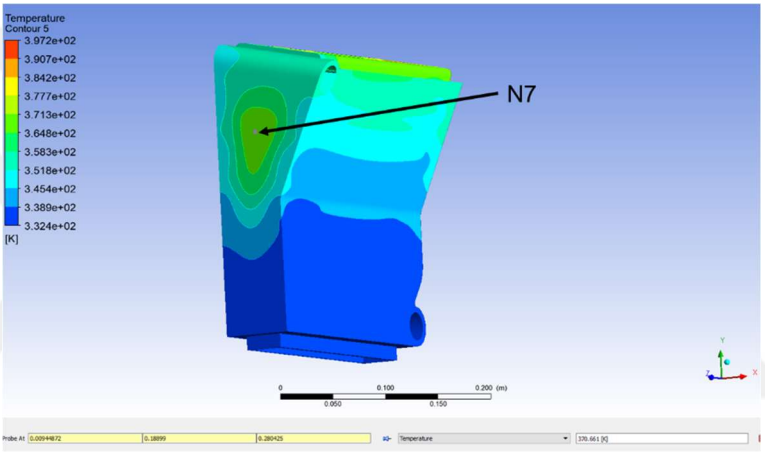
Şekil 4.9 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N4 noktası



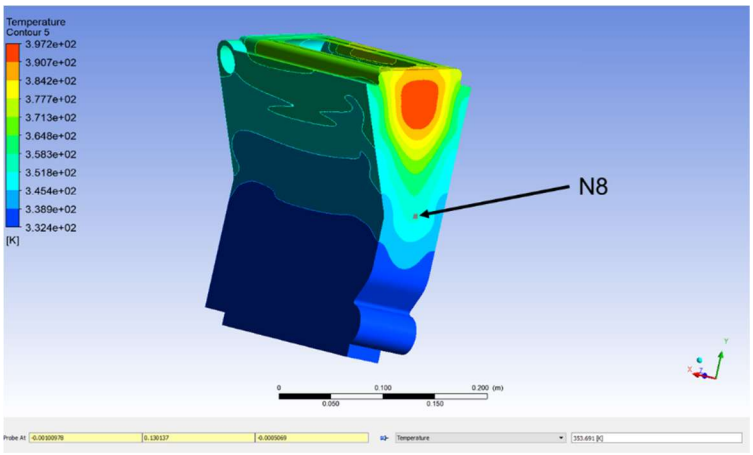
Şekil 4.10 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N5 noktası



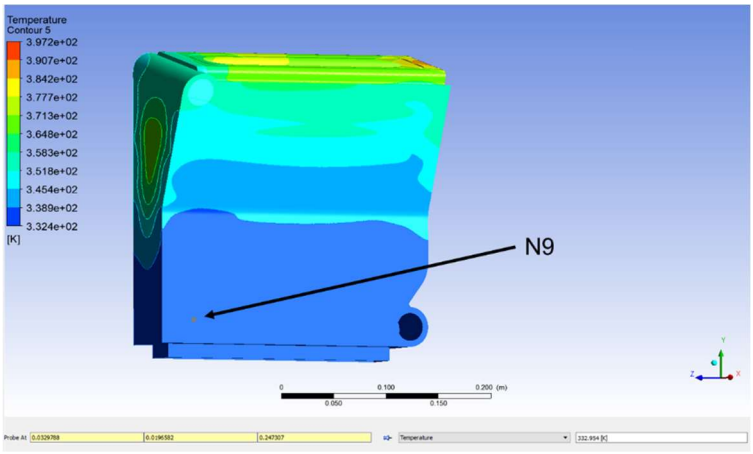
Şekil 4.11 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N6 noktası



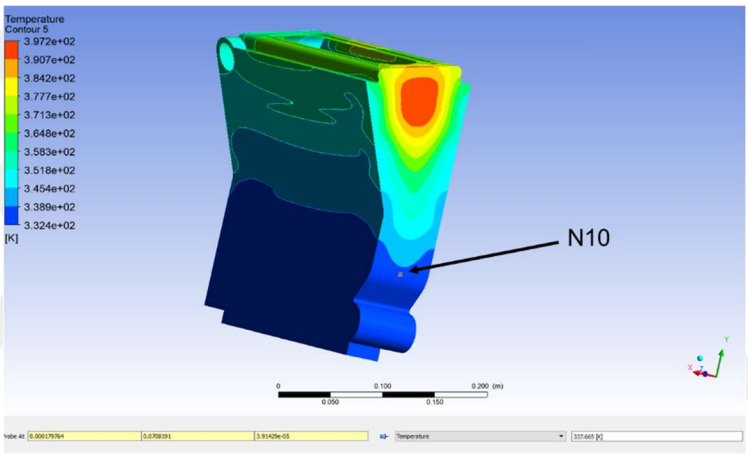
Şekil 4.12 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N7 noktası



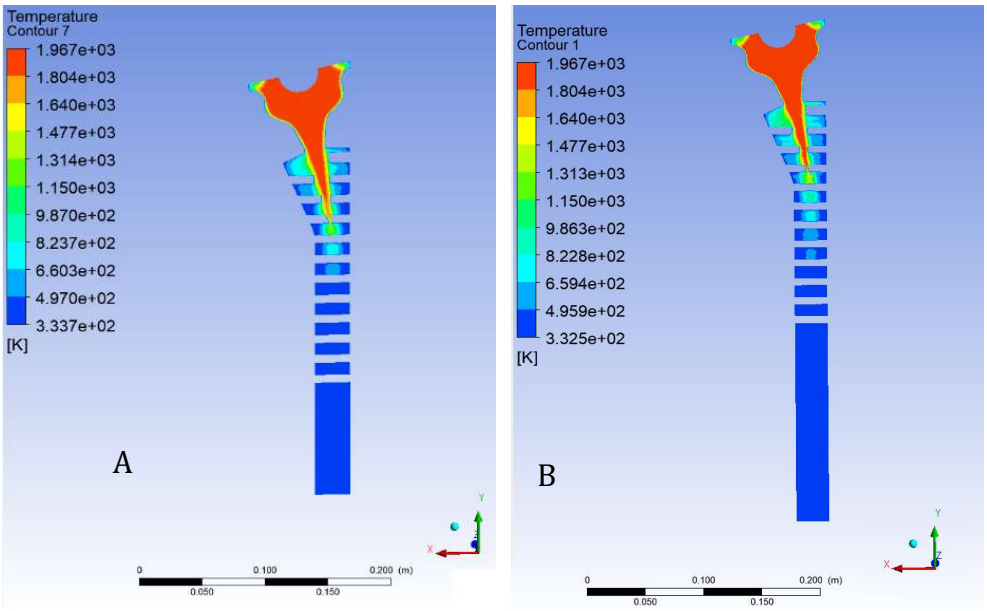
Şekil 4.13 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N8 noktası



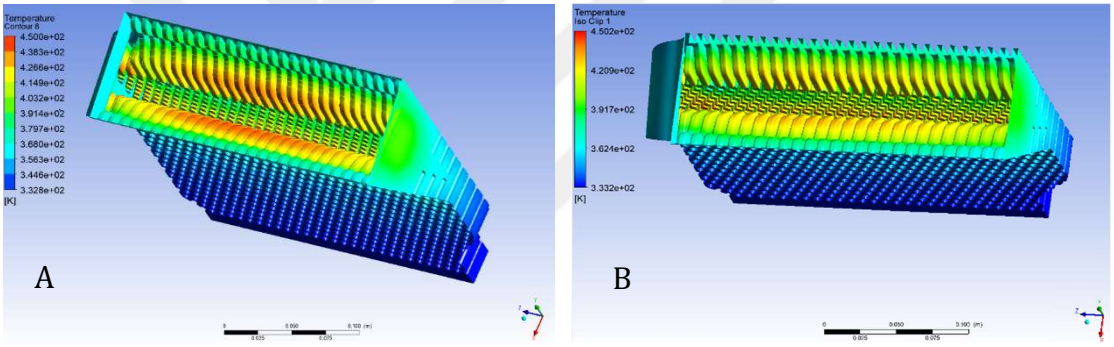
Şekil 4.14 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N9 noktası



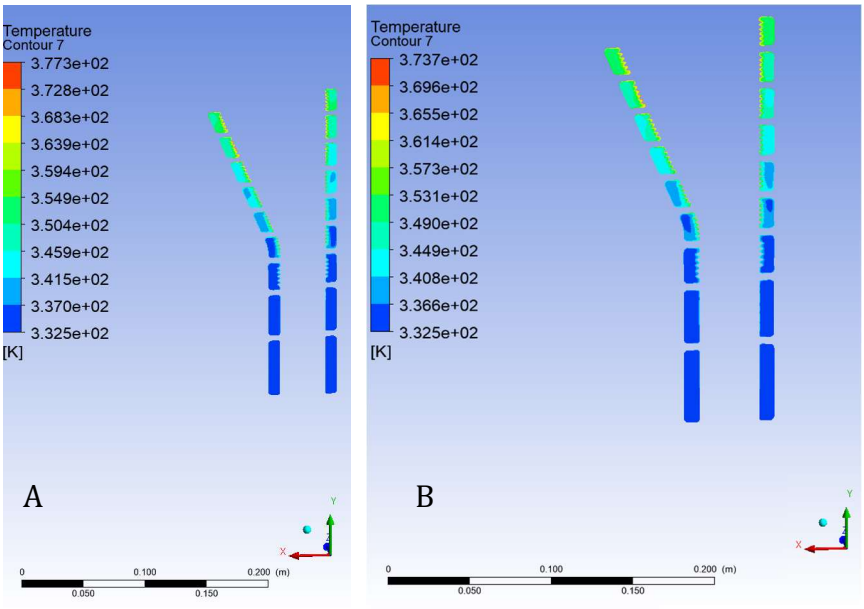
Şekil 4.15 Durum 1 – Yüzey sıcaklık değerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması için belirlenen N10 noktası



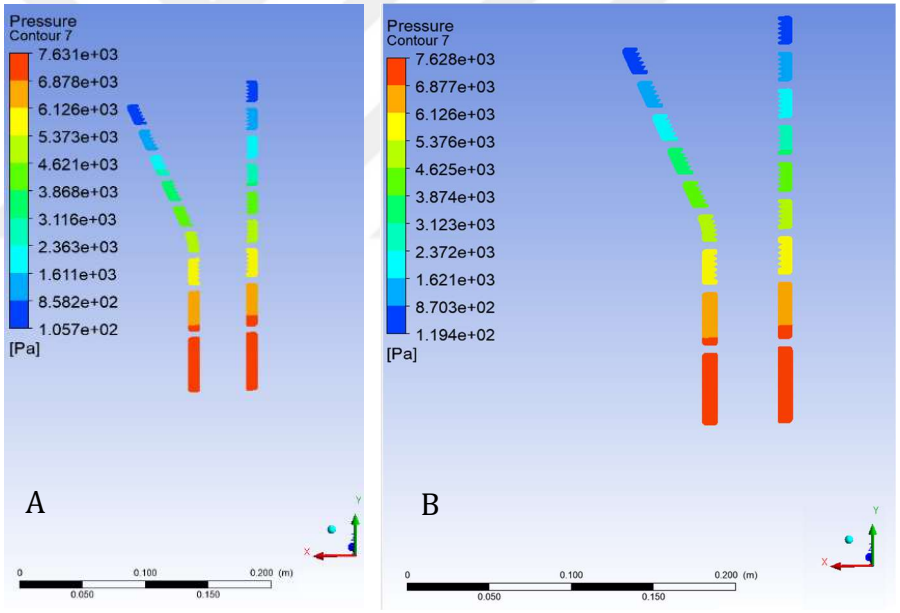
Şekil 4.16 Durum 1 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.17 Durum 1 - Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı

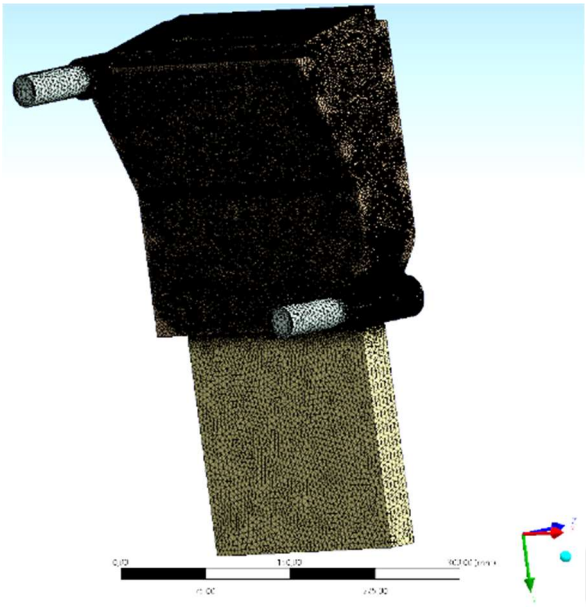


Şekil 4.18 Durum 1 - Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su sıcaklık dağılımı

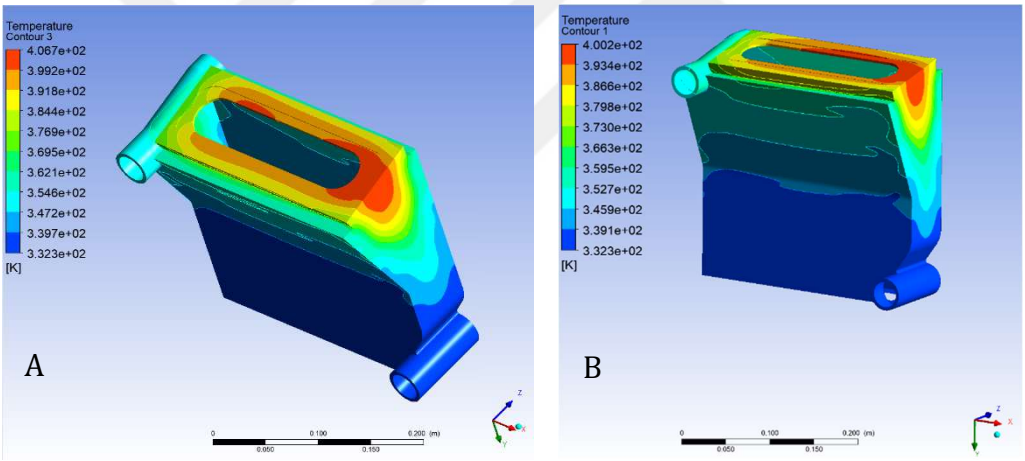


Şekil 4.19 Durum 1 **-** Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı

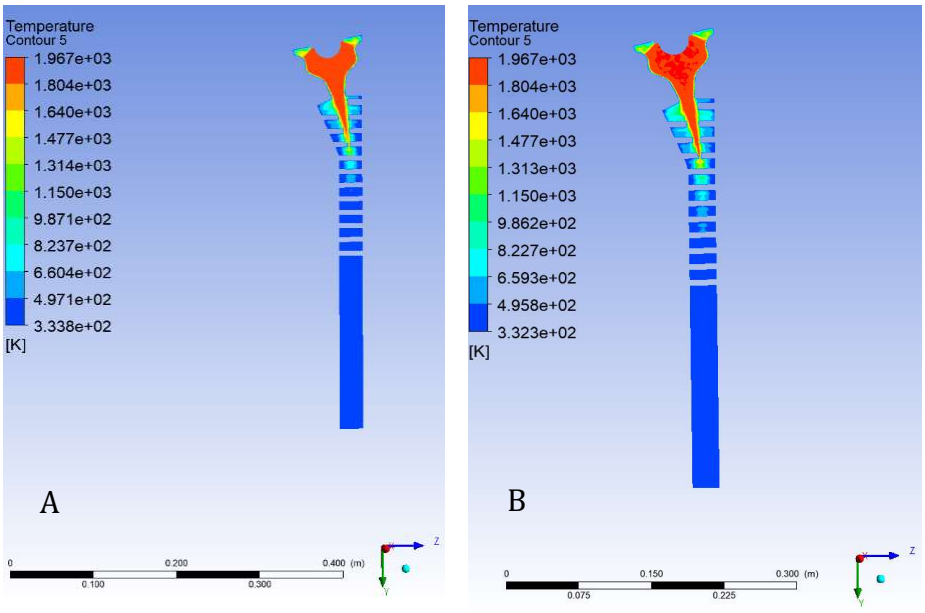
4.9.2 Durum 2 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L) Analizi



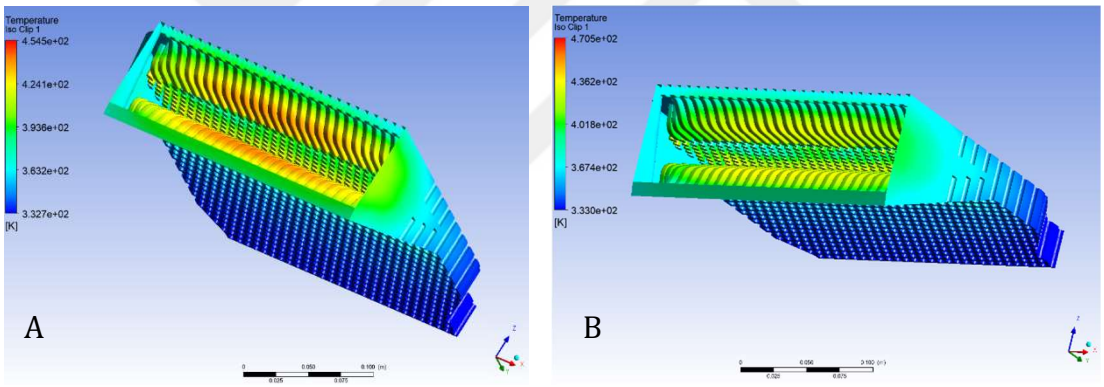
Şekil 4.20 Durum 2 – oluşturulan ağ yapısı



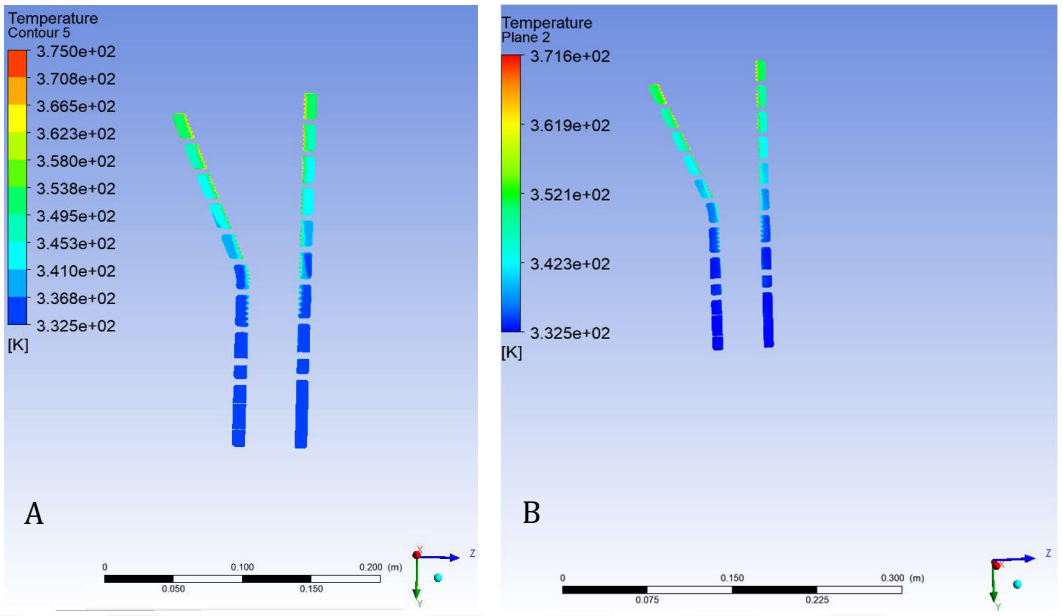
Şekil 4.21 Durum 2 – Hava Tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı



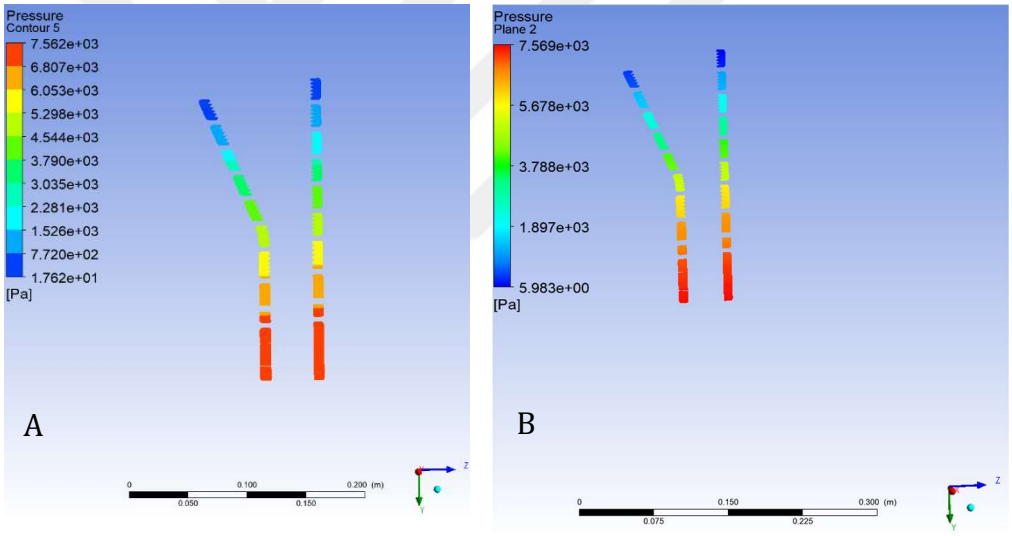
Şekil 4.22 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.23 Durum 2 Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı

