İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞRUDAN ATEŞLEMELİ, KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Oğuzhan ÖZÇELİK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

AĞUSTOS 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞRUDAN ATEŞLEMELİ, KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Oğuzhan ÖZÇELİK
(503091150)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN

AĞUSTOS 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091150 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Muhammed Oğuzhan ÖZÇELİK**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"DOĞRUDAN ATEŞLEMELİ, KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN MODELLENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Y. Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Y. Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Y. Doç. Dr. Özer AYDIN Dumlupınar Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **03 Ağustos 2012**

ÖNSÖZ

2004 yılında lisans eğitimi ile başladığım akademik yaşantımda yeni bir dereceye erişebilmenin heyecanını ve mutluluğunu yaşamaktayım.
Tez çalışmalarım süresince bilgi ve tecrübelerinden istifade etme fırsatı bulduğum saygıdeğer hocam Y. Doç. Dr. İ. Yalçın Uralcan' a yardımları ve göstermiş olduğu anlayıştan dolayı teşekkür ederim.
Öğrenim hayatım boyunca maddi, manevi desteklerini esirgemeyen babam Erol Özçelik, annem Nurcan Özçelik, kız kardeşim Aybike Özçelik' e ve müstakbel eşim Dilara Özçelik'e sonsuz teşekkürlerimi bu vesileyle iletirim.

Ağustos 2012

M. Oğuzhan Özçelik
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xix**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 4
1.2 Kaynak Araştırması 4
2. SICAK SU ÜRETİM SİSTEMİ OLARAK KOMBİ **7**
2.1 Kombi Nedir? 8
2.1.1 Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemlerine göre kombiler 8
2.1.1.1 A tipi kombiler 8
2.1.1.2 B tipi kombiler 9
2.1.1.3 C tipi kombiler 9
2.1.2 Ateşleme sistemine göre kombiler 9
2.1.3 Çalışma ortamlarına göre kombiler 9
2.1.4 Baca gazından yararlanma durumuna göre kombiler 10
2.2 Çözümlemesi Yapılacak Kombi Cihazı Özellikleri 10
3. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ **11**
3.1 Korunum Denklemleri 12
3.2 Türbülansın Modellenmesi 13
3.2.1 Realizable k-ε modeli 14
3.3 Işınımın Modellenmesi 15
3.3.1 Discrete Ordinates ışınım modeli 17
3.4 Yanmanın Modellenmesi 19
3.4.1 Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu 22
3.5 Sayısal Modelin Kurgulanması 23
3.5.1 Katı model ve akış hacmi 23
3.5.2 Sayısal çözüm ağı 26
3.5.3 Fluent ile çözüm yönteminin geliştirilmesi 27
3.5.3.1 Genel 27
3.5.3.2 Modeller 28
3.5.3.3 Sınır koşullar 28
4. DENEYSEL ÖLÇÜM YÖNTEMİ **35**
4.1 Deney Tesisatı Ekipmanları 35
4.1.1 Hermetik kombi 35
4.2 Hava-Su Isı Değiştiricisi 37

4.3 Ölçme Sistemi 38
4.3.1 Veri toplama cihazı 38
4.3.2 Gaz analiz cihazı 38
4.3.3 Termoelemanlar 39
4.3.4 Su sayacı 39
4.3.5 Doğalgaz sayacı 40
4.4 Ölçüm Noktalarının Belirlenmesi ve Yapılan Ölçümler 40
5. SAYISAL MODEL ÇÖZÜMLERİ 43
5.1 Ağ Sayısından Bağımsız Çözüm 43
5.2 Deneysel Model – Kanat Aralığı 2.7 mm 43
5.2.1 Sınırlardan olan ısı geçişi 43
5.2.2 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı 45
5.2.3 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı 46
5.2.4 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı 46
5.2.4.1 Sıcaklık dağılımı 46
5.2.4.2 Isı akısı dağılımı 48
5.2.5 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı 49
5.2.5.1 Karbonmonoksit dağılımı 49
5.2.5.2 Karbondioksit dağılımı 51
5.2.5.3 Metan dağılımı 51
5.3 Prototip Model #1 – Kanat Aralığı 2.2 mm 52
5.3.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı 53
5.3.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı 54
5.3.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı 54
5.3.3.1 Sıcaklık Dağılımı 54
5.3.3.2 Isı akısı dağılımı 55
5.3.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı 56
5.3.4.1 Karbonmonoksit 56
5.3.4.2 Karbondioksit dağılımı 58
5.3.4.3 Metan Dağılımı 58
5.4 Prototip Model #2 – Kanat Aralığı 2.0 mm 59
5.4.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı 60
5.4.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı 60
5.4.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı 61
5.4.3.1 Sıcaklık Dağılımı 61
5.4.3.2 Isı akısı dağılımı 61
5.4.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı 62
5.4.4.1 Karbonmonoksit 62
5.4.4.2 Karbondioksit dağılımı 64
5.4.4.3 Metan Dağılımı 64
5.5 Prototip Model #3 – Kanat Aralığı 2.7 mm, üst balkonsuz 65
5.5.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı 66
5.5.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı 66
5.5.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı 67
5.5.3.1 Sıcaklık Dağılımı 67
5.5.3.2 Isı akısı dağılımı 67
5.5.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı 69
5.5.4.1 Karbonmonoksit 69
5.5.4.2 Karbondioksit dağılımı 71
5.5.4.3 Metan Dağılımı 71

6. DENEY VERİLERİ 73
6.1 Deney No: 1 73
6.2 Deney No: 2 74
6.3 Deney No: 3 74
6.4 Deney No: 4 75
6.5 Deney No: 5 75
6.6 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi 76
6.6.1 Doğalgaz Debisi 76
6.6.2 Su Debisi 77
6.6.3 Hava fazlalık katsayısı 77
6.6.4 Isı değiştirici su giriş – çıkış sıcaklıkları 78
6.6.5 Doğalgaz giriş sıcaklığı 78
6.6.6 Yakma havası sıcaklığı 79
6.6.7 Hava-yakıt karışımı sıcaklığı 79
7. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI 81
7.1 Kombi Anma Kapasitesi 81
7.2 Yanma Odası İçerisisinde Sıcaklık Dağılımı 81
7.3 Kanat Üst Ucu Sıcaklıkları 82
7.4 Atık Gaz Analizleri 82
8. SONUÇ VE ÖNERİLER 83
8.1 Sonuçlar 83
8.2 Öneriler 84
KAYNAKLAR 85
ÖZGEÇMİŞ 87