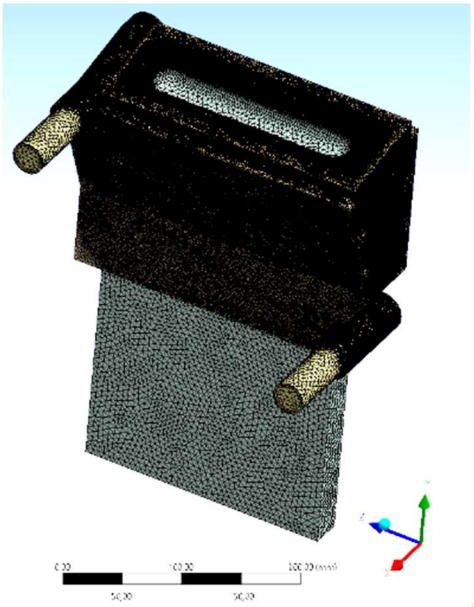


Şekil 4.24 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı

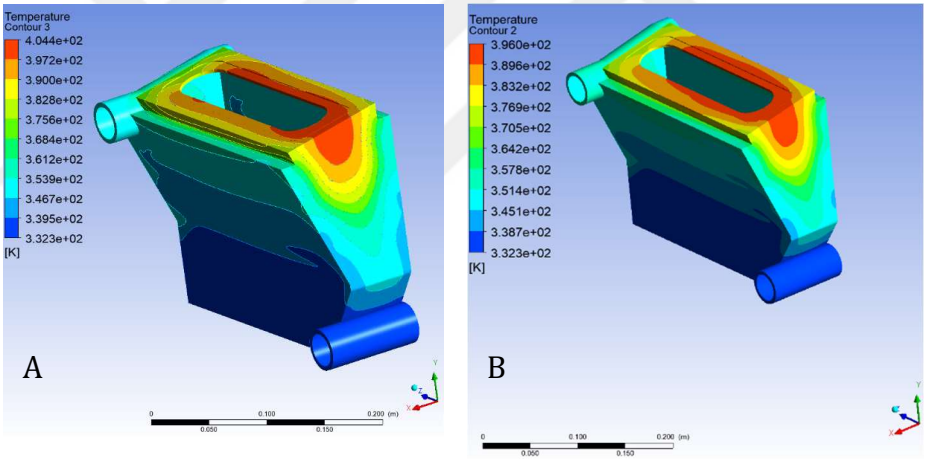


Şekil 4.25 Durum 2 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı

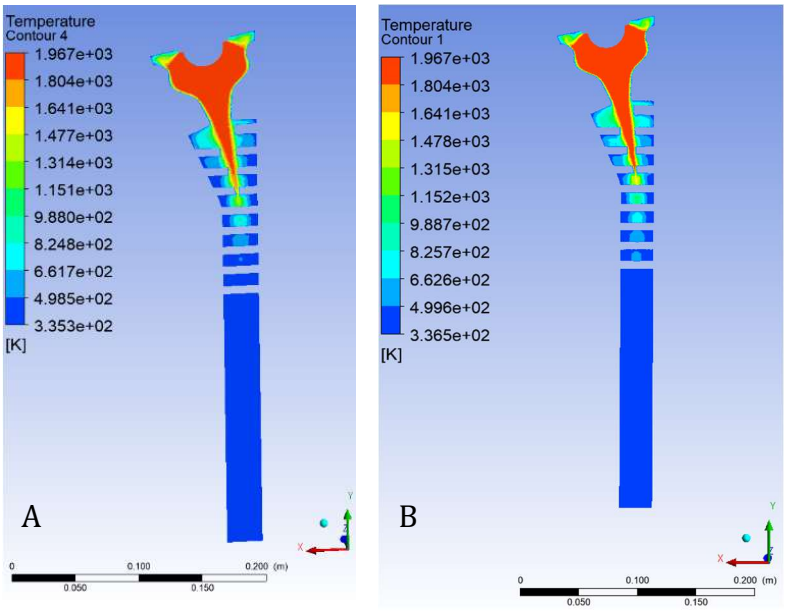
4.9.3 Durum 3 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-52 mm) Analizi



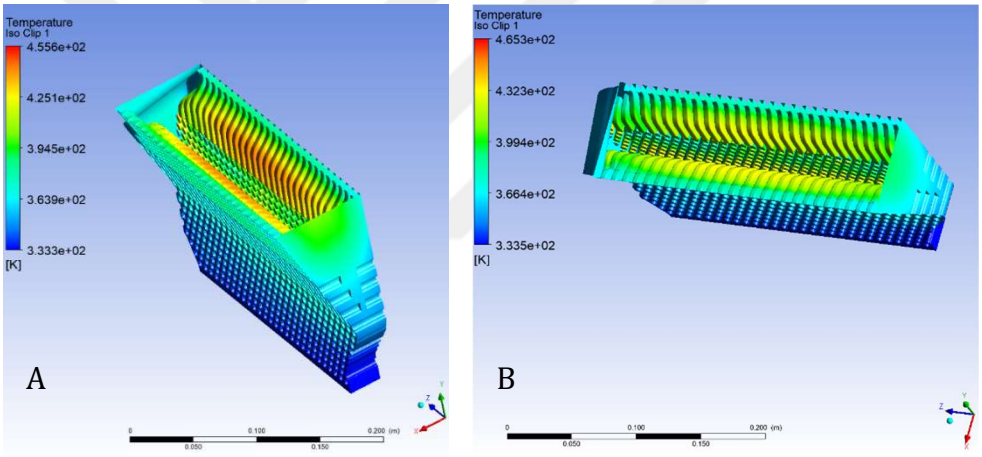
Şekil 4.26 Durum 3 – oluşturulan ağ yapısı



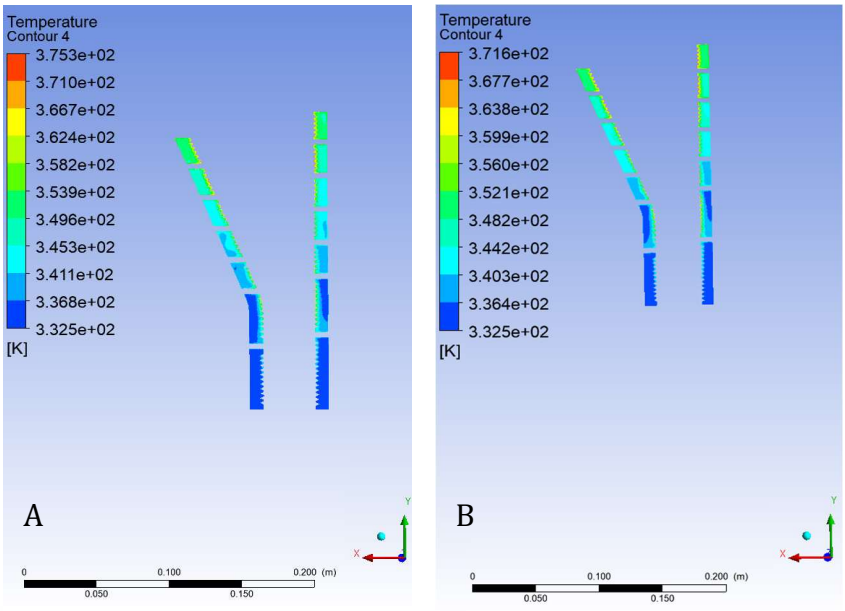
Şekil 4.27 Durum 3 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı



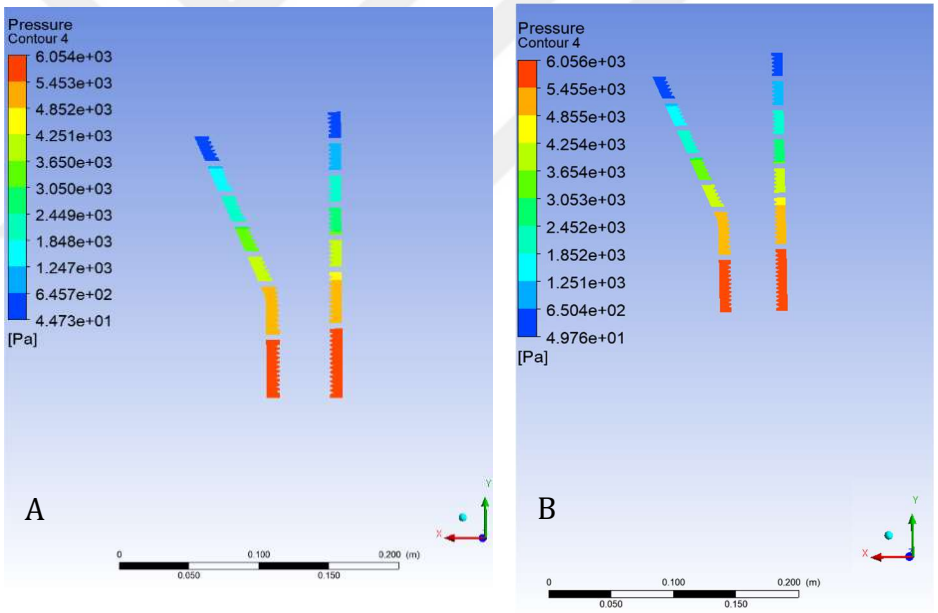
Şekil 4.28 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.29 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı

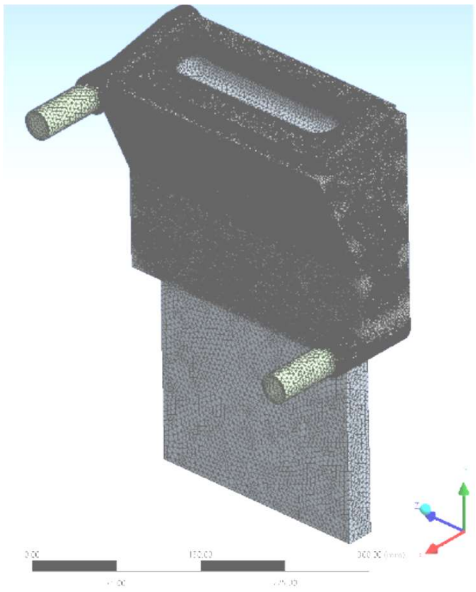


Şekil 4.30 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı

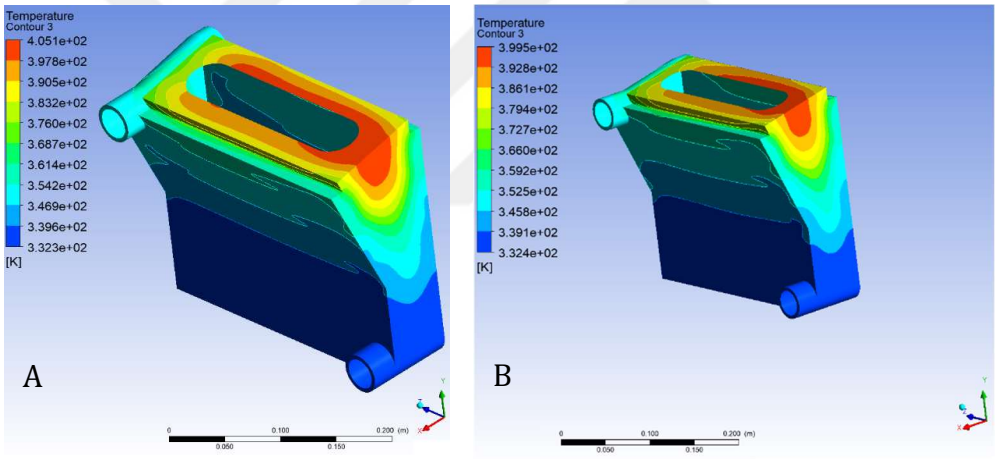


Şekil 4.31 Durum 3 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı

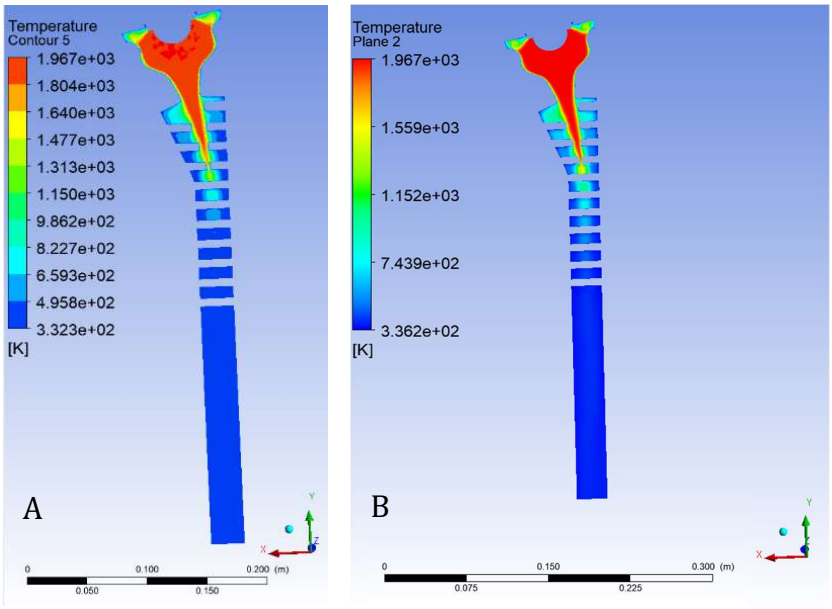
4.9.4 Durum 4 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-26 mm) Analizi



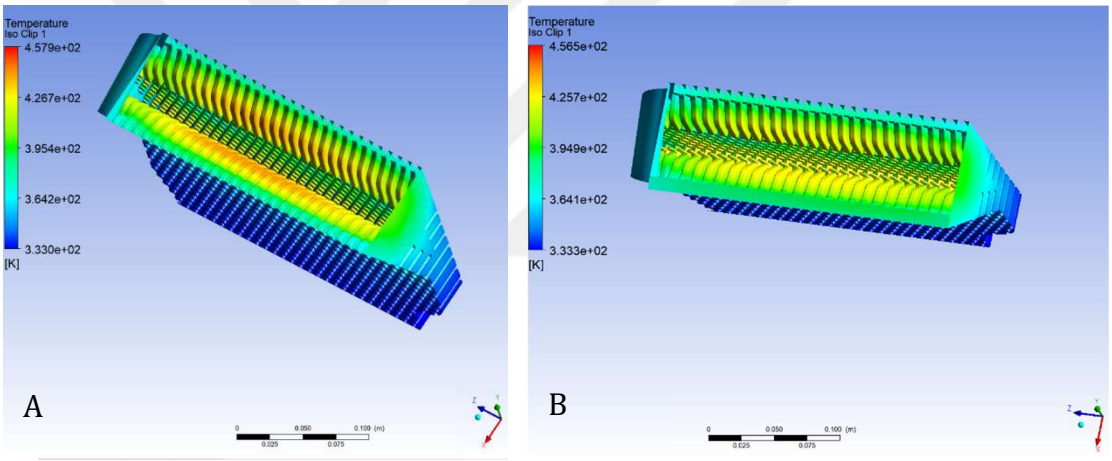
Şekil 4.32 Durum 4 – oluşturulan ağ yapısı



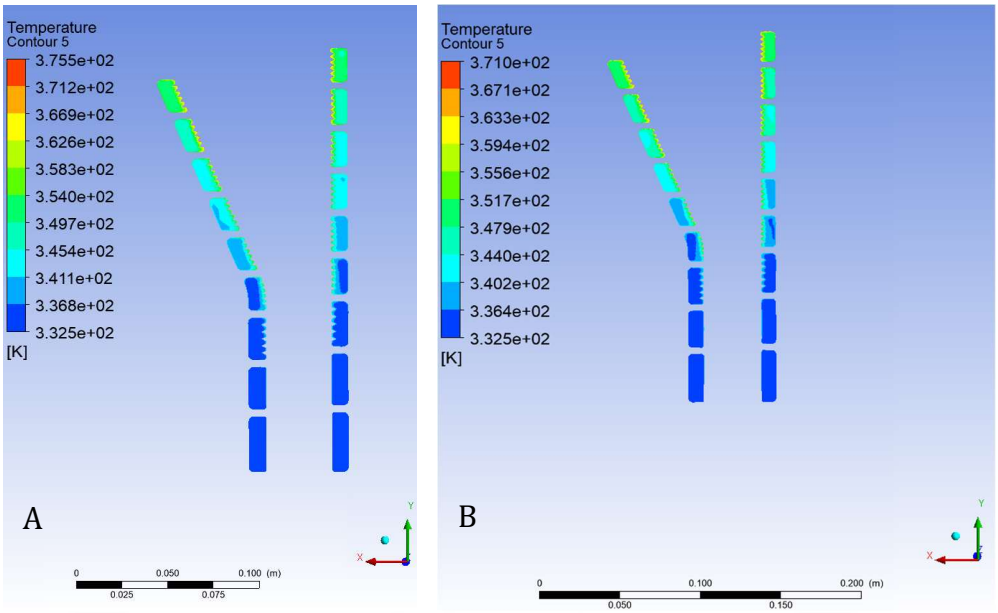
Şekil 4.33 Durum 4 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı



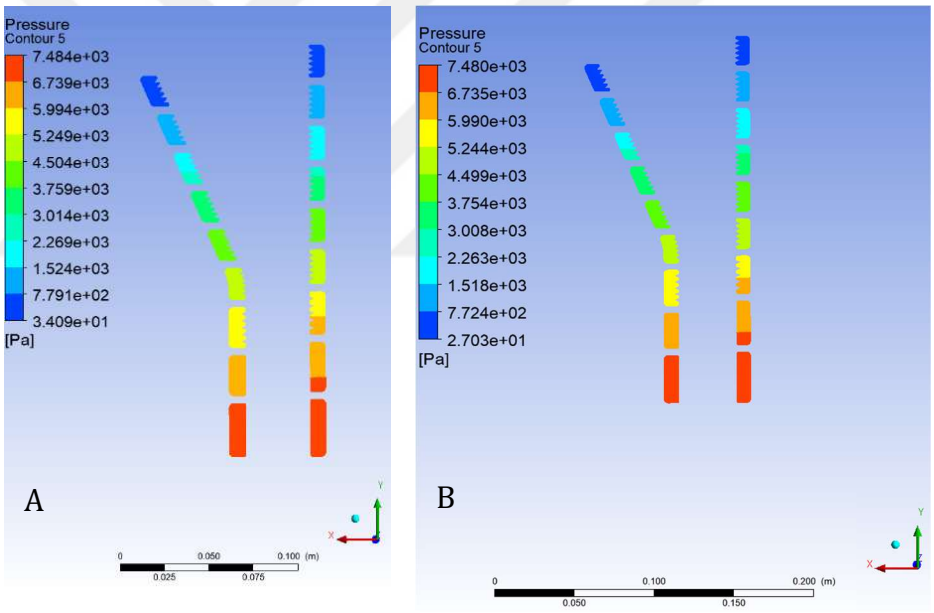
Şekil 4.34 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.35 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı

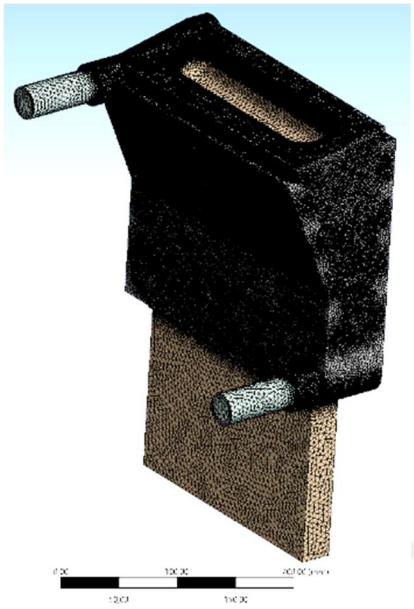


Şekil 4.36 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı

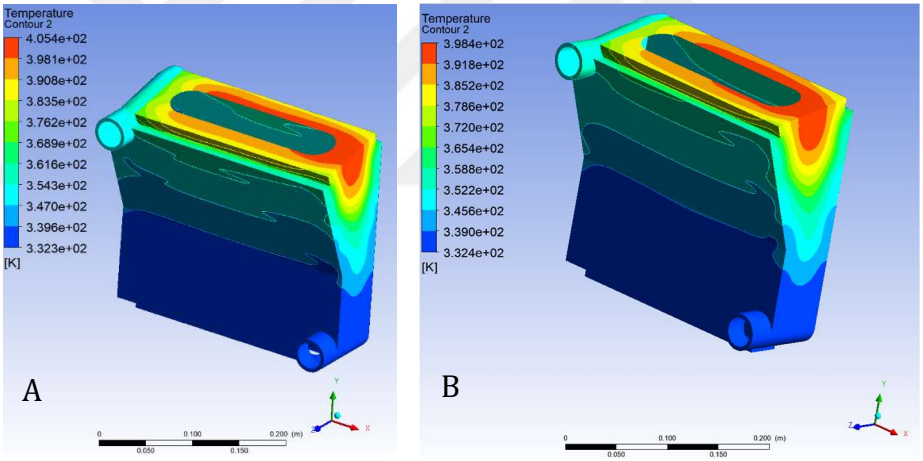


Şekil 4.37 Durum 4 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı

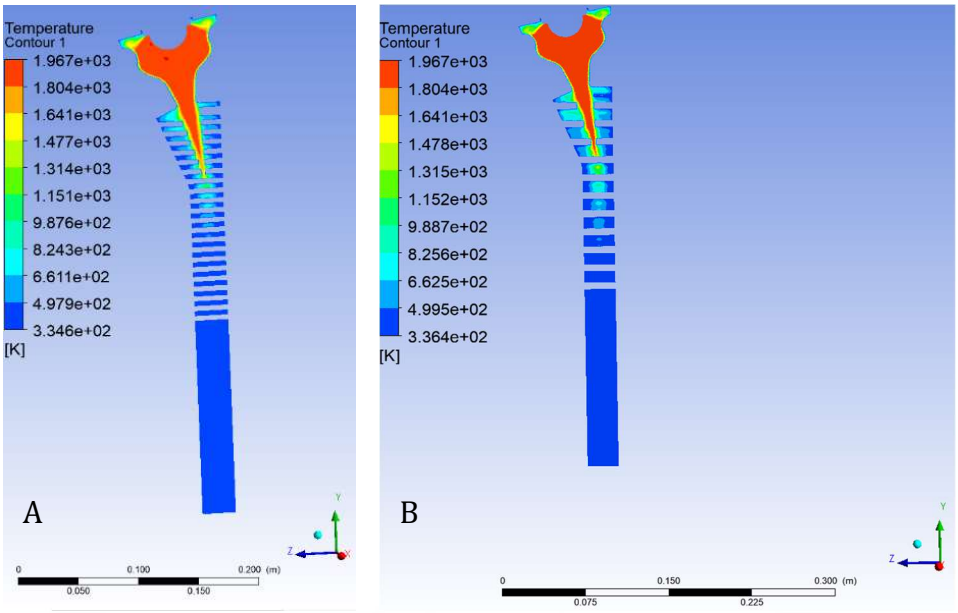
4.9.5 Durum 5 Isı Değiştiricisinin (t-0,5 mm, L-20 mm) Analizi



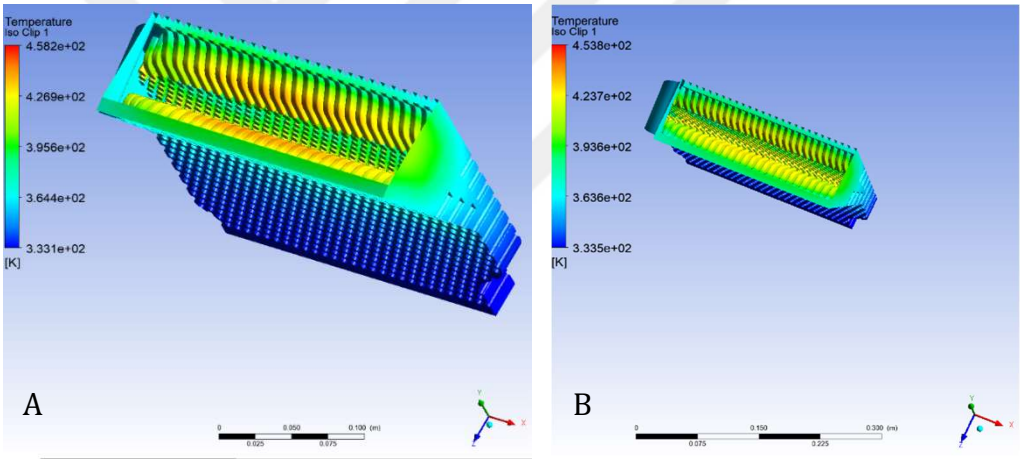
Şekil 4.38 Durum 5 – oluşturulan ağ yapısı