KISALTMALAR

CFD **:** Computational Fluid Dynamics
HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RNG **:** Renormalization Group
SST **:** Shear Stress Transport
RSM **:** Reynolds Stress Model
DES **:** Detached Eddy Simulation
LES **:** Large Eddy Simulation
RTD **:** Radyatif Transport Denklemi
PPM **:** Particle Per Million
LPG **:** Liquid Propane Gas
PDF **:** Probability Density Function
OYF **:** Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Yüzeylerin Tanımlanması. 27
Çizelge 4.1 : Isıl kapasiye göre kalorifer hattı çıkış suyu sıcaklıkları. [22] 37
Çizelge 4.2 : Hava-Su ısı değiştirici ölçüleri [mm]. 38
Çizelge 5.1 : Kanat aralığı 2.7 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları. 44
Çizelge 5.2 : Kanat aralığı 2.2 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları. 53
Çizelge 5.3 : Kanat aralığı 2.0 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları. 59
Çizelge 5.4 : Kanat aralığı 2.7 mm, üst balkonsuz model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları. 65
Çizelge 6.1 : Deney No:1 İşletme şartları. 73
Çizelge 6.2 : Gaz analizörü sonuçları. 73
Çizelge 6.3 : Sıcaklık ölçümleri [K]. 73
Çizelge 6.4 : Deney No:2 İşletme şartları. 74
Çizelge 6.5 : Gaz analizörü sonuçları. 74
Çizelge 6.6 : Sıcaklık ölçümleri [K]. 74
Çizelge 6.7 : Deney No:3 İşletme şartları. 74
Çizelge 6.8 : Gaz analizörü sonuçları. 74
Çizelge 6.9 : Sıcaklık ölçümleri [K]. 75
Çizelge 6.10 : Deney No:4 İşletme şartları. 75
Çizelge 6.11 : Gaz analizörü sonuçları. 75
Çizelge 6.12 : Sıcaklık ölçümleri [K]. 75
Çizelge 6.13 : Deney No:5 İşletme şartları. 75
Çizelge 6.14 : Gaz analizörü sonuçları. 76
Çizelge 6.15 : Sıcaklık ölçümleri [K]. 76

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Kombi cihazı ve parçaları..... 7
Şekil 2.2 : A tipi kombiler. 8
Şekil 2.3 : B tipi kombiler..... 9
Şekil 2.4 : C tipi kombiler..... 9
Şekil 3.1 : Işınımla ısı geçişi..... 16
Şekil 3.2 : Açısal uzayın 1/8'lik kısmının ayrıklaştırılması [18]..... 17
Şekil 3.3 : Açısal koordinat sistemi. 17
Şekil 3.4 : Saydam olmayan duvarda ışınımla ısı geçişi. 18
Şekil 3.5 : Yaygın yansıma..... 18
Şekil 3.6 : Aynasal yansıma..... 19
Şekil 3.7 : Şematik ön karışımsız yanma modeli..... 20
Şekil 3.8 : Karışım kesirleri arasındaki ilişki. 21
Şekil 3.9 : Şematik ön karışımlı yanma modeli..... 22
Şekil 3.10 : Şematik kısmi ön karışımlı yanma modeli..... 22
Şekil 3.11 : Çözüm şematiği..... 23
Şekil 3.12 : Kombi cihazı. 23
Şekil 3.13 : Tekrarlı yerleştirilen yakıcı elemanlar ve ısı değiştirici kanatları..... 24
Şekil 3.14 : Simetri ekseni..... 25
Şekil 3.15 : Çözüm yapılacak olan model dilimi - ön görünüş. 25
Şekil 3.16 : (a) Tekrarlı model 1/15. (b) tekrarlı-simetrik model 1/30..... 26
Şekil 3.17 : Ağ yapısı (a) izometrik, (b) ön görünüş, (c) sol görünüş, (d) kanatlar... 26
Şekil 3.18 : Çözüm için yapılan genel ayarlar..... 27
Şekil 3.19 : Çözüm modellerinin belirlenmesi. 28
Şekil 3.20 : Boru iç yüzey sınır şartının tanımlanması..... 30
Şekil 3.21 : Ön karışım sınır şartının tanımlanması. 32
Şekil 3.22 : İkincil hava sınır şartının tanımlanması. 33
Şekil 3.23 : Ön karışım kimyasal terkibinin tanımlanması..... 33
Şekil 4.1 : Deney tesisatı. 35
Şekil 4.2 : Hermetik Kombi..... 36
Şekil 4.3 : (a) Hava-Su ısı değiştirici. (b) Ölçü Şeması..... 37
Şekil 4.4 : Veri toplama cihazı. 38
Şekil 4.5 : Gaz analizör cihazı..... 39
Şekil 4.6 : Sıcak su sayacı ölçüm doğrulama eğrileri..... 40
Şekil 4.7 : Isı değiştirici su sıcaklığı ölçüm noktaları (a) Sol (b) sağ..... 41
Şekil 4.8 : (a) Yanma odası altı (b) yakıcı içi sıcaklık ölçüm noktaları. 41
Şekil 4.9 : Yanma odası ve baca temiz hava kanalı sıcaklık ölçüm noktaları..... 42
Şekil 5.1 : Farklı ağ sayıları için yanma odası sıcaklık dağılımı..... 43
Şekil 5.2 : Referans çizgileri..... 45
Şekil 5.3 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı. 45
Şekil 5.4 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı. 46