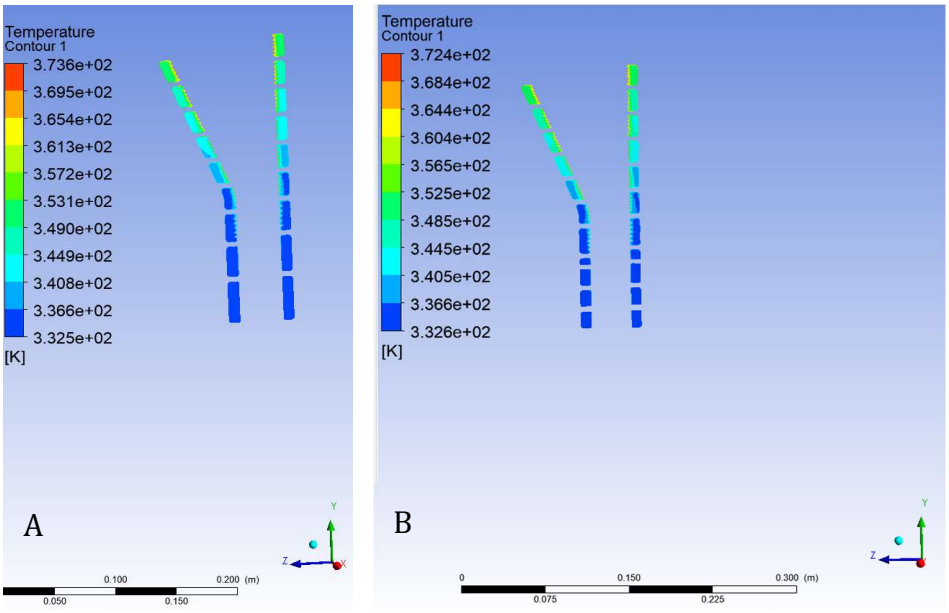
Şekil 4.39 Durum 5 – Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde dış yüzey sıcaklık dağılımı



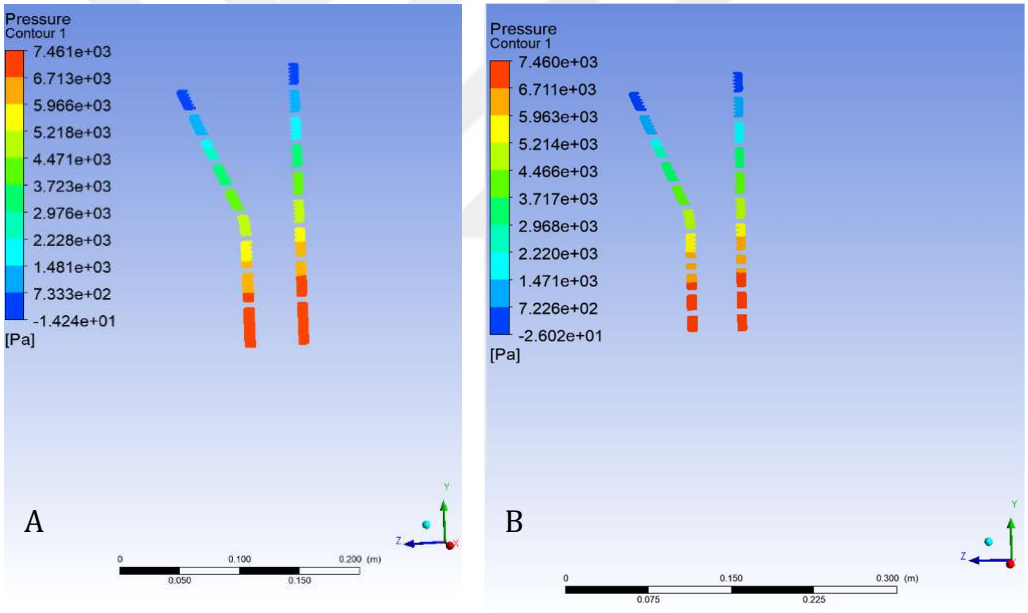
Şekil 4.40 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde hava tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.41 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde pin-fin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.42 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.43 Durum 5 - Hava tarafı viskoz modelin realizable k-ε (A) veya laminar (B) olması halinde su tarafı fark basınç dağılımı

4.10 Sayısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

AlSi10Mg malzemeli t et kalınlığında, L boyunda olan, sıcak akışkan olarak metanın yanması sonrasındaki ürünlerin, soğuk akışkan olarak suyun kullanıldığı bir kombi ısı değiştiricisinin daha düşük ağırlıkta ve performans beklentilerine uygun olacak şekilde et kalınlığı ve yüksekliği azaltılarak farklı durumları için sayısal analiz

çalışmaları yürütülmüştür. Sayısal analiz girdilerinde referans olarak değerlendirilen ürünün test sonuçları kullanılmıştır. Analiz girdileri ile ilgili yapılan analitik hesaplamalar kısmında akış karakteristiğinin belirlenmesi için bulunan Reynolds sayılarına referansla ısı değiştiricisinin soğuk akışkan tarafında türbülans viskoz model kullanılmıştır. Hava tarafındaki akış karakteristiği için yapılan Reynolds sayısı hesaplamalarına referansla viskoz model laminar olarak incelenmiştir. Ancak hava tarafında sadece Reynolds sayısının büyüklüğü değil aynı zamanda akışkanın türbülanslı davranış göstermesinden dolayı türbülans modeli ile de çözümleme yapılmıştır. Performans kriterleri olarak ısı değiştiricisinin ısıl verimi, baca gazı sıcaklığı, yüzey sıcaklık dağılımı ve en yüksek yüzey sıcaklığı, maksimum pin-fin sıcaklık dağılımı, su ve hava tarafının basınç kaybı büyüklükleri değerlendirilmiştir. İncelenen durumlar için ısı değiştiricisindeki ağırlık değişimi de gözetilmiştir.

Hava tarafında türbülans viskoz model kullanılarak yapılan analizlerin sonuçları değerlendirildiğinde referans ısı değiştiricisinin analiz sonuçlarına (Durum 1) kıyasla et kalınlığının 0.5 mm azaltıldığı Durum 2'de dış yüzey sıcaklığının 8 K mertebelerinde artışı haricinde olumsuz bir sonuç bulunmamaktadır. AlSi10Mg malzemesinin 823-873 K [39] mertebelerinde erime noktasının bulunduğu göz önüne alınırsa 8 K mertebesindeki artış ihmal edilebilir bir performans düşüşüdür. Dış yüzey sıcaklığının artmasının ana sebebi et kalınlığının azalmasına bağlı olarak ısı değiştiricisinin iç ve dış yüzeyleri arasındaki termal direncin azalmasıdır. Maksimum iç sıcaklık değerinin (T_{iy_maks}) Durum 1 için en düşük büyüklükte olması t et kalınlığında olmasından dolayı beklenen bir sonuçtur. t-0.5 mm et kalınlığındaki incelemelerden L boyundaki azalmaya karşılık maksimum iç yüzey sıcaklığının artması beklenirken Durum 3 diğer t-0,5 mm et kalınlığındaki ısı değiştiricilerinin değerlerine kıyasla düşük çıkmaktadır. Bunun sebebi hava tarafı basınç kaybının ($\Delta P_{_hava}$) etkisi ile yorumlanabilir. Öyle ki, basınç kaybının değişimi ile ısı transferinin proses yönü değişkenlik gösterebilmektedir. Bu halde diğer pin-fin yapıları daha yüksek sıcaklığa gelirken maksimum iç yüzey sıcaklığı da düşebilir. Açıkçası tüm durumlar için iç yüzey sıcaklıklarının maksimum değerinin 460 K'in aşağısında olduğu Tablo 4.2'den detaylı bir şekilde görülmektedir. Su çıkış sıcaklıkları değerlendirildiğinde tüm durumlar arasındaki maksimum değişimin

0.329 K olduğu görülmektedir. Bu değer neredeyse ihmal edilebilir seviyededir. Faydalı verim (η_u) en düşük Durum 3'te elde edilmiştir. Bu durumu baca gazı sıcaklık değerinin Durum 3'te en yüksek olması açıklamaktadır. Hava tarafındaki basınç kaybı değişiminin (ΔP_hava) L boyundaki azalma ile lineerlik gösterdiği görülmektedir.

Tablo 4.2 İncelenen tüm durumlar için hava tarafının viskoz modelinin realizable k- ε modeli olması halindeki sayısal analiz sonuçları

	Birim	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4	Durum 5
Isı değiştiricisinin ağırlığı ($W_{ısı\ değiştiricisi}$)	-	W	W-0,6 kg	W-1,89 kg	W-1,09 kg	W-0,91 kg
Giriş gücü (Q_g)	kW	22,380	22,380	22,380	22,380	22,380
Çıkış gücü ($Q_ç$)	kW	21,70	21,69	21,33	21,61	21,64
Isıl verim (η_u)	%	96,96	96,93	95,29	96,55	96,71
Hava giriş yüzeyinden alan ortalamalı sıcaklık değeri (Th_maks)	K	1967				
Hava tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$)	kg/s	0,01030540				
Su tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$)	kg/s	0,25927500				
Su çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tg)	K	352,460	352,500	352,171	352,406	352,457
Su giriş tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Td)	K	332,473	332,473	332,473	332,473	332,473
Su tarafı deltaT (ΔT_su)	K	19,987	20,027	19,698	19,933	19,984
Hava çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tbaca)	K	343,252	343,331	376,118	351,503	347,958
Hava giriş tarafındaki alan ortalamalı basınç değeri (ΔPhava)	Pa	104,786	103,767	75,744	91,989	94,498
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri	Pa	7626,210	7574,480	6062,920	7563,680	7566,990
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri - statik yükseklik hariç (ΔPsu)	Pa	5285,875	5299,556	4276,189	5530,533	5477,846
Dış yüzeydeki maksimum sıcaklık (Tdy_maks)	K	397,292	406,658	404,367	405,052	405,4
Hava tarafındaki maksimum yüzey sıcaklığı (Tiy_maks)	K	450	454,735	455,846	458,076	458,383
Isı değiştiricisi et kalınlığı (t)	-	t	t-0,5 mm	t-0,5 mm	t-0,5 mm	t-0,5 mm
Isı değiştiricisinin uzunluğu (L)	-	L	L	L-52 mm	L-26 mm	L-20 mm

Hava tarafında laminar viskoz model kullanılarak yapılan analizlerin sonuçları Tablo 4.3'te gösterilmektedir. Türbülans viskoz modelin kullanıldığı çalışmalara kıyasla referans ısı değiştiricisinin analizinin (Durum 1) sonuçları hemen hemen benzerlik göstermektedir. Ancak maksimum iç yüzey sıcaklığının (T_{iy_maks}) t-0.5 mm et kalınlığında ve L boyundaki durum için (Durum 2) en yüksek değerde olduğu görülmektedir. Dış yüzeydeki maksimum sıcaklık değerinin ise yine Durum 2'de ve

400 K mertebelerinde olduğu görülmektedir. Bu değer malzeme erime sıcaklığının altındadır. Laminar viskoz model uygulamasının türbülans viskoz model uygulamalasına kıyasla en yüksek değişim gösterdiği kısımlar faydalı verim (η_u) ve baca gazı (T_{baca}) sıcaklık değerleridir. Bu modelde yapılan çözümlemelerde her ne kadar faydalı verim tüm durumlar için standardın [6] belirlediği limitlerin üzerinde olsa da özellikle baca gazı sıcaklığı Durum 1 ve Durum 2 haricinde 99°C'ın üzerindedir.

Tablo 4.3 İncelenen tüm durumlar için hava tarafının viskoz modelinin laminar model olması halindeki sayısal analiz sonuçları

	Birim	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4	Durum 5
Isı değiştiricisinin ağırlığı ($W_{ısı\ değiştiricisi}$)	-	W	W-0,6 kg	W-1,89 kg	W-1,09 kg	W-0,91 kg
Giriş gücü (Q_n)	kW	22,379	22,380	22,380	22,382	22,380
Çıkış gücü (Q_f)	kW	21,471	21,466	20,834	20,980	21,171
Isıl verim (η_u)	%	95,94%	95,92%	93,09%	93,74%	94,60%
Hava giriş yüzeyinden alan ortalamalı sıcaklık değeri (Th_maks)	K	1967				
Hava tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$)	kg/s	0,0103054				
Su tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$)	kg/s	0,259275				
Su çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tg)	K	352,239	352,289	351,715	351,685	351,941
Su giriş tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Td)	K	332,473	332,473	332,473	332,473	332,473
Su tarafı deltaT (ΔT_su)	K	19,766	19,816	19,242	19,212	19,468
Hava çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tbaca)	K	362,466	362,348	417,056	378,127	372,073
Hava giriş tarafındaki alan ortalamalı basınç değeri (ΔPhava)	Pa	92,8847	92,299	68,5998	82,1479	84,4922
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri	Pa	7625,59	7582,24	6064,9	7559,35	7570,34
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri - statik yükseklik hariç (ΔPsu)	Pa	5285	5307	4278	5526	5481
Dış yüzeydeki maksimum sıcaklık (Tdy_maks)	K	392,327	400,176	395,963	399,546	398,431
Hava tarafındaki maksimum yüzey sıcaklığı (Tiy_maks)	K	451,114	470,715	465,44	456,696	453,938
Isı değiştiricisi et kalınlığı (t)	-	t	t-0,5 mm	t-0,5 mm	t-0,5 mm	t-0,5 mm
Isı değiştiricisinin uzunluğu (L)	-	L	L	L-52 mm	L-26 mm	L-20 mm

Ağırlık değişimleri incelendiğinde en düşük ağırlık Durum 3'de incelenen ısı değiştiricisidir. Ancak ağırlık ve basınç kaybının az olmasına rağmen faydalı verimin düşük, baca gazı sıcaklığının yüksek olmasından dolayı en düşük performans bu durumda elde edilmiştir.

Tablo 4.4 Referans ısı değiştiricisinin (Durum 1) yüzey sıcaklık değerleri

	Hava Tarafı Viskoz Modeli	
	Türbülans	Laminar
Kontrol Noktası	Yüzey Sıcaklık Değeri (K)	
N1	397,137	391,750
N2	332,545	332,794
N3	342,485	341,642
N4	353,692	353,002
N5	355,123	354,242
N6	347,773	349,085
N7	370,661	372,346
N8	353,691	351,939
N9	332,954	333,336
N10	337,665	337,912

Durum 1'de her iki viskoz model için belirlenen noktalardan alınan dış yüzey sıcaklık değerleri Tablo 4.3'te gösterilmiştir. Buna göre farklı viskoz model seçimlerine göre analiz yapıldığında N1 noktası hariç diğer tüm noktalardaki sıcaklık değerlerine ait sonuçların birbirleri arasındaki farklar yaklaşık olarak ±1 K mertebesindedir. N1 noktası ısı değiştiricisi dış yüzeyindeki en yüksek sıcaklığa sahip bölgeden alınmıştır. Tablo 4.2 ve tablo 4.3'te gösterilen T_{dy_maks} değerleri de tablo 4.3'teki N1 noktasına ait verileri doğrular niteliktedir.

Hava tarafından türbülans viskoz modelin kullanıldığı sayısal analizlerde kabul edilebilir sınırlar dahilinde Durum 4 optimum çözüm olarak önerilmektedir. Zira faydalı verim referans duruma kıyasla sadece %0.41 mertebesinde düşüktür. Baca gazı ise 8 K mertebesinde yüksektir. Maksimum yüzey sıcaklıklarındaki artış 10 K'nin altındadır. Su ve hava tarafı basınç kayıpları ise Durum 2 ve 5'e göre düşüktür. Ancak laminar viskoz model referans alındığında Durum 2 optimum çözüm olarak belirlenebilir. Durum 1'e kıyasla T_{dy_maks} yaklaşık 8 K, T_{iy_maks} ise yaklaşık 19 K artış göstermesine rağmen bu değerlerin malzeme erime sıcaklığının altında olması, referans ısı değiştiricisine kıyasla 0.6 kg daha düşük ağırlıkta olması, baca gazı sıcaklığının 100°C'ın altında olması ve diğer tüm değerlendirme kriterlerinin referans ısı değiştiricisi ile benzer mertebede olmasından dolayı sonuçların kabul edilebilir olduğu düşünülmektedir.

5
Deneysel Çalışmalar

5.1 Deneysel Çalışmalarla İlgili Genel Bilgiler

Deneysel çalışmalar kısmında genel olarak iki aşama mevcuttur. Bunlardan ilki EN 15502 standardına [6] uygun olarak ısıl kapasitenin tayin edilmesi için kullanılacak hesaplama yöntemleri ve deney seti gerekliliklerini içermektedir. Isı değiştiricisinin kapasite, verim ve yanma sonrası emisyonları deneysel olarak standarda uygun biçimde belirlendikten sonra ise ikinci aşamada ısı değiştiricisinin hava tarafı ve su tarafının basınç kaybı ile yüzey sıcaklıklarının ölçümü yapılacaktır. Deneyler et kalınlığı t, yüksekliği L olan referans ısı değiştiricisi için yürütülecektir.

5.2 Anma Isı Girdisinin veya En Yüksek ve En Düşük Isı Girdisinin Tayini

EN 15502 standardına göre [6] kombi ve kazanlardaki anma ısı girdisinin veya en yüksek ve en düşük ısı girdisinin hesabı, ilgili parametrelerin ölçülen değerlerinin referans değerlere indirgenmesini sağlamaktadır. Bu denklem onaylanmış kuruluşlar tarafından kombi ve/veya kazanın üretici tarafından beyan edilen anma ısı girdisi veya en yüksek ve en düşük ısı girdisi değerlerinin bulunması için kullanılmaktadır. Üretici tarafından beyan edilen değerler, referans gaz ve limit gaz kullanılarak yapılan testlerindeki emisyonların tayini gibi uygunluk değerlendirme testlerinde kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılacak olan verim testlerinin değerlendirilmesi için de yine bu denklemden faydalanılacaktır.

5.2.1 Kurallar

Belirtilen deney şartları altında, elde edilen düzeltilmiş ısı girdisi, aşağıdakilerden %5'ten daha fazla farklı olmamalıdır.

a) Debi ayar tertibatı bulunmayan kazanlar için anma ısı girdisi veya,

b) Debi ayar tertibatı bulunan kazanlar için en yüksek ve en düşük ısı girdisi.

Bu % 5'lik fark, 500 W'tan az ise, 500 W'lık bir tolerans kabul edilebilir.

İncelenen ürünler debi ayar tertibatlı olduğu için giriş gücünün tayininde "b" seçeneği referans alınmalıdır. Ancak bu çalışmada hem deneysel hem de sayısal tarafta sadece en yüksek ısı girdisindeki parametreler incelenecektir.

5.2.2 Bir Isı Girdisini Elde Etmek İçin Deneyin Yürütülmesi

Kazan, bu deneyde referans gazların her biriyle beslenir. Gaz basıncı EN 437 [30] standardında verilen nominal gaz basıncı elde edilecek şekilde ayarlanır. Sabit çıktılı kazanlarda ayar, bu deney için değiştirilmemelidir. Ayarlayıcı bulunuyorsa, bunlar imalatçı tarafından belirtilen konuma ayarlanmalıdır. Bu şartlar altında atmosfer basıncı (p_a), gaz basıncı (p_g), gaz sıcaklığı (t_g), gazın bağıl yoğunluğu (d) normalleştirilerek elde edilen hacimsel gaz debisi ($\dot{V}_g$), referans deney şartlarında uygulanmış gibi düzeltilmelidir. Düzeltilmiş ısı girdisi, aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır:

Hacimsel gaz debisi $\dot{V}_g$, m^3/h cinsinden hesaplandığında :

$$Q_c = H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \dot{V}_g \times \sqrt{\frac{1013{,}25 + p_g}{1013{,}25} \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g} \times \frac{d}{d_r}} \qquad (5.1)$$

Kütlesel gaz debisi M, kg/h cinsinden hesaplandığında :

$$Q_c = H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \dot{M} \times \sqrt{\frac{1013{,}25 + p_g}{p_a + p_g} \times \frac{273{,}15 + t_g}{288{,}15} \times \frac{d_r}{d}} \qquad (5.2)$$

Burada,

Q_c : kW cinsinden, alt ısıl değere göre düzeltilmiş ısı girdisi (1013.25 mbar, 15°C, kuru gaz),

$\dot{V}_g$: m3/h cinsinden, sayaçtaki nem, sıcaklık ve basınç altında ölçülen hacimsel gaz debisi,

$\dot{M}$: kg/h cinsinden, sayaçtaki nem, sıcaklık ve basınç altında ölçülen kütlesel gaz debisi,

Hi : MJ/m^3 veya MJ/kg cinsinden hangisi uygunsa, 15 °C, 1013.25 mbar'da kuru referans gazın alt ısıl değeri,

tg : °C cinsinden gaz sıcaklığı,

d : Deney gazının bağıl yoğunluğu

dr : Referans gazın bağıl yoğunluğu

P_g : mbar cinsinden gaz basıncı

P_a : mbar cinsinden deney ortamındaki atmosfer basıncıdır.

5.3 Emisyonların Ölçümü

5.3.1 Karbonmonoksit

Gaz yakan ürünlerin emisyonları, EN 15502 standardında [6] belirtilen kıstaslar ile uyum sağlamalıdır. Bunun için baca gazı emisyon ölçümlerinde standardın sunduğu referans koşullara uygun olarak ilgili değerler tayin edilir.

Kuru ve havadan arınmış yanma ürünlerinde, referans gazların kullanımı durumunda karbonmonoksit konsantrasyonu hacimsel olarak %0.1'i geçmemelidir. Bazı sınır gazları kullanılarak yapılan testlerde ise %0.2'yi geçmemelidir. Yanma ürünleri numunesi alırken ise kazanın termal dengeye ulaşmış olması gerekmektedir.

Standart, kuru ve havadan arınmış yanma ürünlerindeki karbonmonoksit tayini için aşağıdaki ifadeyi önermektedir.

$$CO = (CO)_M \frac{(CO_2)_N}{(CO_2)_M} \tag{5.3}$$

Burada,

CO : Kuru ve havadan arındırılmış yanma ürünlerinde karbonmonoksit konsantrasyonunu (%)

$(CO_2)_N$: Kuru ve havadan arındırılmış yanma ürünlerindeki maksimum karbondioksit konsantrasyonunu (%)

$(CO)_M$: Yanma testi esnasında alınan numunelerdeki ölçülen karbonmonoksit konsantrasyonunu (%)

$(CO_2)_M$: Yanma testi esnasında alınan numunelerdeki ölçülen karbondioksit konsantrasyonunu (%) göstermektedir.

Üründe kullanılan referans gazların $(CO_2)_N$ konsantrasyonu yüzdesel olarak aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 5.1 Referans deney gazlarındaki nominal CO_2 değerleri [6]

$(CO_2)_N$ (%)	G 20	G 25	G 31
	11,7	11,5	13,7

5.3.2 NO_x Konsantrasyonu, Ölçümü ve Ağırlıklandırma Metodu

EN 15502 standardına [6] referansla NO_x değeri belirli yüklerde testler yapılarak ölçülür ve ağırlıklandırma faktörlerine uygun olarak kombi (veya kazanın) NO_x emisyonu belirlenir.

5.3.2.1 Ölçüm

Bu çalışma kapsamında incelenen üründe kullanılan referans gaz G 20 gazıdır. Ancak NO_x ölçümlerinde saf metan (G 20) gazı yerine bu gaz ile benzer karakteristikte olan şebeke gazı kullanılmıştır. Ölçümlerin sonucunda NO_x değeri EN 15502 standardına [6] referansla tablo 5.2'de gösterilen sınıflandırmaya uygun olmalıdır. Esasında ısı değiştiricisinin optimizasyon çalışması yapılmaktadır. NO_x ölçümleri sadece ürünün standarda uygun olduğunu göstermek için yapılmıştır.

Tablo 5.2 NO_x ölçümünün sınıflandırması [6]

NOx Sınıfları	**Sınır NOx Konsantrasyonu mg/kWh**
1	260
2	200
3	150
4	100
5	70

Test Parametreleri

Kombi 80°C gidiş, 60°C dönüş sıcaklık koşulları sağlanacak şekilde anma ısı girdisinde çalıştırılır. Anma ısı girdisi (5.1) kullanılarak hesaplanır. Anma ısı

girdisinden daha düşük yüklerde, su debisi sabit kalacak şekilde dönüş suyu hattındaki sıcaklık (5.4) yardımıyla hesaplanacak değere ayarlanır.

$$T_r = 0{,}4Q + 20 \qquad (5.4)$$

T_r : Celcius (°C) cinsinden ayarlanması gereken dönüş suyu sıcaklığıdır.

Q : Q_n anma ısı girdisinin yüzdesi olarak kısmi yük miktarıdır.

Yanma havası için referans şartlar 20 °C sıcaklık ve 10 g H_2O/kg hava nemdir. Eğer referans şartlar belirtilenden farklıysa (5.5)'teki düzeltmeye uygun olarak hesaplama yapılır.

$$NO_{x,0} = NO_{x,m} + \frac{0{,}02NO_{x,m} - 0{,}34}{1 - 0{,}02(h_m - 10)} \times (h_m - 10) + 0{,}85 \times (20 - T_m) \qquad (5.5)$$

Burada,

$NO_{x,m}$: 50 mg/kWh ile 300 mg/kWh aralığında, kilowat-saat başına miligram cinsinden, (mg/kWh) h_m ve T_m'de ölçülen NO_x'tur.

h_m : 2 g/kg ile 15g/kg aralığında, g/kg cinsinden, $NO_{x,m}$'nin ölçüldüğü andaki nemdir.

T_m : 15 °C ile 25 °C aralığında, g/kg cinsinden, $NO_{x,m}$'nin ölçüldüğü andaki nemdir.

$NO_{x,0}$: kilowatt-saat başına miligram (mg/kWh) cinsinden belirtilen referans şartlara göre düzeltilmiş NO_x'un değeridir.

Ağırlıklandırma ve Hesaplama

Kombinin minimum yükü, anma ısı yükünün %20'sinden daha büyük olmadığı durumlarda tablo 5.3'e uygun yükler için NO_x emisyonlarının tespiti için testi yürütülür. Çalışma kapsamında incelenen ürünün modülasyon oranı 1/8'dir. Yani ürünün minimum yükü nominal yükün %20'sinden büyük değildir. Ağırlıklandırılmış NO_x hesabı için (5.6) kullanılır. Hesaplanan değer hava fazlalık katsayının olmadığı koşuldaki değere çevrilir. Ölçüm cihazının ppm cinsinden büyüklük vermesi durumunda mg/kWh çevrimi için tablo 5.4 kullanılır.

Tablo 5.3 Ağırlıklandırma faktörleri [6]

Qn'nin bir yüzdesi olarak kısmi ısı girdisi Qpi	70	60	40	20
Ağırlıklandırma faktörü	0,15	0,25	0,30	0,30

$$NO_{x,ağırlıklandırılmış} = (0{,}15 \times NO_{x,ölçülen(70)}) + (0{,}25 \times NO_{x,ölçülen(60)}) + (0{,}30 \times NO_{x,ölçülen(40)}) + (0{,}30 \times NO_{x,ölçülen\,(20)}) \quad (5.6)$$

Tablo 5.4 Hava fazlalığının bulunmadığı koşulda ppm-mg/kWh dönüşümü [6]

		G 20	G 31
O_2 (%)		mg/kWh	mg/kWh
0	1 ppm	1,764	1,778
3	1 ppm	2,059	2,098

5.4 Faydalı Verim

EN 15502 [6] standardı gereğince şart koşulan sınırlamalara uygun olması için kombilerin ısıl verimlerinin tayin edilmesi gerekir. Bu standarda göre anma ısı yükünde faydalı verimin tayininde ısı girdisi (5.9)'a göre belirlenmektedir.

Bu denklem faydalı verimin bulunması gibi bazı özel testler kapsamında aşağıdaki bilgilerin tayini için kullanılır.

a) Anma ısı girdisi veya

b) Debi ayarlı kazanlar için en yüksek ısı girdisi

Deneyler, aşağıdaki şartlar altında gerçekleşitirilir. Sayaçta ölçülecek olan gerekli gaz debisi, aşağıdaki şekilde uygun ısı girdisinde (anma, en yüksek veya en düşük) belirlenmelidir.

$$M = 3{,}6 \times \frac{Q_i}{H_i} \quad (5.7)$$

Burada;

M : Hesaplanmış kütle debisini (kg/h cinsinden),

H_i : 15°C ve 1013.25 mbar'daki kuru referans gazın alt ısıl değerini (MJ/kg cinsinden),

Q_i : Aşağıdaki durumlarda uygun ısı girdisini (kW cinsinden);

1) Anma ısı girdisi,
2) En yüksek ısı girdisi veya,
3) En düşük ısı girdisi,

gösterir veya,

$$\dot{V}_g = 3{,}6 \times \frac{Q_i}{H_i} \times \frac{1013{,}25}{p_a + p_g - p_s} \times \frac{273{,}15 + t_g}{288{,}15} \qquad (5.8)$$

$\dot{V}_g$: Hesaplanmış hacimsel debiyi (m3/h) cinsinden;

Q_i : Aşağıdaki durumlarda uygun ısı girdisini (kW cinsinden);

1) Anma ısı girdisi,
2) En yüksek ısı girdisi veya,
3) En düşük ısı girdisi,

H_i : 15°C ve 1013.25 mbar'daki kuru referans gazın alt ısıl değerini (MJ/m^3 cinsinden),

T_g : Sayaçtaki gaz sıcaklığını (°C cinsinden)

P_g : Sayaçtaki gaz basıncını (mbar cinsinden),

P_a : Deney sırasındaki atmosfer basıncını (mbar cinsinden),

P_s : t_g'deki suyun doymuş buhar basıncını (mbar cinsinden) (kuru gaz sayacı kullanılıyorsa sıfıra eşittir) gösterir.

(5.8)'e referansla faydalı verimin bulunmasında ısı girdisinin hesaplanması için (5.9) kullanılır.

$$Q_i = \frac{\dot{V}_g}{3{,}6} \times H_i \times \frac{p_a + p_g - p_s}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g} \qquad (5.9)$$

Standart besleme koşulları, test odasının sıcaklığı, atmosferik basınç ve ölçüm koşullarına bağlı olarak anma ısı girdisinin ± 2 % aralığında tayin edilebileceğini

belirtmektedir. Yani diğer bir deyişle yapılan ölçümler için belirsizlik miktarının ± 2 % aralığında olması durumunda standarda göre güvenilir bir sonuç elde edilmiş olacaktır.

Bu çalışması kapsamında incelenen ürün modülasyonlu ve debi ayar tertibatına sahip olan tiptedir. Modülasyon teknolojisine sahip olmayan kombiler (veya kazanlar), belirli bir maksimum ve minimum yükte çalışabilecek şekilde tasarlanmaktadır. Modülasyon teknoloisinde ise kombi (veya kazan) belirlenen minimum ve maksimum yük arasında, bulunduğu ısıtma haciminin talep yüküne göre kendisini ayarlama imkanı bulunmaktadır. Debi ayar tertibatlı kombilerin (veya kazanların) maksimum çalışma yükü, tasarım koşullarına göre önceden belirlenmiş maksimum ve minimum yük aralığındaki bir değere indirilebilmektedir. EN 15502 standardı [6] ürünün modülasyonlu ve/veya debi ayar tertibatlı olması koşullarına göre faydalı verim tayininde farklı metotlar sunmaktadır. Ancak çalışma kapsamındaki ürünün sadece anma yükünün maksimum değerinde faydalı verim testi yapılması yeterli görülmektedir.

$$\eta_u = \frac{4{,}186 \times m \times (T_2 - T_1) + D_p}{10^3 \times V_{r_{(10)}} \times H_i} \times 100 \qquad (5.10)$$

Burada,

η_u : Yüzde cinsinden faydalı verim,

m : kilogram (kg) cinsinden düzeltilmiş su miktarı,

$V_{r(10)}$: 15°C, 1013.25 mbar'a düzeltilen deney esnasında m^3 cinsinden ölçülen gaz tüketimi,

H_i : 15°C, 1013.25 mbar kuru gazda, (MJ/m^3) cinsinden, kullanılan gazın alt ısıl değeri,

D_p : Sirkülasyon pompasından olan ısı kaybı göz önünde bulundurularak, kJ cinsinden, ortama su gidiş sıcaklığına karşılık gelen deney düzeneğinden olan ısı kaybı,

T_2 : °C cinsinden kombiden (veya kazandan) çıkan suyun sıcaklığı,

T_1 : °C cinsinden kombiye (veya kazana) giren suyun sıcaklığı

(5.10)'a ek olarak sistemin yoğuşma prosesine uygun sıcaklık rejiminde çalıştırılması halinde ısıl verim hesabı için ortam nemi ve dönüş suyu sıcaklığına bağlı düzeltmeler de yapılmaktadır. Ancak bu çalışma kapsamında ısı değiştiricilerinin yoğuşma performansı incelenmeyecektir.

Bununla birlikte (5.10), standardın önerdiği test düzeneği için geçerlidir. Standart, aynı sonucu veren farklı deney düzeneklerinin de kullanılabileceğini belirtmektedir. Örneğin, standartta ısının tranfer edildiği akışkanın miktarı bir tartı yardımıyla kütlesel olarak ölçülmektedir. Ancak ısının transfer edildiği bu akışkan anlık hacimsel veya kütlesel debimetreyle de ölçülebilir. Çalışmanın yapıldığı test düzeneğinde anlık hacimsel debi ölçümü yapılabilmektedir. Bu yüzden kütlesel ölçümün yapılacağı bir tank bulunmamaktadır. Buna göre (5.10) yerine faydalı enerji hesabı için (5.11) ve faydalı verim için (5.12) kullanılmıştır.

$$Q_f = \frac{4{,}186}{3600} \times \dot{V}_s \times \rho \times \left(T_g - T_d\right) \tag{5.11}$$

$$\eta_u = \frac{4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times \left(T_g - T_d\right)}{\dot{V}_g \times 1000 \times H_i \times \frac{p_a + p_g - p_s}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \tag{5.12}$$

Burada,

Q_f : kW cinsinden suya aktarılan faydalı ısı enerjisi,

η_u : Yüzde cinsinden faydalı verim,

$\dot{V}_s$: m^3/h cinsinden su debisi,

$\dot{V}_g$: 15°C, 1013.25 mbar'a düzeltilen deney esnasında m^3/h cinsinden ölçülen gaz tüketimi,

T_g : Sayaçtaki gaz sıcaklığını (°C cinsinden)

P_g : Sayaçtaki gaz basıncını (mbar cinsinden),

P_a : Deney sırasındaki atmosfer basıncını (mbar cinsinden),

p_s : t_g'deki suyun doymuş buhar basıncını (mbar cinsinden) (kuru gaz sayacı kullanılıyorsa sıfıra eşittir) gösterir.

Hi : 15°C, 1013.25 mbar kuru gazda, (MJ/m^3) cinsinden, kullanılan gazın alt ısıl değeri,

ρ : kg/m^3 cinsinden suyun yoğunluğu

T_g : °C cinsinden kombiden (veya kazandan) çıkan suyun sıcaklığı

T_d : °C cinsinden kombiye (veya kazana) giren suyun sıcaklığı

5.4.1 Hesaplamalar

Şekil 5.1'de testlerin yürütüldüğü deney düzeneğinin şematik çizimi bulunmaktadır. Bu test düzeneğinin kurulumunda aşağıda belirtilen kıstaslar dikkate alınmıştır.

a) Mekanik tesisat ile ilgili gereklilikler

b) (5.1), (5.9), (5.11) ve (5.12)'ye uygun hesaplama çıktılarının alınabilmesi için gerekli ölçüm cihazlarının bulunması

c) Ölçüm cihazlarının standart tarafından zorunlu kılınan ölçüm belirsizliği skalasına uygun doğruluk ve hassasiyette olması

d) Hesaplamalar için örnekleme hızının yeterli olduğu yazılım ve otomasyon kurgusunun bulunması

Test düzeneği temel olarak bir evi simüle etmektedir. Öyle ki, kombinin talep edilen ısıtma yüküne ayarlanmasından sonra karşı yükü soğutma ısı değiştiricisi almaktadır. Tabi kombinin kendi içerisindeki proseslerinin takibi, performans testlerinin yürütülebilmesi gibi amaçlardan dolayı test standı belirli ayar ve kontrol ekipmanları ile donatılmıştır.

5.4.1.1 Gaz Devresi

Laboratuvarın bulunduğu fabrikanın ana servis kutusu sanayi tip kullanıma uygun olup 300 mbar basınçta gaz dağıtımı sağladığı için bu basıncın ayarlanıp talep edilen basınca düşürülmesi gerekmektedir. Aynı zamanda deney tüpünden sağlanan gazların besleme basıncı esas olarak tüp regülatörlerinden ayarlanıyor olsa da hassas bir ayar yapabilmek için yine regülatöre ihtiyaç duyulmaktadır. Isı girdisinin referens koşullara indirgenmiş olarak hesaplanabilmesi için gaz sayacı öncesindeki basıncın ölçülmesi gerekmektedir. Örneğin G 20 gazı için nominal besleme basıncı 20 mbar olarak verilmesine rağmen, bu değerin referans değer olan 1013.25 mbar değerine indirgenmiş durumu hesaplanmalıdır. Benzer şekilde gazın besleme

sıcaklığı da ölçülerek hesaba dahil edilmelidir. Aynı zamanda ısı girdisi denklemlerinde ortam koşulu düzeltme katsayıları da dikkate alınması gerektiği için ortam sıcaklığı, basıncı ve nemini ölçmek gerekir.

5.4.1.2 Merkezi Isıtma Devresi

EN 15502 standardında [6] faydalı verim alınırken 60±1°C dönüş suyu sıcaklığında ve 20±2°C sıcaklık farkında sistemin rejim halinde çalışıyor olması gerektiği belirtilmektedir. Bu sebepten kombinin giriş ve çıkışına en yakın yerde konumlandırılmış sıcaklık sensörleri ile su sıcaklık değeri ölçülmektedir. Sirkülasyon pompası ile belirtilen sıcaklık koşullarını karşılayacak debi ayarı yapılırken, debimetre ile test esnasındaki debi değeri ölçülür.

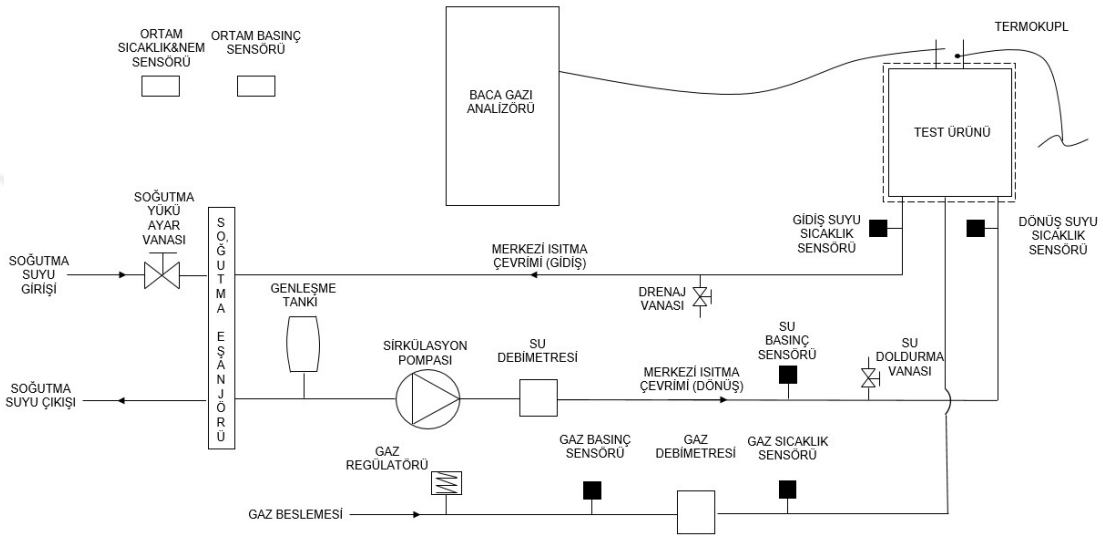
5.4.1.3 Soğutma Devresi

Kombi tarafından oluşturulan ısı yükünün anlık olarak transfer edilmesi ve bu sayede sistemin talep edilen koşullarda rejim halinde kalması sağlanmalıdır. Bu sebepten bir ısı değiştirici kullanılmaktadır. Seçilen ısı değiştiricisinin performansı, o an için beslenen soğuk su sıcaklığına bağlı olarak değişecektir. Aynı zamanda farklı kombilerin farklı ısıtma kapasitelerinde veya aynı kombideki farklı ısıtma kapasitesinde test yapılmasına olanak sağlanması için test yüküne birebir karşılık gelen bir ısı değiştiricisi kullanmak oldukça zahmetlidir. Bu gibi sebepler dikkate alınarak seçimi yapılan ısı değiştiricisinin, ısıtma devresi tarafından verilen denk ısı yükünün transfer edilebilmesi için bir ayar vanası ile besleme debisinin kontrolü sağlanmaktadır.

5.4.1.4 Diğer Ölçüm Ekipmanları

Anma ısı yükünün ve faydalı verimin belirlenmesi için şekil 5.1'de şematik olarak gösterilen deney düzeneği kullanılmaktadır. Ancak bir kombi ısı değiştiricisinin performansı incelenirken yanma sonrası emisyonlar, basınç kaybı, baca gazı sıcaklık değeri ve yüzey sıcaklık değerlerinin de bilinmesi gereklidir. Yanma sonrası emisyonlar genel olarak seçilen brülörün karakteristiği ile ilgili olsa da hava fazlalık katsayısının hedeflenen değerde olup olmadığının kontrolü için de önemlidir.

Esasında hava fazlalık katsayısı ısı değiştiricisi için belirlenecek hava debisinin büyüklüğündeki etkili faktörlerden birisidir. Hava debisine göre hava tarafının sıcaklık farkı değişeceğinden dolayı ısı değiştiricisindeki logaritmik sıcaklık farkı da değişecektir. Bu durumda ise toplam ısı transfer performansının etkilenmesi olasıdır. Ayrıca anma ısı yükleri için belirlenen hava fazlalık katsayısı yanma sonrası oluşan emisyonların büyüklüğünü etkilemektedir.



Şekil 5.1 Isıl girdi ve faydalı verim testleri için şematik test ünitesi tasarımı

Hava ve su tarafı fark basınçları için fark basınç ölçer cihazlar kullanılmıştır. Test sonuçları kısmında gösterildiği gibi ölçüm noktalarına yerleştirilen problara fark basınç ölçer problarının takılması ile ölçüm yapılmıştır.

Baca gazının sıcaklığının ölçümünde J tipi termokupl kullanılmıştır. Ölçüm ısı değiştiricisinden çıkan atık gazların taşındığı tahliye kanalına monte edilen bacada yapılmıştır. Bu tip bacalarda emisyon ve sıcaklık ölçümü için numune kanalı bulunmaktadır. Ölçüm, termokuplun numune kanalına yerleştirimesi ile yapılmıştır.

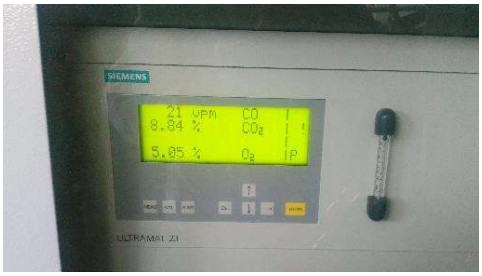
5.1 Prototiple İlgili Bilgilendirmeler

Test prototipi sistem kontrolünü yapacak olan bir elektronik kart, ateşleme elektrodu, iyonizasyon elektrodu, ana ısı değiştiricisi, brülör, gaz valfi, fan, ön karışım odası/kanalı, baca gazı tahliye kanalı, ısı değiştiricisi yoğuşma haznesi,

sirkülasyon pompası ve bir kombide çalışma yapıldığı için kullanım sıcak suyu merkezi ısıtma devresi arasındaki hidrolik bağlantıyı sağlayan bir hidrolik grup kullanılarak hazırlanmıştır. Isı değiştiricisi ve hidrolik grup kombinin ana şasisi üzerinde olacak şekilde montajlanmıştır. Elektronik kart bir kompozit plastik kart yuvasına ve bu kart yuvası da kombi şasisine montajlıdır. Diğer komponentler ısı değiştiricisine akuple olacak şekilde montajlanmıştır. Hidrolik grup üzerinde merkezi ısıtma devresi ve kullanım sıcak suyu için dişli bağlantı elemanları bulunmaktadır. Gaz girişi için gerekli dişli bağlantı elemanı kombi şasisinde bulunmaktadır.



Şekil 5.2 Testlerde kullanılan baca gazı analizörü ve yardımcı ekipmanları



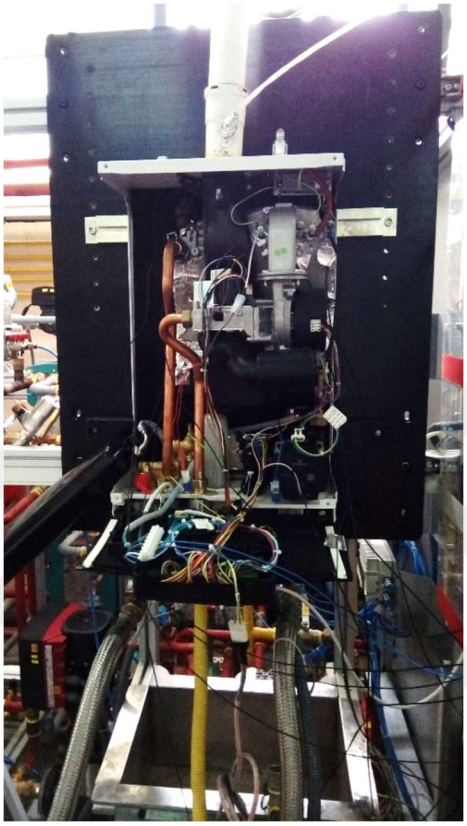
Şekil 5.3 Baca gazı analizörü ekranından bir görüntü

5.1 Test Sonuçları

5.1.1 Faydalı Verim ve Su Tarafı Basınç Kaybının Tayini

EN 15502 standardında [6] faydalı verim testi için tanımlanan test süresi 10 dakikadır. Standartta tanımlanan prosedürde ısının transfer edildiği akışkanın

ağırlığı tartılarak faydalı verim hesabı yapıldığı için test kapsamında ayrıca ısının transfer edildiği kaptan olan buharlaşmanın da hesabı hakkında detaylar verilmiştir. Bu çalışmada faydalı verim testi esnasında akışkana transfer edilen ısı anlık olarak ölçülebildiği için 10 dakikalık faydalı verim testinden sonraki diğer kontrol aşamalarının yapılmasına gerek yoktur.