Şekil 5.5 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 440 K]..... 46
Şekil 5.6 : Kanat alt uçları ve gaz sıcaklıkları arasındaki dağılım..... 47
Şekil 5.7 : Kanat üst uçları ve gaz sıcaklıkları arasındaki dağılım. 47
Şekil 5.8 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2]..... 48
Şekil 5.9 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 100000 W/m^2]..... 48
Şekil 5.10 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2]..... 49
Şekil 5.11 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2]..... 49
Şekil 5.12 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19170 ppm]..... 50
Şekil 5.13 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm]..... 50
Şekil 5.14 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm]..... 50
Şekil 5.15 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi. 51
Şekil 5.16 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%6 - %15]..... 51
Şekil 5.17 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm]. 52
Şekil 5.18 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı. 54
Şekil 5.19 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı. 54
Şekil 5.20 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [347.5 – 455 K]..... 55
Şekil 5.21 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2]..... 55
Şekil 5.22 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2]..... 56
Şekil 5.23 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2]..... 56
Şekil 5.24 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19410 ppm]..... 56
Şekil 5.25 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm]..... 57
Şekil 5.26 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm]..... 57
Şekil 5.27 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi. 57
Şekil 5.28 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%5 - %15]..... 58
Şekil 5.29 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm]. 58
Şekil 5.30 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı. 60
Şekil 5.31 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı. 60
Şekil 5.32 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 465 K]..... 61
Şekil 5.33 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2]..... 61
Şekil 5.34 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2]..... 62
Şekil 5.35 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2]..... 62
Şekil 5.36 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19360 ppm]..... 62
Şekil 5.37 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm]..... 63
Şekil 5.38 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 6 ppm]..... 63
Şekil 5.39 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi. 63
Şekil 5.40 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%5 - %15]..... 64
Şekil 5.41 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm]. 64
Şekil 5.42 : (a) Deneysel model "balkonlu", (b) Prototip model #3 "balkonsuz". 65
Şekil 5.43 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı. 66
Şekil 5.44 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı. 67
Şekil 5.45 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 445 K]..... 67
Şekil 5.46 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2]..... 68
Şekil 5.47 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2]..... 68
Şekil 5.48 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2]..... 68
Şekil 5.49 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19320 ppm]..... 69
Şekil 5.50 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm]..... 69
Şekil 5.51 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm]..... 69
Şekil 5.52 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi. 70
Şekil 5.53 : Y-ekseni boyunca CO değişimi [0 - 280 ppm]..... 70
Şekil 5.54 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%6 - %15]..... 71

Şekil 5.55 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm]. 71
Şekil 6.1 : Doğalgaz debisi ölçümleri. 76
Şekil 6.2 : Su debisi ölçümleri. 77
Şekil 6.3 : Hava fazlalık katsayısı ölçümleri. 77
Şekil 6.4 : Isı değiştirici su giriş – çıkış sıcaklıkları. 78
Şekil 6.5 : Doğalgaz giriş sıcakları. 78
Şekil 6.6 : Yakma havası sıcakları. 79
Şekil 6.7 : Hava-yakıt karışım sıcaklıkları. 80
Şekil 7.1 : Referenas çizgiler R1, R2, R3 boyunca deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması. 81
Şekil 7.2 : Kanat üst ucu sıcaklıklarının karşılaştırması. 82
Şekil 7.3 : Atık gaz analizi sonuçlarının karşılaştırılması. 82

SEMBOL LİSTESİ

A_s	: Yüzey alanı
a	: Yutma katsayısı
c	: Gelişim değişkeni
C	: Isı değiştirici borusu çevresi
C_g	: Karışım kesri aktarım denklemi sabiti
C_d	: Karışım kesri aktarım denklemi sabiti
$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$	: k-ε türbülans modeli sabitleri
C_μ	: k-ε türbülans modeli dinamik viskosite sabiti
D_h	: Eliptik ısı değiştirici borusu hidrolik çapı
d_k	: Eliptik ısı değiştiri borusu kısa iç çapı
d_u	: Eliptik ısı değiştiri borusu uzun iç çapı
E_b	: Yüzeyin ışınım yayma gücü
e	: Enlem açısı
f	: Karışım kesri
f_{fuel}	: Yakıta ait karışım kesri
f_{sec}	: İkincil kimyasal elemana ait karışım kesri
f_{ox}	: Havaya ait karışım kesri
f_d	: Yaygın yansımanın toplam yansımaya oranı
G_b	: Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
G_k	: Ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
H_{h+y}	: Hava-yakıt karışım akısı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi
H_{2h}	: İkincil hava akısı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi
H_b	: Basınç çıkışından olan duyulur entalpi kaybı
g	: Yerçekimi ivmesi
h	: Taşınım katsayısı, saat açısı
I	: Konum ve yöne bağlı ışınım şiddeti, yatay düzleme gelen anlık güneş ışınımı
I_a	: Duvar tarafından soğurulan ışınım şiddeti
I_d	: Yatay düzleme gelen anlık direkt güneş ışınımı
I_r	: Duvardan yüzeyinden yansıyan ışınım şiddeti
I_t	: Duvardan yüzeyinden geçirilen ışınım şiddeti
K	: Sayısal metotlar ile hesaplanan kombi anma kapasitesi
k	: Türbülans kinetik enerjisi, ısı iletim katsayısı
N_θ, N_φ	: Açısal ayrıklaştırma parametreleri
n	: Kırılma indisi, doğal taşınım korelayon sabiti, n-t koordinat sisteminin normal bileşeni, 1 Ocak'tan itibaren gün sayısı
p	: Basınç
q_0	: Yanma odası hacmi için toplam ısı kazanımı
q_{in}	: Duvar yüzeyine gelen ışınım enerjisi
q_{su}	: Boru iç yüzeyinden taşınımla geçen ısı
$q_{h+y,ı}$	: Hava-yakıt karışımı girişleriden ışınımla geçen ısı

$q_{2h,ı}$: İkincil hava girişlerinden ışınımla geçen ısı
$q_{b,ı}$: Basınç çıkışından olan ışınımla ısı geçişi
q_y : Yanma reaksiyonları kaynak enerjisi
Q : Isı değiştirici boru içi hacimsel su debisi
$Q_{h\text{-}ön}$: Ön karışımdaki hava debisi
$Q_{ön\text{-}karışım}$: Ön karışım toplam debisi
$Q_{h\text{-}sek}$: İkincil hava debisi
q_{rad} : Işınımla olan ısı transferi
$\vec{r}$: Konum vektörü
R : Sıcaklık ölçümü alınan referenas çizgileri
T : Sıcaklık
T_{max} : Maksimum yüzey sıcaklığı
T_{min} : Minumum yüzey sıcaklığı
T_s : Yüzey sıcaklığı
T_w : Duvar yüzey sıcaklığı
V : Isı değiştirici boru içi çizgizel hız
$V_{ön\text{-}karışım}$: Ön karışım çizgisel hızı
$V_{h\text{-}sek}$: İkincil hava çizgisel hızı
$V_{t\text{-}h}$: Yanma için gerekli teorik hava miktarı
u, v, w : Akışkanın ortalama hız bileşenleri
x, y, z : Kartezyen koordinatlar
α : Isı yayılma katsayısı
β : Hacimsel ısıl genleşme katsayısı
Ω' : Katı açısı
ε : Türbülans sönümleme hızı, yayma oranı
ε_w : Duvar yüzeyi yayma oranı
η : Isı değiştirici – yanma odası ikili sistem verimi
θ_i : Gelen ışının duvarın normaliyle yaptığı açı
θ_r : Yansıyan ışının duvarın normaliyle yaptığı açı
μ : Dinamik viskosite
μ_t : Türbülans dinamik viskositesi
ν : Kinematik viskosite
ρ : Yoğunluk, yansıtma oranı
σ : Stefan-Boltzmann sabiti
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: k-ε için prandtl sayıları
σ_s : Yayılım katsayısı
Φ : Faz fonksiyonu
φ : Azimut açısı

DOĞRUDAN ATEŞLEMELİ , KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN MODELLENMESİ

ÖZET

Yapılan bu çalışmada, gündelik hayatın birçok noktasında ihtiyaç duyulan sıcak suyun temininde kullanılan, doğrudan ateşlemeli bir kombi cihazına ait kanatlı borulu tip bir ısı değiştirici ünitesi ele alınmıştır.

Sayısal çalışmalara başlamadan önce, modellenmesi yapılacak olan örnek bir ısı değiştirici ve ait olduğu kombi cihazı; gerçek işletme koşullarına en uygun sınır şartların belirlenebilmesi ve sayısal model ile elde edilen neticelerin karşılaştırılabilmesi maksadıyla, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi laboratuarlarında test edilmiştir. Problemin sayısal olarak kurgulanabilmesi için gerekli olan, kullanılan yakıtın kimyasal kompozisyonu, yanma odasına beslenen yanıcı ve yakıcı maddelerin hacimsel debileri ve sıcaklıkları, kombi içerisinde belirlenen farklı noktaların sıcaklık değerleri vb. sınır şartlar gerçekleştirilen ölçümler neticesinde belirlenmiş ve sayısal çalışmalar bu bilgilerin kullanılması suretiyle gerçekleştirilmiştir.

Geometrik modellerin oluşturulması ve problemin sayısal yöntemler kullanılmak suretiyle çözümlenmesi için SolidWorks ve ANSYS 13 ticari yazılımlarından faydalanılmıştır. Model çizimleri SolidWorks ve Design Modeler, sonlu hacimlere ayırma işlemi Ansys Meshing, çözümleme işlemleri Fluent-V13, sonuçların görselleştirilmesi ve nihai olarak değerlendirmesi işlemleri de CFD Post programları ile yapılmıştır. Sayısal çözümlemede, türbülanslı akış için Realizable k-ε ve ışınımla ısı geçişi için “Discrete Ordinates” modelleri kullanılmıştır. Hacim içerisindeki ısı üretimini sağlayan yanma olayı, gerçek şartlara en yakın model olan Partially Premixed Combustion modeli ile çözümlenmiştir.

Yanma odası içerisinde alev ile doğrudan temas eden ısı değiştirici üzerindeki kanatlar, boru ekseni boyunca tekrarlı bir yerleşim düzeninde bulunmaktadırlar. Ayrıca her bir kanat ve üzerinde bulunduğu boru parçası da, kanat orta noktasına göre simetrik bir şekle sahiptirler. Bahsi geçen simetrik ve tekrarlı geometri ve yerleşimden faydalanmak suretiyle çalışmalar, gerçek düzeneğin yaklaşık otuzda birini kapsayacak şekilde oluşturulan, üzerinde altı adet kanat bulunan boru dilimi ve tabanda yer alan ateşleyici yüzeyinin, kanat orta noktasından geçtiği farz edilen simetri eksenine göre elde edilmiş bir parçasından meydana gelen bir model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu sayede, işlemler için gerekli olan zamandan tasarruf edilmesi ve ihtiyaç duyulacak bilgisayar kapasitesinde azalma sağlanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen, boru iç yüzeylerinden su bölgesine olan ısı akısı, yanma sonu ürünlerindeki karbondioksit, su buharı, karbonmonoksit miktarı vb. değerlerin, yapılan testler neticesinde ölçülen değerlerle karşılaştırılması suretiyle de kurgulanan sayısal modelin doğrulanmasına çalışılmıştır.

Kurgulanan sayısal modelin doğrulanmasını müteakiben, problem üzerinde sayısal olarak üç farklı parametrik inceleme gerçekleştirilmiştir. Bunlardan bir ve ikincisinde, boru üzerine yerleştirilen kanatlar, mevcut düzenden daha sıkı bir biçimde yerleştirilmiş ve azaltılan kanat arası mesafenin yanma olayı ve sonrasında meydana gelen ısı transferleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. İkinci parametrik incelemede ise, kanatlar üst kısımlarında yer alan balkon benzeri çıkıntıların yok edilmesinin, yanma olayı ve ısı değiştirici kapasitesi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Gerçekleştirilen birinci parametrik inceleme neticesinde, gerçekte 2.7 mm olan kanatlar arası mesafenin 2.2 mm'ye, ikinci parametrik incelemede ise 2.0 mm'ye indrililmiştir. Bu değişikliklerin yanma olayı üzerinde olumsuz bir etkilerinin olmadığı gibi ısı değiştirici kapasitelerini artırdıkları sonucuna varılmıştır. Üçüncü parametrik incelemede, kanatların üst kısmında yer alan balkon benzeri çıkıntıların yok edilmesiyle gerçekleştirilen çözümlemelerde, bu değişikliğin yanma olayı üzerinde olumsuz bir etki meydana getirmediği, ısı değiştirici kapasitesinde ise yüzde bir'lik bir azalmaya sebep olduğu anlaşılmıştır.

MODELLING OF A DIRECT FIRED, FINNED TUBE HEAT EXCHANGER

SUMMARY

Heat exchangers, which enable the heat transfer between two materials, have a wide usage area such as power production, waste heat recovery, air conditioning, domestic heating appliances etc. One of the most important types is fin-tube gas to liquid heat exchanger. Generally, a liquid flow inside the tubes is heated or cooled by a gas flow at different temperature, which passes through the fins of the heat exchanger. The fins provide extra heat transfer area for the heat exchange between two flows. However, since the thermal resistance at the gas side is high, the heat exchange is limited. In order to increase the heat transfer performance of fin-tube heat exchangers many researchers examined the effects of geometrical parameters of plate fins, tubes and the fin arrangements on the tubes.