Şekil 5.4 Testlerde kullanılan prototip

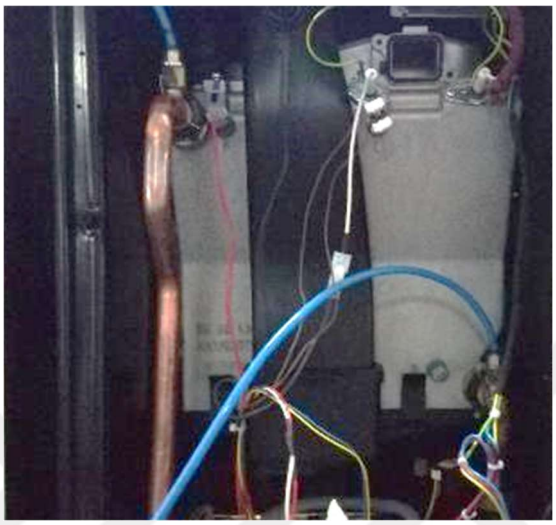
Faydalı verimin belirlenmesi için her biri 10 dakikadan oluşan toplamda ardışık 3 test yapılmıştır. Bu testlerdeki faydalı verimlerin birbirleri arasındaki fark %0.5'ten küçüktür. Test verileri tablo 5.5'de verildiği gibidir. Bu testlerdeki ilgili değerlerin ortalamaları ayrıca "ortalama sonuç" sütununda belirtilmiştir. Gerek testlerin değerlendirilmesinde gerekse de sayısal analiz çalışması kapsamındaki referans alınan değerler için "ortalama sonuç" sütunundaki veriler kullanılacaktır. Karbonmonoksit, karbondioksit, oksijen ve baca gazı sıcaklık değerleri sürekli olarak kayıt edilmemiştir. Toplam test süresi içerisinde stabilizasyon sağlandıktan sonra gözlenen değerler belirtilmiştir.

Tablo 5.5 Faydalı verim testi kapsamındaki ölçüm ve hesaplama değerleri

Test Verisi	Birim	Test n°1	Test n°2	Test n°3	Ortalama Sonuç
Test Gazı	-	G 20			
Ortam Bağıl Nemi	%	49,217	48,494	47,103	48,271
Ortam Sıcaklığı (t_a)	°C	21,665	21,853	21,982	21,833
Ortam Basıncı (p_a)	mbar	1003,322	1003,412	1003,367	1003,367
Gazın Alt Isıl Değeri (H_i)	MJ/m^3	34,020	34,020	34,020	34,020
Gas Basıncı (p_g)	mbar	23,543	23,393	23,158	23,365
Gaz Sıcaklığı (t_g)	°C	20,996	21,163	21,264	21,141
Gaz Hacmi	lt	402,000	401,000	400,000	401,000
Test Süresi	s	601,014	600,475	600,100	600,530
Gaz Debisi (V_g)	m^3/h	2,422	2,418	2,413	2,418
Sıcaklık Rejimi	-	80-60	80-60	80-60	80-60
Gaz Debimetresi Kalibrasyon Faktörü	-	1,006	1,006	1,006	1,006
Isıl Kapasite Oranı	%	100	100	100	100
Anma Isı Girdisi - (Denklem 5.1'e göre)	kW	23,067	23,021	22,968	23,019
Faydalı Verim Hesabı için Isı Girdisi - (Denklem 5.9'a göre)	kW	22,721	22,670	22,614	22,668
Su Tarafı Basınç Kaybı	mbar	84,59 (22,5°C ve 930,45 l/h'de)			84,59
Su Debisi (V_s)	lt/h	951,691	951,423	950,299	951,138
Dönüş Suyu Sıcaklığı (T_d)	°C	59,345	59,308	59,315	59,323
Gidiş Suyu Sıcaklığı (T_g)	°C	79,360	79,306	79,302	79,323
ΔT	K	20,015	19,998	19,987	20,000
Faydalı Enerji - (Denklem 5.11'e göre)	kW	21,811	21,786	21,748	21,782
Faydalı Verim - (Denklem 5.12'ye göre)	%	95,99%	96,10%	96,17%	96,09%
Ölçülen Karbonmonoksit (CO)	ppm	84,00			84,00
Düzeltilmiş Karbonmonoksit (CO)	ppm	108,73			108,73
Karbondioksit (CO_2)	%	9,07			9,07
Oksijen (O_2)	%	4,88			4,88
Baca Gazı Sıcaklığı (T_{baca})	°C	88,96			88,96

Su tarafı basınç kaybı ise faydalı verim testi öncesinde sistemdeki su ortam sıcaklık değerindeyken alınmıştır. Sistem çalışırken ısı değiştiricisi su kanallarında bir sıcaklık gradyeni oluşacağından dolayı hacimsel debide de bir değişiklik olacaktır. Fark basınç ölçümü için kullanılan probların bulunduğu ısı değiştiricisi giriş-çıkış kısımlarındaki sıcaklık farkının ölçüm sonucunu etkileyeceği düşünüldüğünden bu ölçüm, test ürünü çalıştırılmadan ve içerisinden sadece ortam sıcaklığındaki su

devir daim yaptırılırken yürütülmüştür. Faydalı verim testi esnasındaki hacimsel debi ortalama olarak 951.138 lt/h iken fark basınç testi esnasındaki su sıcaklığı 22.5°C olduğu için sayısal analizdeki aynı kütlesel debinin sağlanması amacıyla test 930.45 lt/h'de yapılmıştır. Fark basınç ölçümü Siemens 7MF4433 serisi 0…1600 mbar skalasında ölçüm yapan diferansiyel basınç ölçer kullanılararak yapılmıştır.



Şekil 5.5 Su basınç ölçümü için ölçüm noktaları ve probların yerleşimi

5.1.2 Hava Tarafı Basınç Kaybının Tayini

Hava tarafının basınç kaybının belirlenmesi için ısı değiştiricisinin sağ yan yüzeyine ve ısı değiştirisicinin altındaki yoğuşma tavasının sağ ve sol tarafına birer adet prob yerleştirilmiştir. Deney esnasında su sıcaklık rejimi faydalı verim ile aynı olacak şekilde sağlanmıştır. Ancak deney süresi faydalı verimde olduğu kadar uzun alınmamıştır. Sistem termal rejime ulaştıktan sonra test 5 dakika boyunca devam ettirilmiştir. Benzer şekilde baca gazı sıcaklığı, karbonmonoksit, karbondioksit ve oksijen verileri sürekli kayıt edilmemiştir. Test esnasında gözlenen değerlerin stabil ölçümleri gözlendikten sonar kayıt edilmiştir. Veri aktarımı yapılamadığı için yine hava tarafında yapılan ölçümler stabil değerler elde edildikten sonra kayıt altına alınmıştır.

Isı değiştiricisine yerleştirilen problardan ölçüm alınmayanları tapa ile kapatılmıştır. Ölçüm için kullanılan proba fark basınç ölçerin pozitif basınç ölçüm yapan ucu bir silikon hortum ile irtibatlandırılmıştır. Fark basınç ölçerin negatif

basınç ölçüm yapan ucu ise ortama açıktır. Probların yerleştirildiği ölçüm noktalarının görselleri şekil 5.6 ve 5.7'de gösterilmiştir.



Şekil 5.6 P4 ölçüm noktası



Şekil 5.7 P5 – P6 ölçüm noktaları

5.1.3 Isı Değiştiricisinin Yüzey Sıcaklıkları

Isı değiştiricisinin yüzey sıcaklıklarının ölçümü için deney prototipi anma ısı girdisinin maksimum yükünde çalıştırılmıştır. Su gidiş sıcaklığı 80±1°C, su dönüş sıcaklığı 60±1°C olacak şekilde soğutma yükü ve su debisi ayarı yapılmıştır. Isı değiştiricisindeki sıcaklık ölçüm noktaları sayısal analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Buna göre sayısal analizde tespit edilen kritik sıcaklık noktalarına J tipi termokupllar alüminyum bant ile yapıştırılmıştır. Stabilizasyonun

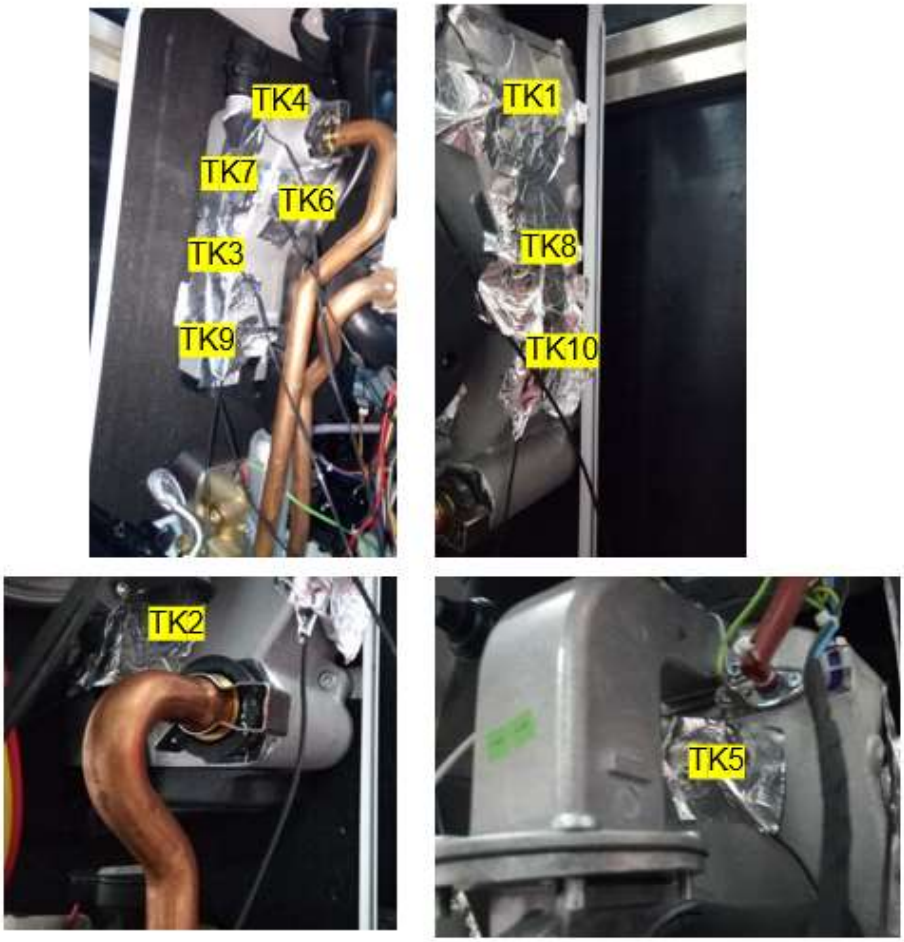
sağlanmasından sonra 5 dakika süresince sıcaklık ölçüm değerleri kayıt altına alınmıştır.

Tablo 5.6 Isı değiştiricisinin hava tarafı fark basıncı testinin ölçüm değerleri

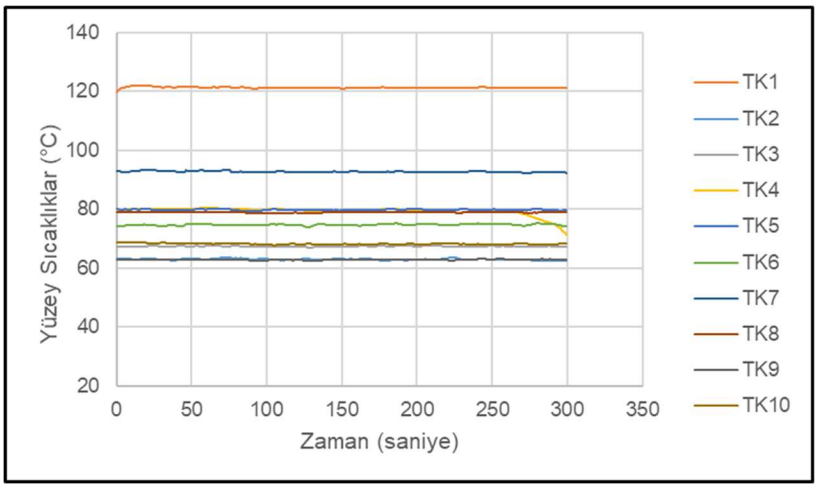
Test Verisi	Birim	Test n°1	Test Verisi	Birim	Test n°1
Test Gazı	-	G 20	Anma Isı Girdisi - (Denklem 5.1'e göre)	kW	22,507
Ortam Bağıl Nemi	%	54,786	P4 noktasındaki basınç değeri	Pa	136
Ortam Sıcaklığı (t_a)	°C	23,590	P5 noktasındaki basınç değeri	Pa	34
Ortam Basıncı (p_a)	mbar	1008,349	P6 noktasındaki basınç değeri	Pa	40
Gazın Alt Isıl Değeri (H_i)	MJ/m^3	34,020	Su Debisi	lt/h	952,896
Gas Basıncı (p_g)	mbar	20,718	Dönüş Suyu Sıcaklığı	°C	59,739
Gaz Sıcaklığı (t_g)	°C	23,181	Gidiş Suyu Sıcaklığı	°C	79,652
Gaz Hacmi	lt	200,000	ΔT	K	19,913
Test Süresi	s	300,274	Ölçülen Karbonmonoksit (CO)	ppm	71
Gaz Debisi (V_g)	m^3/h	2,412	Düzeltilmiş Karbonmonoksit (CO)	ppm	94,2
Sıcaklık Rejimi	-	80-60	Karbondioksit (CO_2)	%	8,85
Gaz Debimetresi Kalibrasyon Faktörü	-	1,006	Oksijen (O_2)	%	5,03
Isıl Kapasite Oranı	%	100	Baca Gazı Sıcaklığı	°C	86,1

Tablo 5.7 Yüzey sıcaklığı ölçüm değerleri

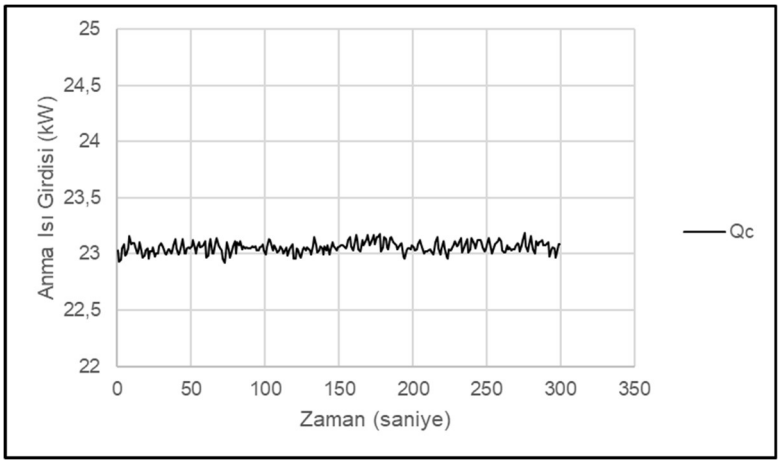
Termokupl Numarası	Ortalama Ölçüm Değeri (°C)
TK1	121,23
TK2	62,97
TK3	67,37
TK4	79,27
TK5	79,76
TK6	74,67
TK7	92,72
TK8	78,86
TK9	62,84
TK10	68,19



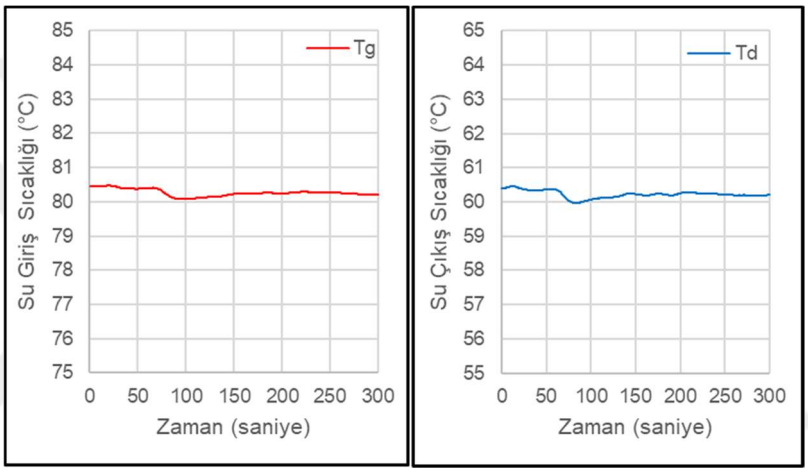
Şekil 5.8 Yüzey sıcaklıklarının ölçümü için yerleştirilen termokupllar



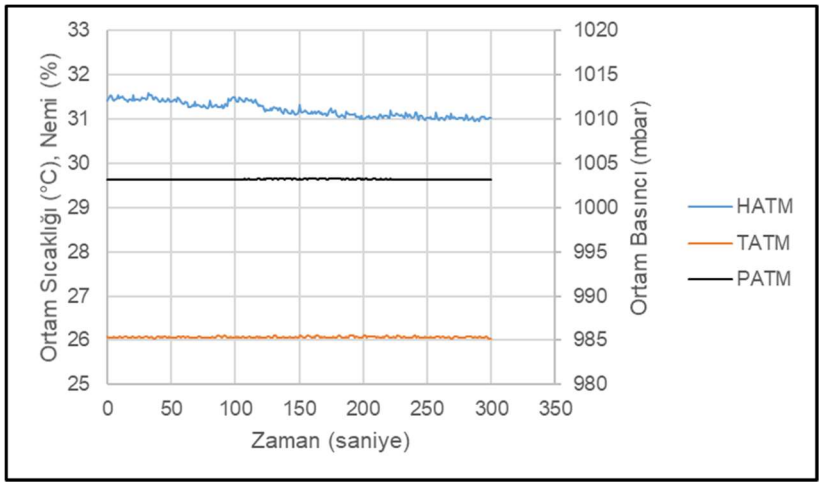
Şekil 5.9 Ölçülen yüzey sıcaklık değerleri



Şekil 5.10 Yüzey sıcaklık değerlerinin ölçümü süresince kombinin anma ısı yükü



Şekil 5.11 Yüzey sıcalık değerlerinin ölçümü süresince kombinin su giriş-çıkış sıcaklıkları



Şekil 5.12 Yüzey sıcalık değerlerinin ölçümü süresince ortam koşulları

5.1.1 NO_x Ölçümü

Öncelikle test ürünü 80°C/60°C sıcaklık rejiminde ve anma ısı yükünde çalıştırılmıştır. Burada elde edilen su debisi değeri sabit tutularak şekilde Tablo 5.3'de belirtilen kısmi ısı girdilerine uygun olarak şekilde gaz debisi azaltılmıştır.

Tablo 5.8 NO_x ölçümü

Test Verisi	Birim	Test n°1	Test n°2	Test n°3	Test n°4	Test n°5
Test Gazı	-	Doğal Gaz				
Ortam Bağıl Nemi	%	28,308	27,820	27,742	27,934	27,901
Ortam Sıcaklığı (t_a)	°C	24,978	24,983	24,826	24,772	24,605
Ortam Basıncı (p_a)	mbar	1012,231	1012,179	1012,006	1011,916	1011,650
Gazın Alt Isıl Değeri (H_i)	MJ/m^3	34,020	34,020	34,020	34,020	34,020
Gas Basıncı (p_g)	mbar	23,835	24,997	25,761	27,726	29,413
Gaz Sıcaklığı (t_g)	°C	23,959	24,110	24,065	24,147	23,985
Gaz Hacmi	lt	201,000	142,000	121,000	78,000	40,000
Test Süresi	s	300,108	300,491	301,756	300,790	305,874
Gaz Debisi (V_g)	m^3/h	2,425	1,709	1,449	0,936	0,472
Sıcaklık Rejimi	-	1,006	1,004	1,004	1,003	1,002
Gaz Debimetresi Kalibrasyon Faktörü	%	100	70	60	40	20
Isıl Kapasite Oranı	kW	23,088	16,280	13,818	8,943	4,514
Anma Isı Girdisi - (Denklem 5.1'e göre)	lt/h	949,999	949,990	950,002	949,992	950,042
Dönüş Suyu Sıcaklığı (T_d)	°C	59,783	47,980	44,025	36,538	28,089
Gidiş Suyu Sıcaklığı (T_g)	°C	80,097	62,634	56,740	45,145	32,559
ΔT	K	20,314	14,654	12,715	8,607	4,470
Faydalı Enerji - (Denklem 5.10'a göre)	kW	22,07	15,92	13,81	9,35	4,86
Ölçülen Karbonmonoksit (CO)	ppm	80	53	43	24	9
Düzeltilmiş Karbonmonoksit (CO)	ppm	103	68	56	31	12
Karbondioksit (CO_2)	%	9,10	9,08	9,05	9,08	9,00
Oksijen (O_2)	%	5,06	5,07	5,16	5,07	5,15
Baca Gazı Sıcaklığı (T_{baca})	°C	80,60	55,80	50,40	39,70	29,40
Ölçülen NO_x	ppm	14,870	14,960	14,260	14,360	9,150
Ölçülen NO_x	mg/kWh	33,629	33,848	32,390	32,490	20,774
Düzeltilmiş NO_x	mg/kWh	29,768	29,986	28,630	28,778	16,944
Hesaplama Katsayısı			0,150	0,250	0,300	0,300
Ağırlıklandırılmış Nox		20,874				
NO_x Sınıfı		5				

Bu sabit debideki çalışma esnasında soğutma yükü, her bir kısmi yük değeri için (5.4)'e uygun olacak şekilde ayarlanmıştır. Her biri 5 dakika olacak şekilde ilgili

yüklerde testler yürütülmüştür. NO_x ölçümleri için ECOPHYSICS - CLD 60 analizör kullanılmıştır. Ölçüm cihazının ölçü birimi ppm'dir. Tablo 5.4'teki G 20 gazı için verilen katsayılar kullanılarak ölçüm değerleri mg/kWh cinsinden de belirtilmiştir. Bu tablodaki değerler EN 15502 standardında [6] verilmektedir. Bu değerler oksijen değerinin %0 ve %3 değerine göre verilmiştir. Test 1.26 hava fazlalık katsayısında yapılmıştır. Bu yüzden baca gazından ölçülen kuru havadaki oksijen yüzdesi %5 civarındadır. Test süresince baca gazındaki oksijen yüzdesi Tablo 5.4'teki oksijen değerlerinden yüksek olduğu için Tablo 5.8'deki oksijen değerleri için birim dönüşüm katsayısı ekstrapolasyon yoluyla elde edilmiştir. Sonrasında ise mg/kWh cinsinden hesaplanan NO_x değerlerinin referans koşullara uygun hale getirilmesi (5.5) kullanılarak sağlanmıştır. Nihayetinde (5.6) uygulanarak ağırlıklandırılmış NO_x değeri belirlenmiştir.

5.1.2 Deneysel Hatalar ve Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar belirli bir güvenilirlik aralığında bulunmaktadır. Güvenilirlik aralığı ise deneysel çalışma esnasındaki hatalara göre belirlenmektedir. Bu yüzden deneyi yürüten kişinin saptadığı sonucun doğruluğunu incelemesi ve elde ettiği bu sonucun güvenilirlik aralığı hakkında bir analiz yürütmesi gerekir.