Direct fired water heaters provide one of the most energy efficient methods of heating water available on the world. The principal of direct fired units comprises of a burner situated below a heat exchanger or a storage tank. The materials of the heat exchanger is also so important. Copper is an excellent conductor of heat, having a heat transfer rate nine times better than steel and cast iron, and one and a half times better than aluminium. At the heart of each water heater is a copper heat exchanger with extruded fin tubes offering approximately ten times the heat absorption of plain tubes. As well as offering increased heat transfer the heat exchanger ensures rapid response to demand, achieving fast recovery of hot water.

In this study a direct fired and finned tube heat exchanger of copper material which is commonly used to supply hot water in domestic applications has been studied. The numerical model has been set up with using the boundary conditions close to the real conditions as much as possible.

Prior to start numerical calculations, a prototype of combined hot water heater has been installed and tested in the laburatory of Istanbul Technical University – Faculty of Mechanical Engineering. The purposes of applying those tests are to specify the main operation conditions of combined hot water heater such as the volumetric rates and the temperatures of fuel and air supplied to the firing chamber, the volumetric rate of water flowing in the tubes and the temperature of water at the inlet and outlet nozzles etc. Those operation conditons have been used to set up the numerical model of the problem in Ansys Fluent. The second purpose of those experiments is to detect the outputs of the product such as the chemical composition of waste gases (mass fractions of carbonmonoxide, carbondioxide), heat transfer from gas to fluid through the tubes, the amount of excess air in the combustion chamber and etc. This information is important because the validation of numerical model has been done by comparing the experimantal results and numerical results.

Throughout the whole numerical analysis procedure it is made use of the commercial software package ANSYS 13, which has separate modules for different stages of

analysis. The 3-dimensional solid and fluid models of the problem have been created in the Design Modeler software as the first step of the analysis, discretization of the solution domain has been carried out in Ansys Meshing module employing finite volume method. Numerical solutions have been obtained by means of the well-known computational fluid dynamics software, Fluent; while CFD Post is used for post-processing.

Combustion modeling has been done by employing the partially premixed combustion model together with equilibrium state relation which is the most suitable model. The partially premixed model in Fluent is a simple combination of the non-premixed model and the premixed models. While applying the non-premimixed combustion fuel and oxidizer enter the reaction zone (combustion chamber) in distinct streams. In partially premixed combustion, the fuel stream is replacing with mixture stream while the fuel and oxidizer are mixed at the molecular level prior to ignition.

Turbulence was simulated by the realizable k-ε model with enhanced wall treatment option and enabling the the thermal effects and the full buoyancy effects which is reported to be a good approximation especially for near-wall flows.

Radiation heat transfer has been represented by employing the Discrete Ordinates method which solves the radiative transfer equation for a finite number of discrete solid angles. The gray band modeling and the effects of angular discretization and pixelation were also considered for the radiation heat transfer calculations.

The fins and tubes of direct fired heat exchanger and the burners at the bottom of the combustion chamber have periodicly repeated arrangement along with the tube axis. On the other hand, the fins have a symmetric geometry with respect to an axis assumed in the middle point of a fin which is perpendicular to the tube axis. Those two conditions of the physical geometry, periodicity and symmetricity are very useful on the numerical calculations. According to the periodiciy of the fin and burner arrangements, we have dealt with only one fifteen of the physical domain which includes a slice of tube with six fins and the top surface of a burner with thithy three mixture inlet nozzles. Considering the symmetricity of the fins, the periodic model is divided into two symmetric pieces. As the result, the problem has been solved with the one thirty piece of the combustion chamber. This brings a huge descending in the amount of required memory for computing and significant time save. Consequently, the numerical computations have been performed with less memory need and much faster.

According to the validation process of the numerical methods and related results, three different parametric investigations have been done, numerically. During the first two examination, the fins on the heat exchanger tubes were arranged in a tighter order than the original arrangement. After that the affects of tightning on the combustion and sequent heat transfer have been analysed. First of the tightenining criteria was 0.5 mm. The fins has been arranged with 2.2mm distances and it has been seen that, the nominal capacity of the heat exchanger can be increased up to seventeen percent by this investigation. Second tightenining criteria was 0.7 mm and fins has been arranged with 2.0mm distances and it has been seen that, the nominal capacity of the heat exchanger can be increased up to thirty percent accordingly.

The third parametric investigation was related to the examination of the affects of removing the upper irregularities on the fins. It has been seen that by removing such those irregular surfaces, the nominal capacity on the heat exchanger is decreasing only one percent.

1. GİRİŞ

Günümüzde, kalkınmanın en önemli girdilerinden biri olan enerji, küreselleşmenin de etkisi ile ulusal ve uluslararası boyutta alınan ve satılan bir ürün halini almıştır. Enerjiyi ucuza üretmek kadar, çevre ve insan sağlığı açısından tehlike arz etmeyecek şekilde enerji üretimi yapmak, sürdürülebilir bir kalkınma anlayışı bakımından kaçınılmaz olmuştur. Enerji, bir ülkenin sosyal, kültürel ve ekonomik yönden kalkınabilmesi için oldukça önemlidir. Nüfus artışı, teknolojik gelişmeler ve ekonomik kalkınma ile artan refah seviyesi insanların yeni tüketim alışkanlıkları kazanmasıyla beraber ülkelerin enerji talepleri de hızla artmaktadır. Her ne kadar teknolojik gelişmeler, enerji açısından tasarrufa yönelik icatları beraberinde getirse de, ekonomik kalkınmaya bağlı olarak insan topluluklarının artan konfor ihtiyacını karşılamaya yönelik pek çok yeni teknolojik ürün de her geçen gün artan nüfusun kullanımına sunulmaktadır. Gelişme çabasındaki Türkiye'nin karşılaştığı en önemli sorun, ekonomik kalkınmanın lokomotifi olan enerjiyi temin etmektir. Ülkemiz enerji yönünden büyük oranda dışa bağımlıdır.

Enerjiyi elde etmenin değişik yolları vardır. Günümüzde fosil yakıtlar (kömür, fueloil vb.) temel enerji kaynağıdır. Dünya üzerindeki sınırlı fosil yakıt kaynakları, bilim adamlarını fosil yakıtın yerini alacak yeni kaynaklara ve varolan mevcut kaynakların verimli kullanılması için araştırmalara yöneltmiştir. Teknolojik gelişmeler, bu doğal kaynakların gereksiz ve aşırı tüketimini olumsuz bir şekilde etkilemektedir [1].

Enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yapılan tüm ısıl uygulamalarda maliyet, verim ve çevresel etkenler önem arz etmektedir. Sistemler tasarlanırken bu etkenlere bağlı olarak sistemi meydana getiren unsurların incelenmesi gerekmektedir. Sistemin verimine etki eden parametrelerin çok iyi bir şekilde belirlenmesi; tasarlanan sistemin uygun şartlar altında çalışmasının sağlanması ile buna bağlı olarak konfor şartlarının da yerine getirilmesi kaçınılmaz hale gelmiştir. Teknolojik gelişmeler, enerji tasarrufuna yönelik birçok icadı beraberinde getirmiştir.

Isıl uygulamalarda sistemleri meydana getiren en önemli elemanlardan biri de ısı değiştiricileridir. Bu nedenle ısı değiştiricilerinin tasarımı sistemin verimini doğrudan etkilemesinden dolayı ciddi öneme sahiptir.

Isı değiştiricilerinde temel amaç, ısının bir malzemeden diğer bir malzemeye en çok miktarda geçişini sağlamaktır. Isı değiştiricilerinde ısı geçişinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Isı değiştiricileri sanayinin birçok alanında çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir ortamdan diğer bir ortama aktarılan ısı miktarının artırılmasında, malzeme miktarı veya debisinin artırılması veya ısı geçiş yüzeyinin çeşitli şekillerdeki kanatlar, pimler gibi ilave yüzeylerle artırılması gibi yöntemler uygulanmaktadır. Bununla birlikte, belirli bir büyüklükteki yüzeyden daha fazla ısının geçişini artırmak arzu edilir. Bu nedenle ısı değiştiricilerinde kullanılan kanatçıkların uygulama alanları geniş bir yer tutmaktadır.

Isı değiştiricileri, yapı geometrisine, akışkan yoğunluğuna, akış düzenlemesine, geçiş sayısına, ısı geçiş mekanizmalarına ve uygulama alanlarına göre farklılıklar arz etmektedir. Isı değiştiricileri, hareketli ve hareketsiz elemanlardan oluşur. Hareketli elemanlar; fan, pompa gibi parçalar, hareketsiz elemanlar ise manifoldlar, tanklar, sızdırmazlık elemanları, giriş çıkış memeleri gibi parçalardır. Ortamın şekline uyacak biçimde çeşitli tiplerde yapılmaktadır. Isı değiştiriciler yapmış oldukları görevlere göre ısıtıcı, soğutucu, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı ısıtıcı gibi isimlerle anılmaktadırlar [2].

Genellikle ısı veren ve alan akışlar sürekli olarak hareket halindedirler. Bu akış sırasında ısı geçişi ortaya çıkmaktadır. Isı veren akışkanın sıcaklığı düşerken, ısı alan akışkanın sıcaklığı yükselmektedir. Çoğunlukla ısı değiştiricilerinde akışkanlar, birbirleri ile karışmayacak şekilde akarlar. Isı iletimi ve ısı taşınımı olaylarının aynı anda meydana geldiği bu gibi durumlarda akışkanlar, genel olarak metal malzemelerin (bakır, paslanmaz çelik, vb.) tercih edildiği bir yüzey ile birbirlerinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiriciler yüzeyli veya “reküperatif” olarak bilinirler [3].

Isı değiştiricilerinde toplam ısı geçiş katsayısının yükseltilmesi istenir. Isı geçiş yüzeyinin her iki tarafında da ısı geçiş katsayısının birbirine yakın olması çok önemlidir. Aksi takdirde ısı geçiş katsayısının düşük olduğu yüzey ısı geçişini arzu edilmeyecek derecede etkilemektedir. Yüksek basınç altındaki gazlar genellikle ısı

değiştiricilerindeki borular içerisinden geçirilirken daha düşük basınç veya çevre basıncındaki gazlar boruların dışından geçirilir. Bu gibi hallerde boruların iç yüzeyindeki ısı geçiş katsayısı boruların dış yüzeyindeki ısı geçiş katsayısından daha büyük olabilir. Bu takdirde boruların dışındaki ısı geçişini daha etkin hale getirmek için çapraz akış uygulanmaktadır. Kanatlı düzlem levhalarla ısı geçişinde ise akışkan genellikle kanat yüzeylerine paralel doğrultuda akar. Kanatlı borularda bu akış doğrultusu genellikle boru eksenine dik doğrultuda olduğundan çapraz veya çapraz zıt doğrultudadır. Çapraz akışta daha iyi sonuç alındığından kanatlı boruların dışında da bu akış şekli tercih edilmektedir. Kanatlı yüzeylerden ısı geçişini, kanat geometrisi ile kanat düzeni etkilemektedir [4].

Bir iletkenin yüzey alanı büyüdükçe ileteceği ısı miktarı artmaktadır. Bir küçük boru demeti bir tek boru yüzeyinden daha çok yüzey alanına sahiptir. Isı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin artırılması için, bir tek boru yerine bir demet küçük boru kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinde, borular düz veya kanatçıklı olarak kullanılır. Kanatçıkların kesit alanları farklılık gösterebilir. Kanatcık malzemesi ile boru malzemesi aynı veya farklı olabilir. Kanatçıkların boru üzerine tespitleri sıkı geçme, kaynak, lehim veya benzeri usullerle yapılabilir. Burada ısıl temasın tam olmasına bilhassa dikkat edilir. Kanatçıklı boru kullanımının amacı; ısı geçişi sağlanan yüzeyin artırılmasıdır [5].

Kanatçıklar genel olarak, hacimsel ısıtmalarda, gaz soğutmalı motorlarda silindirler üzerinde, evsel veya sanayi tipi ısı üreteçlerinde, gaz türbinlerinde, su soğutmalı motorlarda kullanılan radyatörlerde, elektrik güç motorlarında, bilgisayar işlemcilerinde ve diğer birçok ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır.

Günümüzdeki uygulamalarda yaygın olarak kullanılan kanatçıklı ve borulu tipteki ısı değiştiricileri ile ilgili Isı Mühendisliği alanında oldukça fazla uygulamalar vardır. Çeşitli tipteki kanatçık örnekleri; düz, panjurlu, dış bükey ve dalgalı tipte yapılmaktadır. Bunların birçoğu düz kanatçık yapısında olanlar, ısı değiştiricisi uygulamalarında oldukça sık kullanılmaktadır. Bunun sebebi kanatçıkların sağlam ve ekonomik yapıda olmaları ve imalatlarının oldukça basit olmasıdır. Isı değiştiricilerinde kullanılan boru kesitleri genellikle dairesel veya eliptiktir.