Hatalar deneysel hata ve hesaplama hataları olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Hatanın tümü (5.13)'te gösterildiği gibi belirlenebilir. Burada Δx toplam hata, Δx_d deneysel hata ve Δx_h ise hesaplama hatasıdır.

$$\Delta x = \Delta x_d + \Delta x_h \tag{5.13}$$

Hesaplama hataları kesme hataları ve yuvarlatma hataları olarak ikiye ayrılabilir. Kesme hataları kullanılan bağıntıdaki bazı terimlerin ihmal edilmesi sonucu çıkmaktadır. Yuvarlama hatası ise bazı ölçme sonuçlarının yuvarlatılması sebebiyle meydana gelmektedir [36].

Deneysel hatalar ise üç grupta incelenebilir. Bunlardan ilki ölçüm sistemindeki aparatlardan veya ölçüm enstrümanının konstrüksiyonundaki problemlerden kaynaklanmaktadır. Tecrübeli bir deney yürütücüsü bu tip durumlarda hata

kaynağını tespit edip sorunu ortadan kaldırabilir. İkinci olarak bilinmeyen sebeplerden dolayı tekrarlı olarak kabaca benzer sonuçları veren sabit hatalar oluşabilmektedir. Sabit hatalar için bazen sistematik hata ifadesi de kullanılabilmektedir. Üçüncü olarak testi yapan kişi tarafından ölçüm esnasında yapılan hatalar, aparat veya ölçüm cihazındaki elektronik dalgalanmalar vb. sebeplerden kaynaklı olabilen tesadüfi hatalar meydana gelebilmektedir. Tesadüfi hatalar genellikle bir istatistiksel dağılıma sahip olurlar [37]

Deneysel hataların her zaman olabileceği gerçeği göz önüne alınarak yapılan ölçümler sonucunda elde edilen çıktılar için bir hata analizi yapılmalıdır. Bu analiz hem yapılan ölçümün güvenilirlik aralığını verecek hem de gerekli görülmesi halinde ölçüm sistemindeki iyileştirmeler için uygulanması gereken revizyonlar hakkında yönlendirici olacaktır. Bunun için Kline ve McClintock tarafından önerilen belirsizlik analizi yapılacaktır [38].

Belirsizlik analizi kapsamında n adet bağımsız değişkene sahip lineer bir F fonksiyonu olsun.

$$F = F(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \tag{5.14}$$

x_i bağımsız değişkenin belirsizlik aralığı w_i olacak şekilde toplam belirsizlik w_R değerinin (5.15)'teki gibi belirleneceği önerilmiştir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_n} w_n\right)^2 \right]^{1/2} \tag{5.15}$$

(5.15) referans alınarak faydalı verimin (5.12) ve anma ısı gücünün (5.1) belirsizlik analizleri yapılacaktır. Faydalı verim hesabı için uygulanacak belirsizlik analizi yapılan testin EN 15502 standardına uygun olup olmadığının kontrolü için önemlidir. Anma ısı gücünün belirsizlik analizi faydalı verim testi sırasında ölçülen değerler üzerinden yapılacaktır.

Anma ısı gücünde çalıştırılarak ölçülen ısı değiştiricisi yüzey sıcaklıkları için kullanılan J tipi termokupllar ±1.5°C sapmaya, gaz beslemesi yapılmadan sadece anma ısı yükünde ΔT=20 K koşulu için gerekli olan su debisinde içinden su geçirilen

ısı değiştiricisinin su tarafı fark basıncı için kullanılan diferansiyel basınç ölçer %0.05 ölçüm belirsizliğine ve yine anma ısı gücünde çalıştırılarak ölçülen hava tarafı fark basıncı için kullanılan diferansiyel basınç ölçer ise %0.05 ölçüm belirsizliğine sahiptir. Bu ölçümlerde alınan veriler başka bir büyüklüğün fonksiyonuna ait bir parametre değildir. Dolayısıyla yüzey sıcaklık ve fark basınç testleri için belirsizlik analizinin yapılmasına gerek yoktur.

Ürünün EN 15502 standardına uygun emisyon değerlerinin gösterilmesi amacıyla yapılan NO_x testleri yapılan sayısal analiz çalışmalarının herhangi bir girdi veya çıktısında kullanılmamaktadır. Bu sebepten NO_x ölçümü için belirsiz analizi yapılmamıştır.

Daha önceden belirtildiği gibi ölçülen gaz debisi gerek anma giriş gücü gerekse de faydalı verim ölçümündeki ısı girdisinin ayarlanmasında normalleştirilir. Faydalı verim hesabı (5.12)'de gösterildiği gibidir. Kuru gaz debimetresi kullanıldığı için (5.12)'deki p_s değerinin 0 olarak alınmasından sonra ölçüm verilerine göre hesaplanan faydalı verimin belirsizlik analizi için (5.16) kullanılır.

$$\eta_u = \frac{4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times \left(T_g - T_d\right)}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \qquad (5.16)$$

Ölçüm değerlerine göre faydalı verimin belirsizlik hesabı (5.17)'de verildiği gibidir. Fonksiyona ait parametrelerin türev denklikleri (5.18)-(5.24)'te gösterlmiştir. Yapılan deneylerin her biri ve ortalama sonuçları için belirsizlik miktarı hesaplanmış ve tablo 5.9'da gösterilmiştir. Buna göre faydalı verimdeki belirsizlik ±%0.5 mertebesindedir. Bulunan değerler, EN 15502 standardına göre izin verilen maksimum belirsizlik olan ±%2 değerinden düşüktür.

Anma giriş gücü testi de faydalı verim testi esnasında ölçülen ilgili büyüklüklere göre hesaplanabilmektedir. Buna göre (5.1) kullanılarak tablo 5.5'teki ölçüm değerlerinin referans alınması ile anma giriş gücü ölçümleri için belirsizlik miktarları tablo 5.10'da gösterildiği gibi olmaktadır. Fonksiyona ait parametrelerin türev denklikleri (5.26)-(5.29)'da gösterlmiştir. Buna göre anma giriş gücündeki belirsizlik ±0.1 kW mertebesindedir.

$$w_{\eta_u} = \left[\left(\frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_s} w_{\dot{V}_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_g} w_{\dot{V}_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial p_a} w_{p_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial p_g} w_{p_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_u}{\partial t_g} w_{t_g} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.17)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_s} = \frac{4{,}186 \times \rho \times (T_g - T_d)}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.18)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial T_g} = \frac{4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial T_d} = \frac{-4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times T_d}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial \dot{V}_g} = \frac{-4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times (T_g - T_d)}{10^3 \times \dot{V}_g{}^2 \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial p_a} = \frac{-4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times (T_g - T_d)}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{(p_a + p_g)^2}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial p_g} = \frac{-4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times (T_g - T_d)}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{(p_a + p_g)^2}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \times 100 \quad (5.23)$$

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial t_g} = \frac{4{,}186 \times \dot{V}_s \times \rho \times (T_g - T_d)}{10^3 \times \dot{V}_g \times H_i \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times 288{,}15} \times 100 \quad (5.24)$$

Tablo 5.9 Faydalı verim deneyine ait belirsizlik analizi

TEST N°1						
Vs	0,951691	m3/h	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	-0,092933845	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	2,99193E-05
Tg	79,36	°C	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	0,324432467	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	4,64004E-05
Td	59,345	°C	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	-39,40153276	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,157053197
P_atm_ölç	1003,322	mbar	d(eta_fyd)/d(Vs)	100,2746819	(d(eta_fyd)/d(Vs))^2	0,002276746
P_gaz	23,543	mbar	d(eta_fyd)/d(Tg)	4,767949655	(d(eta_fyd)/d(Tg))^2	0,020133959
P_ref_atm	1013,25	mbar	d(eta_fyd)/d(Td)	-4,767949655	(d(eta_fyd)/d(Ts))^2	0,011258852
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (%)	**0,518697086**
T_0	273,15	K				
Hi	34,02	MJ/m^3				
Vg	2,422	m^3/h				
tg	20,996	°C				
TEST N°2						
Vs	0,951423	m^3/h	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	-0,093064114	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	2,93694E-05
Tg	79,306	°C	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	0,324652296	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	4,72054E-05
Td	59,308	°C	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	-39,51587724	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,157963412
P_atm_ölç	1003,412	mbar	d(eta_fyd)/d(Vs)	100,4278761	(d(eta_fyd)/d(Vs))^2	0,002282422
P_gaz	23,293	mbar	d(eta_fyd)/d(Tg)	4,777947354	(d(eta_fyd)/d(Tg))^2	0,020190978
P_ref_atm	1013,25	mbar	d(eta_fyd)/d(Td)	-4,777947354	(d(eta_fyd)/d(Ts))^2	0,011292025
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (%)	**0,519890951**
T_0	273,15	K				
Hi	34,02	MJ/m^3				
Vg	2,418	m^3/h				
tg	21,163	°C				
TEST N°3						
Vs	0,950299	m^3/h	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	-0,093121234	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	2,90656E-05
Tg	79,302	°C	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	0,324818887	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	4,71556E-05
Td	59,315	°C	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	-39,6151161	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,158754483
P_atm_ölç	1003,367	mbar	d(eta_fyd)/d(Vs)	100,5907353	(d(eta_fyd)/d(Vs))^2	0,002284423
P_gaz	23,158	mbar	d(eta_fyd)/d(Tg)	4,782672495	(d(eta_fyd)/d(Tg))^2	0,020228892
P_ref_atm	1013,25	mbar	d(eta_fyd)/d(Td)	-4,782672495	(d(eta_fyd)/d(Ts))^2	0,011317041
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (%)	**0,520798975**
T_0	273,15	K				
Hi	34,02	MJ/m^3				
Vg	2,413	m^3/h				
tg	21,141	°C				
ORTALAMA TEST SONUÇLARI						
Vs	0,951138	m^3/h	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	-0,093033693	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	2,95319E-05
Tg	79,323	°C	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	0,324578969	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	4,7086E-05
Td	59,323	°C	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	-39,50399891	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,15786846
P_atm_ölç	1003,367	mbar	d(eta_fyd)/d(Vs)	100,4277711	(d(eta_fyd)/d(Vs))^2	0,00228105
P_gaz	23,365	mbar	d(eta_fyd)/d(Tg)	4,776033468	(d(eta_fyd)/d(Tg))^2	0,020183455
P_ref_atm	1013,25	mbar	d(eta_fyd)/d(Td)	-4,776033468	(d(eta_fyd)/d(Ts))^2	0,011288688
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (%)	**0,519731783**
T_0	273,15	K				
Hi	34,02	MJ/m^3				
Vg	2,418	m^3/h				
tg	21,141	°C				

$$w_{Q_c} = \left[\left(\frac{\partial Q_c}{\partial \dot{V}_g} w_{\dot{V}_g}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial P_g} w_{P_g}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial P_a} w_{P_a}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial t_g} w_{t_g}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{5.25}$$

$$\frac{dQ_c}{d\dot{V}_g} = H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \sqrt{\frac{1013{,}25 + p_g}{1013{,}25} \times \frac{p_a + p_g}{1013{,}25} \times \frac{288{,}15}{273{,}15 + t_g}} \tag{5.26}$$

$$\frac{dQ_c}{dP_g} = H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \frac{1}{2} \times \dot{V}_g \sqrt{\frac{1}{1013{,}25^2} \times \frac{288{,}15}{273{,}15+t_g}} \times \frac{(1013{,}25+P_a+2P_g)}{\sqrt{(1013{,}25\times P_a)+(1013{,}25\times P_g)+P_a\times P_g+P_g^2}} \quad (5.27)$$

Tablo 5.10 Anma giriş gücünün ölçümü deneyine ait belirsizlik analizi

TEST N°1						
Hi	34,02	MJ/m^3	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	0,022357446	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	1,7316E-06
Pa	1003,3	mbar	d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç)	0,011354844	(d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç))^2	0,001168115
Pg	23,543	mbar	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	-0,039212717	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	6,7784E-07
P_ref_atm	1013,3	mbar	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	9,524577907	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,009177239
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (kW)	**0,101723954**
Vg	2,422	m^3/h				
Tg	20,996	°C				
Qc	23,069					
TEST N°2						
Hi	34,02	MJ/m^3	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	0,022314184	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	1,68847E-06
Pa	1003,4	mbar	d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç)	0,011331063	(d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç))^2	0,001163436
Pg	23,293	mbar	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	-0,039106877	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	6,84953E-07
P_ref_atm	1013,3	mbar	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	9,519985465	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,009168237
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (kW)	**0,10165651**
Vg	2,418	m^3/h				
Tg	21,163	°C				
Qc	23,019					
TEST N°3						
Hi	34,02	MJ/m^3	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	0,022268877	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	1,66218E-06
Pa	1003,4	mbar	d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç)	0,011307606	(d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç))^2	0,00115852
Pg	23,158	mbar	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	-0,039024424	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	6,8065E-07
P_ref_atm	1013,3	mbar	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	9,518886782	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,009165928
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (kW)	**0,101620819**
Vg	2,413	m^3/h				
Tg	21,141	°C				
Qc	22,969					
ORTALAMA TEST SONUÇLARI						
Hi	34,02	MJ/m^3	d(eta_fyd)/d(P_gaz)	0,022315021	(d(eta_fyd)/d(P_gaz))^2	1,69905E-06
Pa	1003,4	mbar	d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç)	0,011332116	(d(eta_fyd)/d(P_atm_ölç))^2	0,001163548
Pg	23,365	mbar	d(eta_fyd)/d(T_gaz)	-0,039113135	(d(eta_fyd)/d(T_gaz))^2	6,83748E-07
P_ref_atm	1013,3	mbar	d(eta_fyd)/d(V_gaz)	9,520797125	(d(eta_fyd)/d(V_gaz))^2	0,0091698
T_ref_gaz	288,15	K			Toplam Belirsizlik (kW)	**0,101664795**
Vg	2,418	m^3/h				
Tg	21,141	°C				
Qc	23,021					

$$\frac{dQ_c}{dP_a} = H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \frac{1}{2} \times \dot{V}_g \sqrt{\frac{1}{1013{,}25^2} \times \frac{288{,}15}{273{,}15+t_g}} \times \frac{(1013{,}25+P_g)}{\sqrt{(1013{,}25\times P_a)+(1013{,}25\times P_g)+P_a\times P_g+P_g^2}} \quad (5.28)$$

$$\frac{dQ_c}{dt_g} = -H_i \times \frac{10^3}{3600} \times \frac{1}{2} \times \dot{V}_g \sqrt{\frac{1013{,}25+P_g}{1013{,}25} \times \frac{P_a+P_g}{1013{,}25} \times 288{,}15} \times \frac{1}{\sqrt{(273{,}15+t_g)^3}} \qquad (5.29)$$

5.1.3 Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirilmesi

Optimizasyon çalışması yapılan ısı değiştiricisinde aşağıda belirtilen testler uygulanmıştır.

- Faydalı verim testi
- Su tarafı fark basınç testi
- Hava tarafı fark basınç testi
- Yüzey sıcaklık testi
- NO_x testi

Faydalı verim testinde ısı değiştiricisinin anma ısı yükündeki verimi belirlenmiştir. EN 15502 standardına [6] uygun bir şekilde yürütülen testte ısı değiştiricisine giren ve ısı değiştiricisinden çıkan suyun sıcaklık değerleri (T_d, T_g), faydalı enerji (Q_f), baca gazı sıcaklık değerleri (T_{baca}) elde edilmiştir. Yanma için hava fazlalık katsayısı 1.26 olacak şekilde ayarlanmış ve emisyonlar baca gazı analizörü ile ölçülmüştür. Ardışık üç test yürütülmüş ve ürünün performans değerlendirmesi için bu üç testin ortalama verileri kullanılmıştır. Test sonuçlarına göre su giriş sıcaklığı 59.323 °C, su çıkış sıcaklığı 79.323 °C, baca gazı sıcaklığı 88.96 °C, anma giriş gücü 22.668 kW, çıkış gücü 21.729 kW, faydalı verim %96.09, O_2 %4.88 ve CO_2 %9.07 olarak ölçülmüştür. Bu değerler sayısal analiz çalışmalarında sınır koşulu olarak veya sayısal analiz için gerekli ön hesaplamalar için kullanılacaktır. Belirsizlik analizi faydalı verim testlerinde anma giriş gücü ve faydalı verim ölçümlerinin herbiri için yapılmıştır. Anma giriş gücü için ±0.1 kW, faydalı verim için ±%0.5 mertebelerinde belirsizlik olabileceği saptanmıştır. Bu değerler EN 15502 standardında [6] verilen belirsizlik aralığının içerisindedir.

Su tarafı fark basınç ölçümünde ısı değiştiricisinde yanma prosesi olmadan ölçüm yapılmıştır. Ölçümde anma ısı girdisindeki ΔT=20 K koşulu için gerekli debinin ölçümünde hacimsel ölçüm yapan debimetre kullanılmıştır. Yani kütlesel debinin belirlenmesi için hacimsel debi ile birlikte yoğunluk bilgisi de gereklidir. Yanma

esnasında ısı değiştiricisinde sıcaklık gradyeni yüksek olup yoğunluk değişimi gerçekleşeceğinden dolayı su tarafı fark basıncı yanma prosesi olmadan yapılmıştır. Sistemdeki su sıcaklığı ortam şartlarındayken anma ısı girdisindeki hesaplanan kütlesel debiye uygun olacak şekilde hacimsel debi belirlenmiştir. Yapılan ölçümde ısı değiştiricisinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybı (statik yükseklik farkı dahil) 84.59 mbar olarak bulunmuştur.

Hava tarafı fark basınç ölçümü ısı değiştiricisinde yanma olduğu zaman yapılmıştır. Ortam şartlarındaki hava kullanılarak debi hesabı yapılabilmesine rağmen hava debisinin ölçümü laboratuvar şartlarında yapılamamaktadır. Bunun yerine ısı değiştiricisi anma ısı yükünde çalıştırılarak ilgili hava debisi elde edilmiş ve basınç farkı bu debide ölçülmüştür. Isı değiştiricisinin geometrisi gereği giriş tarafındaki basınç tek noktadan alınmıştır. Bunun sebebi ısı değiştiricisinin diğer yüzeylerinde su kanallarının bulunmasıdır. Isı değiştiricisinin alt tarafında ise iki ölçüm noktası belirlenebilmiştir. İkiden fazla noktada yine geometrik sınırlamalardan dolayı ölçüm yapılamamıştır. Özellikle resirkülasyonun yoğun olabileceği bu bölgede en azından iki noktadan ölçüm yapabilmek daha güvenilir veri elde edilmesine olanak tanımıştır. Yapılan ölçüme göre hava tarafı fark basıncı 99 Pa olarak belirlenmiştir.

Yüzey sıcaklık testi için ısı değiştiricisinin kritik noktalarında termokupl kullanılarak ölçüm yapılmıştır. Termokupllar ısı değiştiricisine alüminyum bant kullanılarak yapıştırılmıştır. Test esnasında stabil veri alabilmek için testler birkaç defa tekrar edilmiştir. En stabil ölçümün yapıldığı testin verileri kullanılmışıtır. Stabil veri alımasındaki zorluğun sebebi gerek ısı değiştiricisinin ilgili yüzeylerinin yüksek sıcaklıkta olması gerekse de ısı değiştiricisinin geometrik formlarından dolayı alüminyum bandın yapıştırıcılık özelliğinin azalmasından kaynaklı olarak termokupl-yüzey arasında zaman zaman boşluk kalmasıdır. Deneysel çalışmalar esnasında en azından su giriş-çıkış kısımlarına yakın yerlerde yapılan ölçümler yapılan ölçümün doğruluğu konusunda bilgi verebilmiştir. Yüzey sıcaklık testinde ölçülen ortalama su giriş sıcaklığı 60.221°C, TK2 termokupl ile ölçülen ortalama sıcaklık ise 62.97°C'dir. Ortalama su çıkış sıcaklığı 80.263°C, TK6 termokupl ile ölçülen ortalama sıcaklık ise 74.67°C'dir. Buna göre yüzey sıcaklık ölçümünün

tutarlı olduğu belirtilebilir. Termokupllar ile ölçülen yüzey sıcaklık değerleri sayısal analiz sonuçları için referans veri olarak kullanılacaktır.

NO_x testi sadece incelenen ürünün EN 15502 standardında [6] belirtilen emisyon kriterlerine uygunluğun gösterilmesi için yapılmıştır. Ağırlıklandırılmış NO_x değeri EN 15502 standardına [6] göre 20.657 mg/kWh olarak bulunmuştur. Bu değer standarda göre sınıf 5'de bulunmaktadır.

5.1.4 Deneysel ve Sayısal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Referans ısı değiştiricisi için uygulanan sayısal analiz metotları yapılan deneysel çalışmalarla uyumluluk sağlamaktadır. Tablo 5.11'de hem deneysel hem de sayısal analiz çıktılarının olduğu performans verileri bulunmaktadır.

Deneysel çalışmalar sonucunda ölçüm verilerine göre hesaplanan ısı girdisi (Q_i) referans alındığında sayısal analizdeki ısı girdisi %1.29 farklılık göstermektedir. Bu veriler şekil 5.13'de gösterilmiştir. Bunun temel sebebi sayısal analiz girdilerinin analitik hesaplamalarında referans olarak deneysel çalışmalardaki ortam koşulları (Tatm : 21.8 °C, Tg : 21.1 °C, Pg +Patm : 1003.37+ 23.37 = 1026.74 mbar) yerine EN 437 standardında [31] belirtilen referans değerlerin (Tatm: 20 °C, Tg : 15 °C, Pg +Patm : 1013.25 mbar) kullanılmasıdır. Kullanılan yakıtın alt ısıl değeri standartta tanımlanan referans koşullara göredir. Yakıt alt ısıl değerinin standartta verildiği gibi kullanılması halinde ise hava tarafı kütlesel debisinin belirlenebilmesi için yine standartta belirtilen ortam ve gaz beslemesi koşulları referans alınmalıdır. Sayısal analizlerin kendileri arasındaki giriş gücü değerlerinde ise hesaplama adım ve parametreleri aynı olduğu için sapma bulunmamaktadır.

Çıkış güçlerinin kıyaslamasını esasında sayısal analiz sonuçları arasında yapmak daha uygundur. Çünkü giriş gücünün deneysel çalışma ile sayısal analiz çalışmaları arasında %1.29 oranındaki farklılığının çıkış gücü değerini de etkileyeceği için deneysel ve sayısal çalışmaların ısı transferi kıyaslamasını faydalı verim üzerinden değerlendirmek daha doğru olacaktır.

Deneysel çalışmaların belirsizlik analizleri bu bölüm kapsamında yapılmıştı. Buna göre faydalı verim testinin ortalama sonuçlara göre belirsizliği %0.52 olarak hesaplanmış ve EN 15502 standardında [6] şart koşulan aralık içerisinde olduğu

doğrulanmıştır. Şekil 5.15'te referans ısı değiştiricisi için sayısal ve deneysel analiz çalışmaları sonucunda belirlenen faydalı verim değerleri sunulmaktadır. Referans ısı değiştiricisi ile yapılan deneysel çalışmalardaki faydalı verim sonucunun sayısal analizdeki faydalı verim sonucu kıyaslandığında sonuçların EN 15502 standardında [6] belirtilen maksimum ±%2 belirsizlik aralığı içerisinde olduğu görülmektedir. Bu

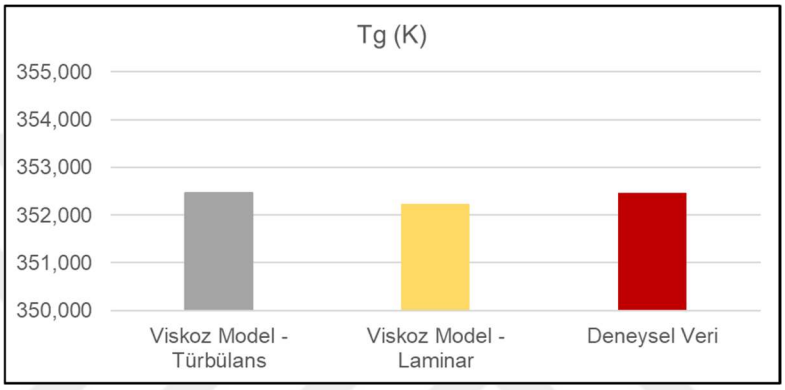
Tablo 5.11 Referans ısı değiştiricisi için deneysel ve sayısal verilerin sonuçları

	Birim	Viskoz Model Türbülans	Viskoz Model Laminar	Deneysel Veri
Isı değiştiricisinin ağırlığı ($W_{ısı_değiştiricisi}$)	-	W	W	W
Faydalı Verim Hesabı için Isı Girdisi (Q_i)	kW	22,380	22,379	22,668
Faydalı Enerji (Q_f)	kW	21,699	21,471	21,782
Faydalı verim (η_u)	%	96,96%	95,94%	96,09%
Hava giriş yüzeyinden alan ortalamalı sıcaklık değeri (Th_maks)	K	1967	1967	-
Hava tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$)	kg/s	0,0103054	0,0103054	-
Su tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$)	kg/s	0,259275	0,259275	0,258348
Su çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tg)	K	352,460	352,239	352,473
Su giriş tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Td)	K	332,473	332,473	332,473
Su tarafı deltaT (ΔT_su)	K	19,987	19,766	20,000
Hava çıkış tarafının alan ortalamalı sıcaklık değeri (Tbaca)	K	343,252	362,466	362,1
Hava giriş tarafındaki alan ortalamalı basınç değeri (ΔPhava)	Pa	104,786	92,8847	99
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri	Pa	7626,21	7625,59	8860
Su giriş tarafının alan ortalamalı basınç değeri - statik yükseklik hariç (ΔPsu)	Pa	5286	5285	6520
Dış yüzeydeki maksimum sıcaklık (Tdy_maks)	K	397,292	392,327	394,48
Hava tarafındaki maksimum yüzey sıcaklığı (Tiy_maks)	K	450	451,114	-
Isı değiştiricisi et kalınlığı (t)	-	t	t	t
Isı değiştiricisinin uzunluğu (L)	-	L	L	L

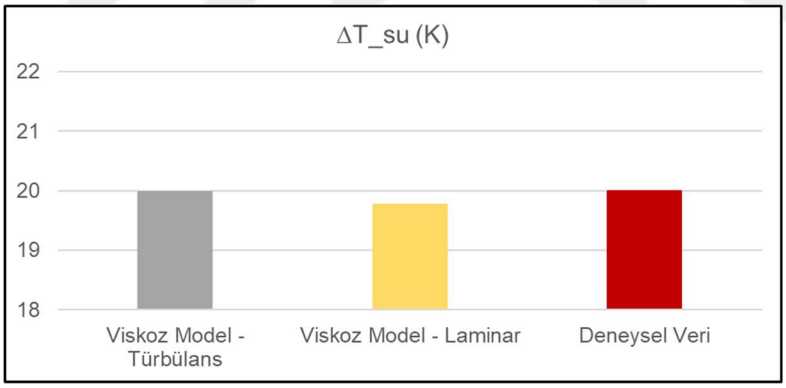
durum uygulanan sayısal analiz metotlarının uygunluğu hakkında bilgi verebilir. Bununla birlikte hava tarafında viskoz modelin türbülanslı kullanılması

durumundaki analizle karşılaştırıldığında laminar modelin kullanıldığı sayısal analizde bulunan sonuç deneysel sonuçla daha tutarlıdır.

Şekil 5.13'de gösterilen su çıkış sıcaklığı (T_g) hava tarafında türbülans viskoz modeli seçildiğinde deneysel sonuca göre 0.013 K daha düşüktür. Viskoz model laminar olduğunda ise bu fark 0.234 K olmaktadır. Sayısal analizde su giriş sıcaklığı (T_d) deneysel verilerdeki ile aynı değerde girildiği için su çıkış sıcaklığındaki farklılık şekil 5.14'te gösterildiği gibi su tarafı fark sıcaklık değerleri (ΔT_su) için de geçerlidir.



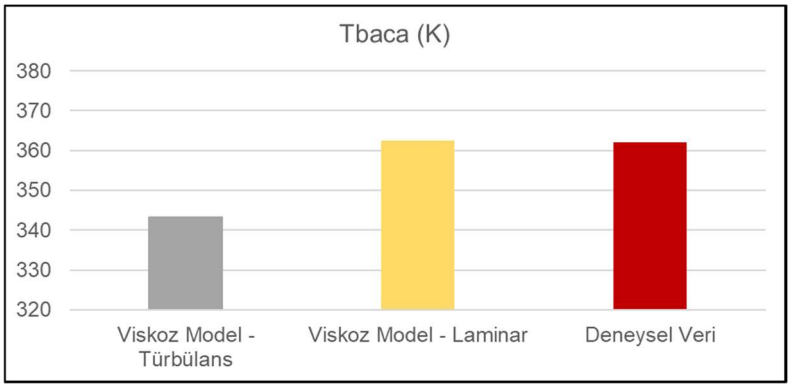
Şekil 5.13 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su çıkış sıcaklığı (Tg)



Şekil 5.14 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su sıcaklık farkı değerleri (ΔT_su)

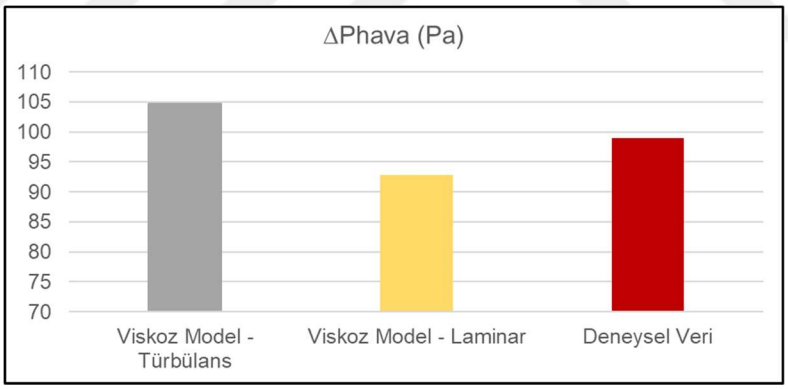
Şekil 5.15'te baca gazı sıcaklığına (T_{baca}) ait veriler gösterilmektedir. Baca gazı sıcaklığı deneysel çalışmalar 22.668 kW ısı girdisi, 332.473 K su giriş sıcaklığı ve 352.473 K su çıkış sıcaklığı koşullarında 362.1 K olarak ölçülmüştür. Hava tarafındaki viskoz model laminar olduğunda T_{baca} değeri deneysel sonuca daha yakın olup 362.466 K bulunmuştur. Ancak türbülans modeli uygulandığında ise T_{baca}

343.252 K olmaktadır. Baca gazı sıcaklığındaki bu farklılık faydalı verimdeki farklılığı da açıklamaktadır.



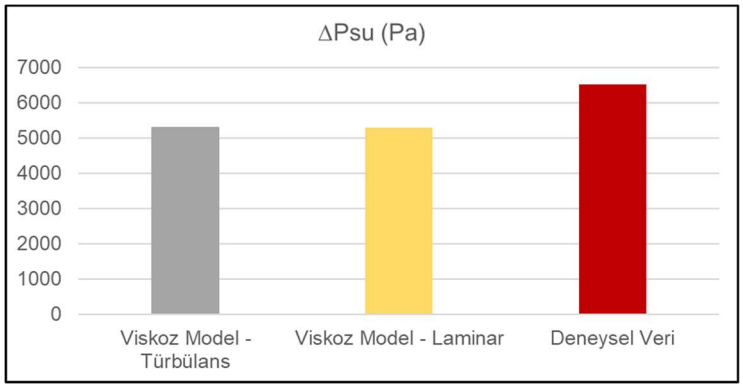
Şekil 5.15 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen hava tarafı çıkış sıcaklık değerleri (T_{baca})

Şekil 5.16'da hava tarafındaki basınç farkının sayısal ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre laminar model çözümlemesinde bulunan hava tarafı basınç farkı (ΔP_{hava}) deneysel çalışmada bulunan sonuca göre 6.12 Pa daha düşükken türbülans modeli kullanılarak yapılan çözümlede bu değer 5.79 Pa daha yüksektir. İki taraftaki fark da benzer mertebede bulunmaktadır.

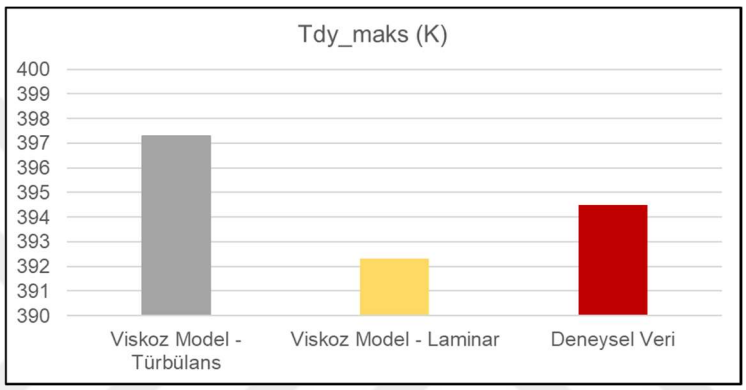


Şekil 5.16 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen hava tarafı basınç kaybı değerleri (ΔP_{hava})

Su tarafındaki fark basınç değeri (ΔP_{su}) ise şekil 5.17'de gösterildiği gibidir. Bu sonucun değeri her iki sayısal analiz çözümlemesinde de aynı olup deneysel çalışmada bulunan sonuca kıyasla %18.94 daha düşüktür. Aradaki fark 0.1 mSS mertebesinde olup bir kombide kullanılan pompanın çalışma eğrisi incelenecek olursa ihmal edilebilir seviyededir. Her iki sayısal analizdeki ΔP_{su} değerinin aynı olmasının sebebi su tarafında aynı türbülans modelin kullanılmasıdır.



Şekil 5.17 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen su tarafı basınç kaybı değerleri (ΔP_{su})

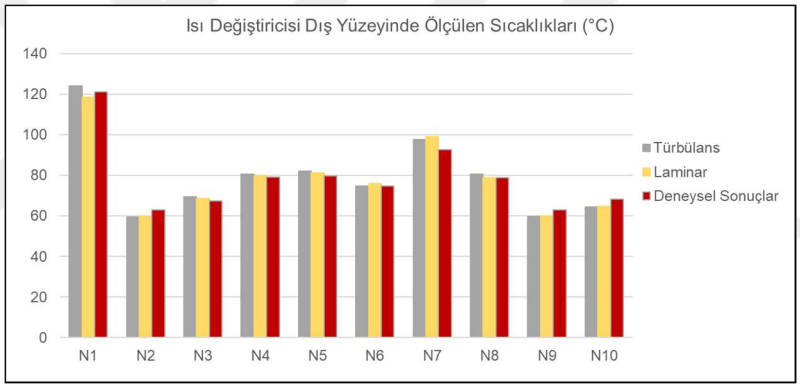


Şekil 5.18 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen dış yüzeyin maksimum sıcaklık değeri (T_{dy_maks})

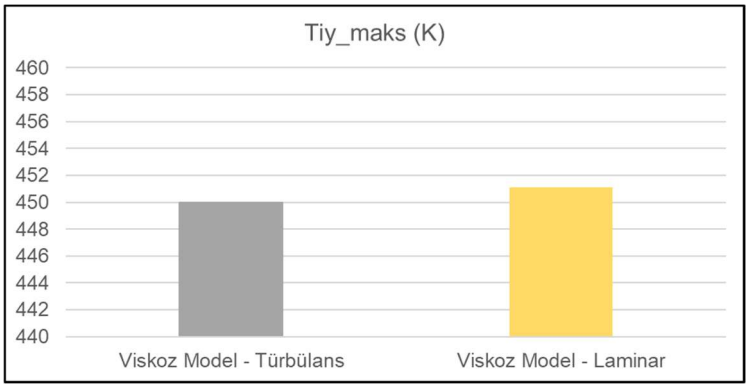
Isı değiştiricisinin dış yüzeyindeki dış sıcaklığın maksimum değerinin (T_{dy_maks}) hava tarafında türbülans viskoz modeli seçildiğinde 2.76 K daha yüksek, viskoz model laminar seçildiğinde ise 2.15 K daha düşük olduğu görülmektedir. Karşılaştırma verileri şekil 5.18'de gösterilmektedir. Aradaki fark benzer mertebede olup bulunan değerler deneysel sonuçlarla tutarlıdır. Aynı zamanda bu değerler ısı değiştiricisi malzemesinin erime sıcaklığının altındadır.

Isı değiştiricisi dış yüzeyinde belirlenen diğer noktalarda da sıcaklık değerleri incelenmiştir. Bu noktalar ısı değiştiricisinde sıcaklık değişiminin yüksek olduğu yan yüzeyler, ısı değiştiricisi üzerinde sıcaklık sensörlerinin bulunduğu alanlar, su gidiş-dönüş bağlantılarının olduğu alanlar gibi kritik yerler için belirlenmiştir. Sıcaklık değerleri deneysel ve sayısal çalışmalarla elde edilmiştir. İncelenen noktalar şekil 4.6-4.15'te ve şekil 5.8'de gösterilmiştir. Sayısal analizde yüzey sıcaklık değerleri hava tarafı için seçilen her iki viskoz model uygulaması için

alınmıştır. Nihayetinde şekil 5.19'da gösterildiği gibi veriler kendi aralarında kıyaslanmıştır. Buna göre hava tarafı viskoz modelin türbülans ve laminar olması koşullarına göre kıyaslama yapıldığında N1 noktası haricinde diğer tüm noktalardaki sıcaklık değerleri arasında 2 K'den az fark bulunmaktadır. Hava tarafındaki viskoz modelin laminar olarak uygulanması halinde deneysel sonuçlarla aradaki fark N7 noktası haricinde 3 K mertebelerindedir. N7 noktasında ise deneysel sonuçlara kıyasla 6.476 K daha düşük sıcaklık değeri görülmektedir. Bunun sebebi olarak laminar çözüm yapıldığında N7 noktası civarındaki sıcaklık gradyeninin yüksek olması ve deneysel çalışmada daha önceden de belirtilen durumların da etkisiyle yüksek doğrulukta veri alınamaması gösterilebilir. Ancak yine de sayısal analiz çalışmaları deneysel çalışmalarla büyük ölçüde tutarlılık içerisindedir. Ayrıca yüzeydeki sıcaklık değişiminin yönü ve büyüklüğü hakkında elde edilen sayısal analiz verileri deneysel verilerle doğrulanabilmektedir.



Şekil 5.19 Dış yüzeydeki belirlenen noktaların deneysel ve sayısal olarak elde edilen sıcaklık değerleri (T_{dy})

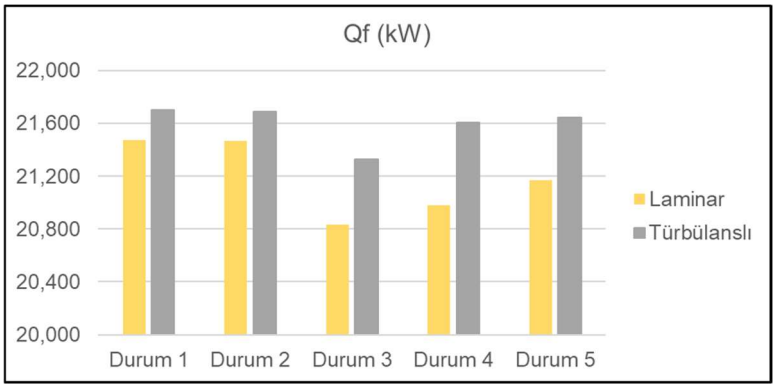


Şekil 5.20 Isı değiştiricisinin iç yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{iy_maks})

Şekil 5.20'de ısı değiştiricisinin iç yüzeyindeki maksimum sıcaklık değerleri (T_{iy_maks}) karşılaştırılmaktadır. Deneysel olarak bu değer yüksek doğrulukta ölçülemediğinden dolayı kıyaslama sadece sayısal analiz verilerine göre yapılmıştır. Buına göre kullanılan farklı viskoz modellerle yapılan sayısal analizlerde maksimum iç yüzey sıcaklığı 450 K mertebelerinde olup bu değer ısı değiştiricisi malzemesinin erime sıcaklığından düşüktür.

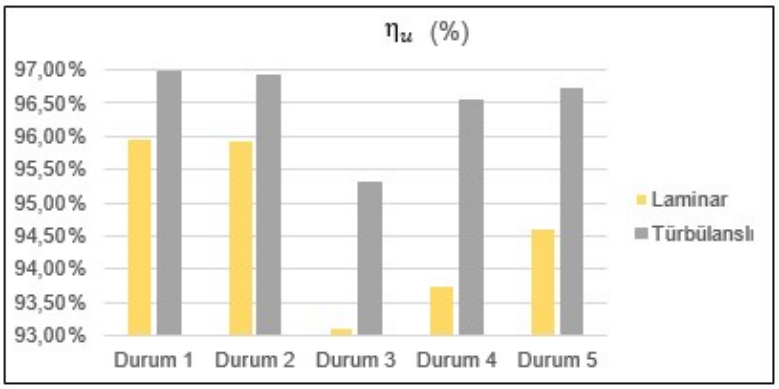
Referans ısı değiştiricisinin deneysel sonuçları ile kıyaslama yapıldığında uygulanan sayısal analizlerin tutarlı olduğu görülmektedir. Buna göre ısı değiştiricisinin farklı et kalınlığı (t) ve farklı yükseklikte (L) olması durumları için sayısal analiz çalışmaları yürütülebilir. Sayısal analiz çalışmalarında hava tarafındaki viskoz modelin laminar veya türbülans k- ϵ olarak uygulanması halindeki kıyaslamaları şekil 5.24-5.32'de gösterilmiştir.

Isı girdisinin büyüklüğü hesaplanmış bir giriş koşulu değeri olduğu için tüm durumlarda aynıdır. Şekil 5.21'de gösterilen faydalı enerji (Q_f) ve dolayısıyla şekil 5.25'te gösterilen faydalı verim (η_u) kıyaslamalarında en düşük performans durum 3'de bulunmaktadır. Hava tarafı viskoz modelin laminar veya türbülans model olarak uygulanması halinde performans trendinde bir değişiklik olmasa da referans ısı değiştiricisine kıyasla viskoz model laminar olduğunda daha keskin farklılıklar olduğu görülmektedir. Öyleki durum 3'de faydalı verim değeri EN 15502 standardında [6] verilen faydalı verim değeri alt sınırının biraz üzerindedir. Ancak her iki viskoz model uygulamasında da durum 2 referans durumla benzer nicelikte sonuca sahiptir.



Şekil 5.21 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen faydalı çıkış gücü değerleri (Q_f)

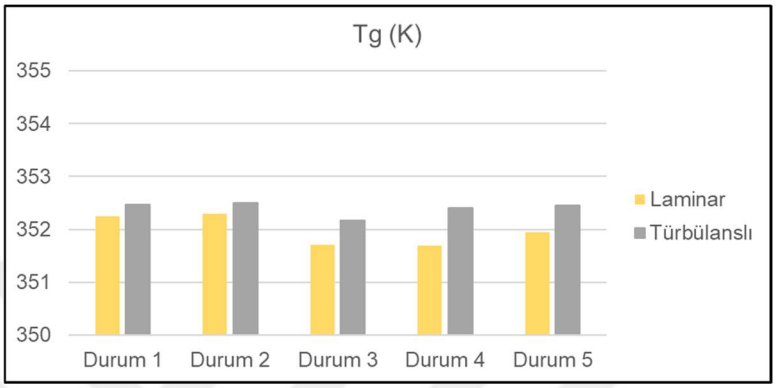
Şekil 5.28'de gösterilen baca gazı sıcaklığındaki (T_{baca}) değişim de faydalı verim ile benzer karakterdedir. En düşük faydalı verimin bulunduğu durum 3'de baca gazı sıcaklığı en yüksektir. Hava tarafı viskoz modelin laminar olması halinde durum 3'te baca gazı sıcaklığı 417 K mertebelerinde iken türbülans modeli uygunlandığında ise 376 K mertebelerindedir. Ayrıca durum 4 ve durum 5 incelendiğinde hava tarafı viskoz modelin laminar olması halinde baca gazı sıcaklığı yine 99°C'ın üzerinde gözükmektedir.



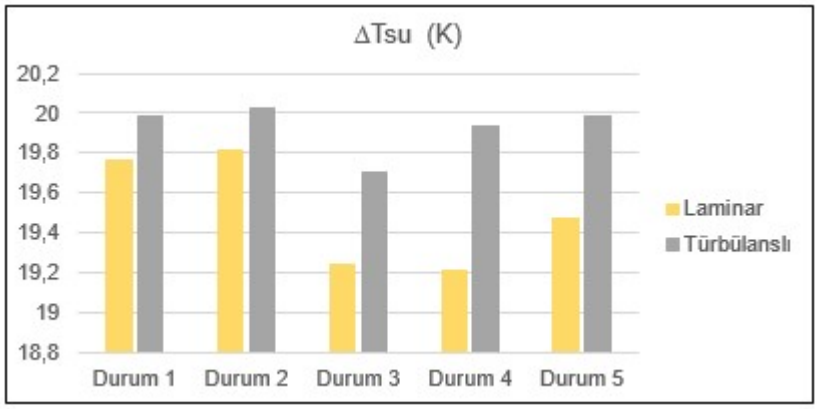
Şekil 5.22 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen faydalı verim değerleri (η_u)

Isı değiştiricisinin su giriş tarafı sıcaklık değeri (T_d) sayısal analiz çalışmaları için deneysel çalışmalara bağlı bir giriş koşulu parametresi olup deneysel verilerdeki aynı değer kullanılmıştır. Su çıkış sıcaklık değeri (T_g) ise ısı değiştiricisindeki faydalı verime (η_u) ve dolayısıyla çıkış gücü (Q_f) ile benzer değişimde olmalıdır. T_g değerleri şekil 5.26'da gösterildiği gibi olup en düşük değer beklendiği gibi faydalı verimin en düşük olduğu durum 3'te elde edilmiştir. Yine şekil 5.24'te gösterilen su tarafı fark sıcaklık değeri (ΔT_{su}) ise sabit su giriş sıcaklık değerinden (T_d) dolayı su çıkış sıcaklık değeri (T_g) ile benzer değişime sahiptir. Ancak EN 15502 standardında [6] göre ΔT_{su} değeri faydalı verim testinde 20±2 K aralığında, su giriş sıcaklık değeri (T_d) ve su çıkış sıcaklık değerleri (T_g) de sırasıyla 60±1 °C ve 80±1 °C koşuluna uygun olmalıdır. Sayısal analiz çalışmaları için su çıkış sıcaklık değerinin 80±1 °C koşuluna uygun olması için su tarafı kütlesel debisinin ($\dot{m}_{su}$) uygun olarak belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 5.23 ve 5.24'te gösterilen sonuçların EN 15502 standardının [6] gerektirdiği bu koşullara uygun olduğu görülmektedir. Buna göre su tarafı kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$) tüm durumlar için sabit tutulmuştur.