Düz kanatçıklı ve tüplü ısı değiştiricileri çok geniş kullanım alanlarından dolayı birçok bilim adamı tarafından araştırılmıştır. Bu araştırmalar bir ısı değiştiricisinde

basınç düşümünün ısı transferi üzerine etkilerini belirlemiştir. Fakat geometrik parametrelerin etkileri, kanatçık tipi ve boyutu üzerine sayısal olarak incelenmesi bugüne kadar çok az sayıda yapıldığı görülmektedir [6].

1.1 Tezin Amacı

Bu tezdeki amaç, doğrudan ateşlemeli bir kombi cihazında meydana gelen yanma olayının, onu takiben kanatlı borulu tip ısı değiştiricisinde gerçekleşenen ve iletim, taşınım ve ışınım mekanizmalarının tümünün yer aldığı ısı transferi olaylarının modellenmesi ve sonrasında meydana gelen yanma sonu ürünlerinin tespitinin yapılması suretiyle ısı değiştiriciye ait sayısal modelin oluşturulması, doğrulanması ve ısı değiştirici kapasitesinin iyileştirilmesi için yapılabilecek bazı değişikliklerin tespiti çalışmasıdır.

1.2 Kaynak Araştırması

Isı değiştiricileri konusunda çok sayıda deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalar güvenilirlik bakımından tercih edilmelerine karşın, yüksek maliyet, uzun zaman gerektiren ve yapılması mümkün olmayan karmaşık problemlerde uygulanamamaktadır. HAD yöntemi, karmaşık problemlerdeki akış yapısının özelliklerini anlaşılır hale gelmiştir.

Konuyla ilgili yapılan çalışmalar bu bölümde özetlenmiştir.

Shepherd, toplam 38 farklı tek sıralı sargıda değişikliğe giderek deneyler yapmıştır. Hava tarafındaki ortalama geçiş oranı ve ısı geçiş katsayısı ile ilgili şimdiye kadarki en önemli bilgi olmuştur. Isı geçiş katsayıları ile kanatçıkların verimleri üzerine değerlendirmelerde bulunmuştur. Hava tarafındaki ısı geçiş katsayısını kullanarak hesaplanan ısıl direncin belirlenmesi ve su tarafındaki direncin sıfıra yakın limit değerleri için çalışmalar yapmıştır [7].

Rich, 21 farklı kanat ara mesafesinde ısı geçişi ve basınç kaybına etkisini, levha kanatlı boru demetlerinde deneysel olarak araştırmıştır. Çalışmada ısı taşınım katsayısının kanat adımı 8.33 ila 1.2 kanat/cm arasındaki ısı değiştiricilerinde aynı kütle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu bulmuştur. Sürtünme faktörünün ise kanat adımı 5.55 ila 1.20 kanat/cm arasındaki ısı değiştiricilerinde aynı kütle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu gösteren çalışmalar yapmıştır. Ayrıca

levha kanatlı boru demetlerinde üçgen dizilmiş boru sıra sayısının, birden altı sıralıya kadar ısı taşınım katsayısına etkisi üzerinde araştırmalar yaparak, yüksek Reynolds sayısı olması halinde (Re>1500) ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıkça arttığını, düşük Reynolds sayısı olması halinde ise ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıkça azaldığını tespit etmiştir [8, 9].

Kayansayan, levha tipi ısı değiştiricilerinin sürekli rejim şartlarında, ısı geçiş karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada levha tipi, çapraz akışlı ısı değiştiricisi, dış yüzey geometrik yapısının ısı değiştiricisinin başarımına etkisi incelemiştir [10].

Forgo, ısı taşınım katsayısını yükseltmek için, kanat üzerine ilave çıkıntılar tasarlamıştır. Levha katlı boru demetlerinde yaptığı deneysel çalışmada, (ısı taşınım katsayısı x kanat verimi)'nin düz levha kanatlı olana göre çıkıntılı levha kanatlı boru demetinin % 50 daha büyük olduğunu, basınç kaybının ise çıkıntılı levha kanatlarda daha fazla olduğunu keşfetmiştir [11].

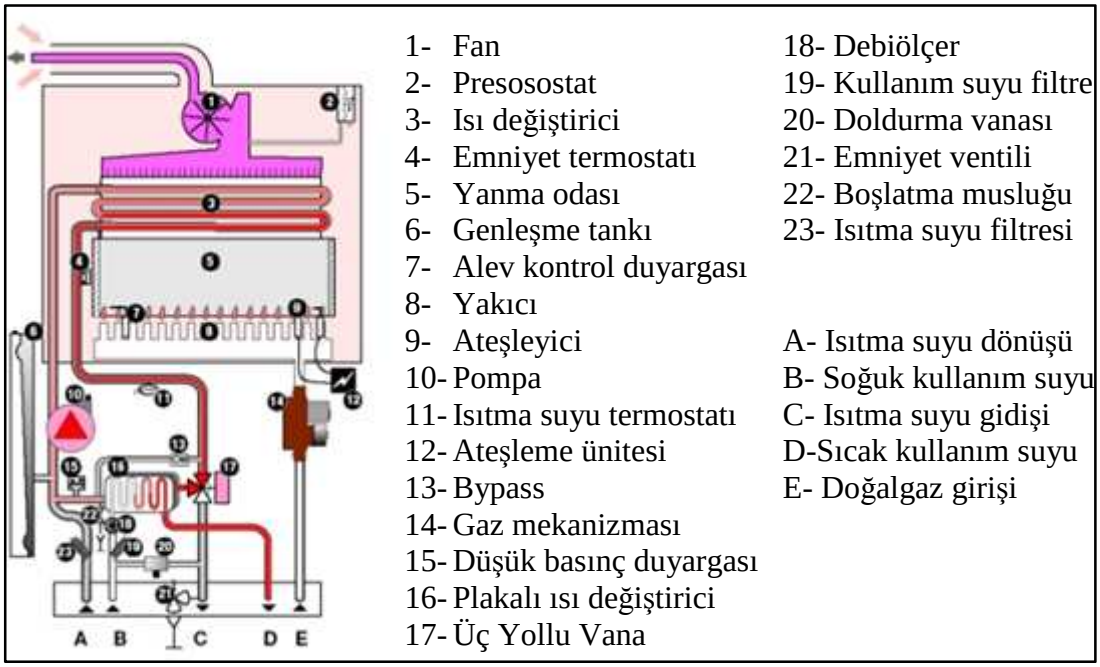
Chang ve Wang, dalgalı şekilli kanatçık geometrisine sahip büyük bir boru-tüp demetli ısı değiştiricisinde ısı geçişini etkileyen değişkenleri araştırmak için boru demeti, kanatçık dalga açısı, boru genişliği, kanatçık dalga uzunluğu, kanatçık uzunluğu ve kanatçık adımları gibi farklı geometrik yapıları incelemişlerdir [12].