Şekil 5.25'te gösterildiği gibi ısı değiştiricisinin hava tarafındaki fark basınç değerleri hava tarafı viskoz modelinin laminar olduğu koşulda türbülans olarak uygulandığı koşula göre %10 mertebelerinde daha düşüktür. Şekil 5.27'de gösterilen su tarafı fark basınç değerleri arasında farklılık ihmal edilecek mertebededir. Çünkü ısı değiştiricilerinin sayısal analizlerinde su tarafı her zaman türbülans viskoz model kullanılarak çözümlenmiştir.

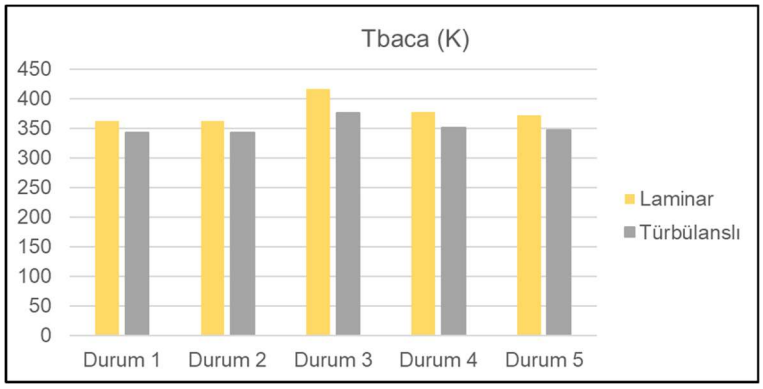


Şekil 5.23 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen su gidiş sıcaklığı değerleri (T_g)

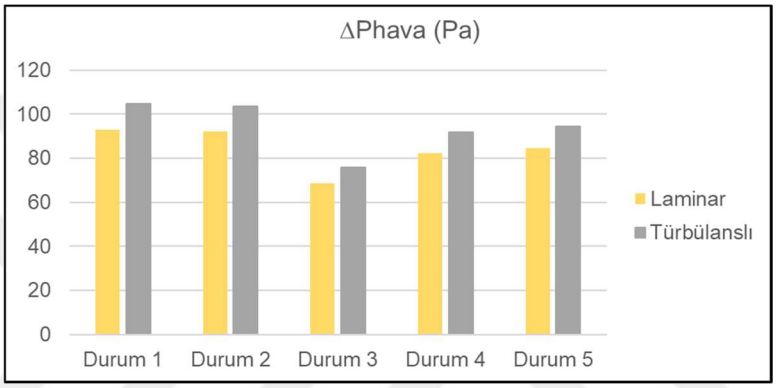


Şekil 5.24 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde su tarafı fark sıcaklık değerleri (ΔT_{su})

Isı değiştiricilerinin dış yüzey sıcaklık değerleri yapılan tüm analizlerde ısı değiştiricisinin erime sıcaklığının altındadır. Bununla birlikte şekil 5.28'de incelenebileceği gibi hava tarafında türbülans viskoz model uygulandığında dış yüzey sıcaklıkları laminar viskoz model uygulamasındaki analiz sonuçlarına göre %1-2 mertebelerinde daha yüksek olmaktadır.

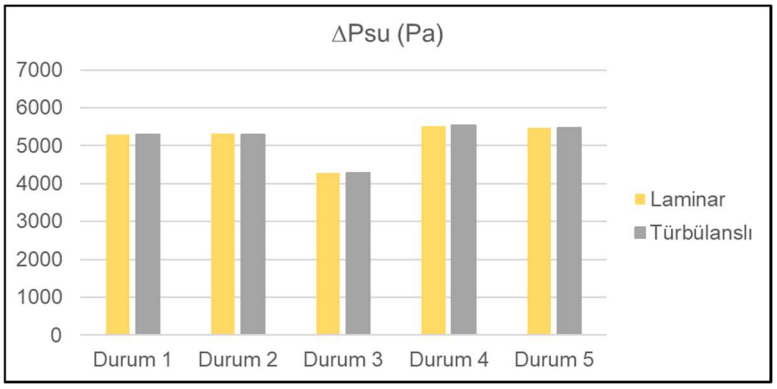


Şekil 5.25 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri (T_{baca})

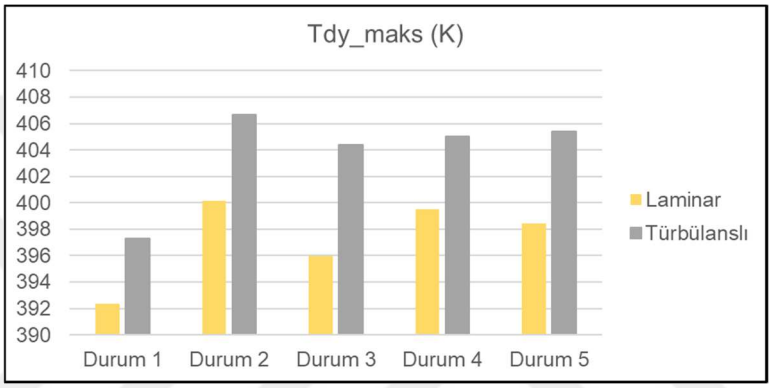


Şekil 5.26 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde hava tarafı fark basınç değerleri (ΔP_{hava})

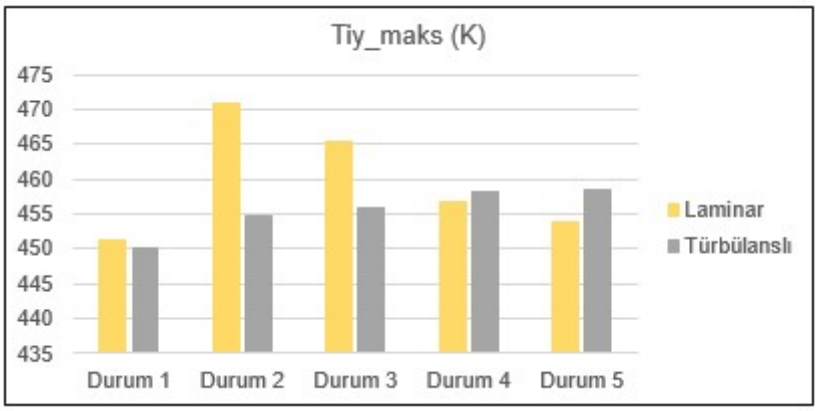
Isı değiştiricisinin iç yüzey sıcaklıkları her durum için ve hava tarafında uygulanan farklı viskoz modeller için şekil 5.29'da gösterilmiştir. Buna göre hava tarafında türbülans viskoz model uygulandığında en yüksek sıcaklık değeri durum 5'te 458.383 K değerindedir. En yüksek sıcaklık değerinin en düşük yükseklik ve t-0.5 mm et kalınlığındaki durum 3 için olması beklenebilir. Ancak yükseklikteki değişim ısı değiştiricisindeki akış alanının farklılaşmasına ve dolayısıyla ısının pin-fin yüzeylerinde daha homojen dağılımını sağlamasına sebep olması muhtemeldir. Hava tarafı viskoz model laminar olarak uygulandığında ise maksimum sıcaklık dağılımı durum 2 haricinde et kalınlığı ve yükseklikteki değişim ile orantılıdır. Gerekli artık değer kriterleri ve stabil sonuçlar elde edilmesine rağmen maksimum iç sıcaklık değeri 470.715 K ile durum 2'de elde edilmektedir. Ancak yine de her iki viskoz modelin kullanılmasıyla bulunan maksimum iç sıcaklık değerleri ısı değiştiricisinin erime sıcaklığının altındadır.



Şekil 5.27 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde su tarafı fark basınç değerleri (ΔP_{su})



Şekil 5.28 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde dış yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{dy_maks})



Şekil 5.29 Farkı et kalınlığı ve yükseklikteki ısı değiştiricisi modellerinde iç yüzey maksimum sıcaklık değerleri (T_{iy_maks})

6
Sonuçlar ve Öneriler

Bu çalışmada yoğuşmalı kombilerde kullanılan ve kum kalıba döküm yoluyla imal edilen AlSi10Mg malzemesine sahip bir ısı değiştiricisinin ağırlığının azaltılması yönünde optimizasyon çalışması sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal analiz çalışmaları, referans alınan ve WO2017090594 (A1) [7] patent numarası ile tescillenmiş ürünün deneysel sonuçları ile doğrulanmıştır. Optimizasyon çalışması kapsamında diğer tasarımlar bilgisayar ortamında hazırlanmış ve sayısal analizleri yürütülmüştür. İncelenen referans ürün DAIKIN Isıtma ve Soğutma Sistemleri San. Tic. A.Ş. firmasına aittir. Referans ürünün deneysel çalışmaları da bu firmanın laboratuvarında yapılmıştır. Sayısal analiz çalışmalarında İNOTEK LTD. ŞTİ. firmasından destek alınmıştır.

Deneysel çalışmaların yapıldığı laboratuvar ortamı ve kullanılan test ünitesi kombiler için geçerli olan EN 15502 standardının belirlediği koşullara uygundur. Deneysel çalışmalarda anma ısı gücü belirlendikten sonra faydalı verim testi yapılmıştır. Bu test esnasında faydalı verim için bulunan giriş gücü, ısı değiştiricisine giren ve çıkan su sıcaklıkları, su debisi ve baca gazı sıcaklıkları sayısal analizde girdi verileri olarak kullanılmıştır. Faydalı enerji (çıkış gücü), sayısal olarak hesaplanan baca gazı sıcaklığı (ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı), ısı değiştiricisinden çıkan suyun sıcaklığı ve ısı değiştiricisi yüzey sıcaklık testinde ölçülen sıcaklık değerleri de sayısal analiz çıktısının uygunluğunun kontrolünde kullanılmıştır. Testi yapılan ısı değiştiricisinin ve kullanıldığı kombinin NO_x emisyonu kriterlerine uygunluğunun teyit edilmesi amacıyla EN 15502 standardına uygun olarak NO_x testi de yapılmıştır.

Sayısal analiz modeli deneysel veriler ve teorik esaslara referansla oluşturulan referans ısı değiştiricisi kullanılarak doğrulanmıştır. Sayısal analiz modelinin uygunluğu sağlandıktan sonra belirlenen optimizasyon parametrelerine göre bilgisayar ortamında tasarlanan farklı ısı değiştiricileri sayısal olarak analiz

edilmiştir. Sayısal analiz çalışmalarından elde edilen çıktılar ilgili kriterler referans alınarak birbirleri arasında karşılaştırılmıştır.

6.1 Sonuçlar

- Sayısal analiz çalışmalarında soğuk akışkan (su tarafı) için türbülans modeli kullanılarak çözümleme yapılmıştır. Ancak hava tarafında düşük Reynolds sayısına sahip akış karakteri olmasından dolayı sayısal analizler hava tarafının hem laminar hem de türbülans viskoz model uygulamaları için ayrı halde yapılmıştır. Bölüm 4'te sunular veriler ve bölüm 5'te yapılan değerlendirmelere referansla hem su hem de hava tarafındaki akışın türbülanslı karakterde olduğu sonucuna varılmıştır. Bu yüzden yapılan çalışmalara referansla ortaya çıkan optimum ürün türbülans viskoz modelin uygulandığı sayısal analiz verileri esas alınarak belirlenmiştir.
- Uygulanan sayısal analiz metodu deneysel çalışmalarla uyum içerisinde olduğu için güvenilir bir performans kıyaslaması mümkün olmaktadır.
- İncelenen tüm durumlarda bulunan ısı değiştiricisi yüzey sıcaklıkları malzeme kriterlerine uygundur. Bulunan değerler malzemenin şekil değiştirme sıcaklığının çok altındadır.
- Isı değiştiricisinin et kalınlığının (t) 0.5 mm azaltılması halinde referans duruma kıyasla elverişsiz bir performans bulunmamaktadır.
- Isı değiştiricisi yüksekliğinin (L) 52 mm azaltılması halinde tüm performans kriterlerinde fark edilir bir değişme olmaktadır. Hava ve su tarafı fark basınç değerlerinde iyileşme görülse dahi faydalı verimin düşük, baca gazı sıcaklığının yüksek çıkmasından dolayı alternatif durumların değerlendirilmesi gerekir.
- L boyunun 20 mm ve 26 mm olması incelenen performans verilerinde kritik bir değişime sebep olmamaktadır. Ancak ağırlık azalması L-26 mm koşulunda daha yüksek olduğu için bu ürün optimum çözüm olarak görülmektedir. Ayrıca L-26 mm boyunda ve t-0.5 mm et kalınlığındaki ısı değişitiricisinin (Durum 4) faydalı verimi EN 15502 standardının kriterine uygundur. Hava tarafı çıkış sıcaklığı çevresel komponentlere zarar vermeyecek mertebededir. Referans duruma kıyasla ise ağırlığı, hava ve su tarafı fark basınç değerleri daha düşüktür.

6.2 Öneriler

- Sayısal analiz çalışmalarında su tarafı basınç kaybının deneysel sonuçlara kıyasla daha düşük çıktığı görülmüştür. Su tarafı fark basıncı ile ilgili daha detaylı çalışmaların yapılmasının ön görülmesi halinde özellikle su tarafı için farklı sayısal analiz metotlarının etkileri deneysel sonuçlarla kıyaslanarak iyileştirilebilir.
- Isı değiştiricisinin et kalınlığının azaltılması döküm prosesinde ek kontrolleri de beraberinde getirebilir. İmalat aşamasında alt toleransta kalabilecek kesitler için imalat prosesinin kalitesinin yeterliliği incelenmelidir.
- Bu çalışmada ısı değişticisinin et kalınlığı ve yüksekliği değiştirilerek ağırlığının düşürülmesi hedeflenmiştir. Ağırlığın düşürüldüğü ve performans kriterlerinin uygun görüldüğü ısı değiştiricisi için özellikle pin-fin geometrilerinde ayrı bir optimizasyon çalışması yapılarak baca gazı sıcaklığı daha düşük, faydalı verimi daha yüksek ürünler elde edilebilir.
- Pin-fin geometrilerinde yapılabilecek ek iyileştirmeler neticesinde basınç kaybı artışı da beraberinde gelebilir. Basınç kaybı artışının endüstride elde edilebilir ve ürüne uygulanabilir halde bulunan turbomakinaların limitlerine uygun olmasına dikkat edilmelidir.

Kaynakça

[1] Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği, "Türkiye İklimlendirme Sanayi Sektör Raporu", Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği, https://www.tobb.org.tr/Documents/yayinlar/2018/Tobb_iklimlendirme%20%C3%A7al%C4%B1%C5%9Fmalar%C4%B1_bask%C4%B1.pdf, [Erişim: 23.03.2019]

[2] Doğal Gaz Cihazları Sanayicileri ve İş Adamları Derneği (DOSİDER), "YILLIK ABONE MİKTARLARINDAKİ DEĞİŞİM TABLOSU (2008 2012)", Doğal Gaz Cihazları Sanayicileri ve İş Adamları Derneği (DOSİDER), http://www.dosider.org/?p=5&s=1&i=7, [Erişim: 23.03.2019]

[3] European Union Law, "REGULATION (EU) 2016/426 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 9 March 2016 on appliances burning gaseous fuels and repealing Directive 2009/142/EC", European Union Law, https://eur-lex.europa.eu/legal content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R0426&from=en, [Erişim: 02.03.2019]

[4] European Union Law, "COMMISSION REGULATION (EU) No 813/2013 of 2 August 2013 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for space heaters and combination heaters", European Union Law, https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0813&from=DE, [Erişim: 02.03.2019]

[5] European Union Law, "COMMISSION REGULATION (EU) No 814/2013 of 2 August 2013 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water heaters and hot water storage tanks", European Union Law, https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0813&from=DE, [Erişim: 02.03.2019]

[6] Gas-fired central heating boilers Part 2-1: Specific standard for type C appliances and type B2, B3 and B5 appliances of a nominal heat input not exceeding 1000 kW, BS EN 15502-2-1:2012+A1:2016, 2016, https://bsol.bsigroup.com/, [Erişim: 05.01.2019]

[7] "Heat Exchanger", M. S. KILIÇ, H. PEKER and A. TUNA, WO2017090594, 01.06.2017, https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?FT=D&date=20170601&DB=&locale=en_EP&CC=WO&NR=2017090594A1&KC=A1&ND=4#, [Erişim : 15.10.2018]

[8] Weil-McLain, "Comparison Of Aluminum And Stainless Steel For Condensing Boiler Heat Exchangers", White Paper, 20.09.2013, https://www.weil-

mclain.com/sites/default/files/field-file/slimfit-whitepaper-comparison-aluminum-vs-stainless-steel.pdf, [Erişim: 09.03.2019]

[9] W. Cao, F. Liu, and X. You, "Performance of casting aluminum-silicon alloy condensing heating exchanger for gas fired boiler", Heat and Mass Transfer, 54, no.7, pp.1951-1960, 2018

[10] B. Yu, S. Kum, C. Lee and S. Lee, "Experimental study on the effects of the number of heat exchanger modules on thermal characteristics in a premixed combustion system", Journal of Mechanical Science and Technology, pp.447-456, 2016

[11] S. Caliskan, A. Dogan and I. Kotcioglu, "Experimental investigation of heat transfer from different pin fin in a rectangular channel", A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion, pp.1-17, 2018

[12] G. Toniato, A. Zambon, and A. D'Anna, Industrial Combustion Testing (Edited by: Jr., Charles E. Baukal), Ch. 25, 1st Edition, CRC Press Taylor&Francis Group, 2010, [E-kitap], https://www.taylorfrancis.com/, [Erişim: 14.06.2016]

[13] Saracco, G., Specciha, V., Cerri, I., and Accornero, R. (1999), "Low-emission catalytic burners for methane combustion", Intervento presentato al convegno Combustion Meeting 99, XXII Event of the Italian Section of the Combustion Institute tenutosi a Florence, Italy nel May 2-5, 1999, pp.24-28.

[14] S. A. Idem, A. M. Jacobi, V. W. Goldschmidt, "Fin Heat Transfer Modeling and Its Impact on Predictions of Efficiency and Condensation in Gas- Fired Boilers", Heat Transfer Engineering, 21, no.6, pp.7-18, 2000

[15] B. Sahin, "A Taguchi approach for determination of optimum design parameters for a heat exchanger having circular-cross sectional pin fins", Heat and Mass Transfer, 43, no.5, pp.493-502,2007

[16] A. Maji, D. Bhanja, P. K. Patowari and B. Kundu, "Thermal Analysis for Heat Transfer Enhancement in Perforated Pin Fins of Various Shapes with Staggered Arrays", Heat Transfer Engineering, 40, no.3-4, pp.295-319, 2018

[17] A. Dewan, P. Patro, I. Khan, and P. Mahanta, "The effect of fin spacing and material on the performance of a heat sink with circular pin fins", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 224, no.1, pp. 35-46, 2009

[18] W. Cao, F. Liu, and X. You, "The numerical study of the thermal performance of a condensing gas-water heater", An International Journal of Computation and Methodology, 74, no. 8, pp.1468–1485, 2018

[19] K. Park , D. Choi and K. Lee, "Numerical Shape Optimization For High Performance Of A Heat Sink With Pin-Fins", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 46, no.9, pp.909-927, 2004.

[20] "Heat Exchanger", J. P. COOL, WO2010002255, 07.01.2010

[21] "Boiler heat exchanger unit.", G. SCALFI, EP0533271, 24.03.1993

[22] “Metallic Porous Body Incorporated By Casting Into A Heat Exchanger”, K. HUBAU, J. BEUKERS, P. THIJSSEN, J. V. PETEGHEM, F. GEELEN, WO2009053248, 30.04.2009

[23] “Heat exchanger element and heating system provided with such heat exchanger element”, P.J. GELDERLOOS, EP1722172, 15.11.2006

[24] “Heat Exchanger”, S.TAYLOR, WO2008125881, 23.10.2008

[25] “Cast, light-metal, polygonal heat exchanger having a spiral-shaped water duct”, J.H. DECKERS, EP0794393, 10.09.1997

[26] F. M. White, Viscous Fluid Flow, Mc-GrawHill, Inc., 1991

[27] O. F. Genceli, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, 2005

[28] F.P. Incropera and D. P. Dewitt, çev., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, 2010

[29] Y. A. Çengel and M. A. Boles, Thermodynamics An Engineering Approach, Mc-Graw Hill, 2006

[30] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, çev., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, 2007

[31] Test gases – Test pressures – Appliance categories, BS EN 437:2018, 2018 https://bsol.bsigroup.com/, [Erişim: 05.01.2019]

[32] J. Calannino, P.E., Industrial Burners Handbook (Edited by: Jr., Charles E. Baukal), Sec.1, Ch. 4, 1st Edition, CRC Press Taylor&Francis Group, 2003, [E-kitap], https://www.crcpress.com/, [Erişim: 14.06.2016]

[33] S.Turns, An Introduction to Combustion Consepts and Applications, Mc-Graw Hill, 2012

[34] S. Arayıcı, “Doğalgaz Yanmalarında NOx Oluşumu”, Tesisat Mühendisliği Dergisi: Tesisat Mühendisliği 32, 1996

[35] S. Londerville, J. Colannino, and C. E. Baukal, Jr., The John Zink Hamworthy Combustion Handbook (Edited by: Jr., Charles E. Baukal), 4, Ch. 4, 2nd Edition, CRC Press Taylor&Francis Group, 2013, [E-kitap], https://www.crcpress.com/, [Erişim: 01.06.2016]

[36] S. Özsoy, Algılama ve Ölçme Esasları, Birsen Yayınevi, 2011

[37] J.P. Holman, Experimental Methods for Engineers, Mc-Graw Hill, 2012

[38] S. J. Kline and F. A. McClintock, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, Mechanical Engineering, 75 pp 3-8, 1953

[39] Raffmetal S.p.a., http://www.raffmetal.com/scarica_file.asp?c=/dati/SearchAlloy/ENG/&f=EN43000.pdf, [Erişim: 11.01.2019]

[40] Aluminium and aluminium alloys — Castings — Chemical composition and mechanical properties, BS EN 1706:2010, https://bsol.bsigroup.com/, [Erişim: 15.10.2018]

[41] Ansys documentation, Release 16.2, Ansys Inc.

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: t.ardakeser@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. T. A. Keser and Ş. Ö. Atayılmaz, **"**Experimental And Numerical Study Of Aluminum Heat Exchanger Designed For Domestic Heating"**,** Fourth Internatıonal Conference On Advances In Mechanıcal Engıneerıng: Icame 2018, 2018, pp. 1876-1885