Lee ve ark., plakalı bir ısı değiştiricisinde; kanal içerisine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine gelişigüzel dizilen kanatçıkların en başarılı geometri ve dizilişi bulunmuştur. Çalışma Reynolds sayısının 500 ile 1500 aralığında yapılmıştır. Farklı değişkenler kullanılarak kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin en iyi başarımı verdiği geometriyi tespit etmişlerdir [13].

2. SICAK SU ÜRETİM SİSTEMİ OLARAK KOMBİ

Suyun ısıtılması, bir enerji kaynağından faydalanmak suretiyle suyun sıcaklığının başlangıç değerinin üzerine çıkarıldığı termodinamik bir işlemdir. Endüstriyel alanlarda ve evsel ihtiyaçların karşılanmasında her zaman olduğu gibi hayatın vazgeçilmez bir parçası olmaya devam eden sıcak suyun üretimi için geçmişten günümüze kadar birçok yöntem keşfedilmiş, geliştirilmiş ve uygulanmıştır.

Suyun ısıtılması için gereksinim duyulan enerjinin alınan ve satılan bir değer haline gelmesi ve ekonomik bir karşılık bulmaya başlaması ile birlikte, sıcak su üretimi için harcanacak enerji miktarının mümkün olan en az seviyeye indirilmesi çalışmaları her zamankinden daha önemli bir hal almıştır. Bununla birlikte, geliştirilmekte olan sistemlerin çevreye olan olumsuz etkilerinin (CO, NO_x vb. atık gazlar) en aza indirgenmelerine de bilhassa önem verilmiştir. Özetle, yeni nesil sıcak su üretim sistemlerinin tasarımında enerjiyi en ucuza ve en çevreci yöntemlerle üretebilmek parolasıyla yol alınmıştır.



Şekil 2.1 : Kombi cihazı ve parçaları.

2.1 Kombi Nedir?

Kombiler, yakıt olarak LPG veya doğalgaz'ın kullabildiği ve ihtiyaç halinde yakıt türleri arasında geçiş yapılabilmesine imkan tanıyan, kullanıcısına bağımsız ısınma kabiliyeti veren, konutların veya işyerlerinin hem ısınma hem de sıcak kullanım suyu ihtiyacını aynı anda karşılayabilen cihazlardır. Bu sebeple İngilizce'deki "Combined water heater" teriminden hareketle Türkçe'de de "kombi" olarak adlandırılmaktadırlar.

Kombi cihazlarının sınıflandırılmaları genel olarak şu özelliklere göre yapılmaktadır.

- Kullanılan yakıtın cinsine göre
- Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemlerine göre
- Kapasitelerine göre
- Çalışma ortamlarına göre
- Ateşleme sistemlerine göre
- Baca gazından yararlanma durumuna göre
- Sera gazı salınımı miktarlarına göre

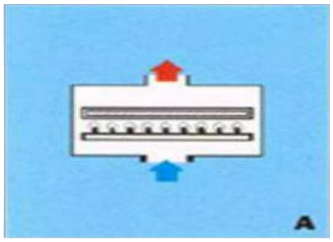
2.1.1 Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemlerine göre kombiler

Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemlerine göre kombiler üç sınıfta incelenebilirler.

- A tipi kombiler
- B tipi kombiler
- C tipi kombiler

2.1.1.1 A tipi kombiler

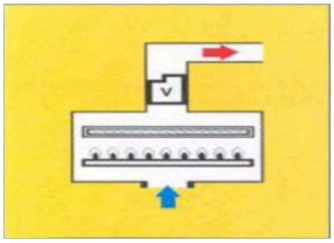
Bu tip kombiler, yanma için gerekli olan havayı bulundukları ortamdan aldıkları gibi yanma sonrasında ortaya çıkan atık gazları da yine bulundukları ortama atarlar. Ocaklar, katalitik sobalar bu tip cihazlardır ve Şekil 2.2'de şematize edilmişlerdir.



Şekil 2.2 : A tipi kombiler.

2.1.1.2 B tipi kombiler

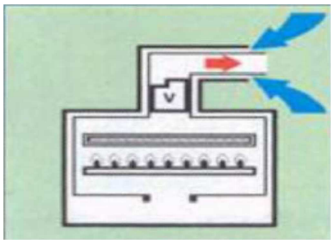
Bu tip kombiler, yanma için gerekli olan havayı bulundukları ortamdan alıp, yanma sonrasında ortaya çıkan gazları baca vasıtası ile dış ortama atarlar. Bu tip cihazlar, bacalı tip kombiler veya yarı hermetik kombiler olarak da adlandırılırlar ve Şekil 2.3'te şematize edilmişlerdir..



Şekil 2.3 : B tipi kombiler.

2.1.1.3 C tipi kombiler

Bu tip kombiler, yanma için gerekli olan havayı bir baca seti vasıtası ile dış ortamdan alıp, yanma sonrasında ortaya çıkan gazları da yine aynı veya farklı bir baca vasıtası ile dış ortama atarlar. Bu tip cihazlar, hermetik cihazlar olarak adlandırılırlar ve Şekil 2.4'te şematize edilmişlerdir.



Şekil 2.4 : C tipi kombiler.

2.1.2 Ateşleme sistemine göre kombiler

Ateşleme sistemlerine göre kombiler iki sınıfa ayrılmaktadırlar.

- Pilot alevli kombiler
- Elektronik ateşlemeli kombiler

2.1.3 Çalışma ortamlarına göre kombiler

Çalışma ortamlarına göre kombiler iki sınıfa ayrılmaktadırlar.

- Kapalı ortamda çalışabilen kombiler
- Açık ortamlarda çalışan kombiler

2.1.4 Baca gazından yararlanma durumuna göre kombiler

Baca gazından yararlanma durumuna göre kombiler de iki sınıfa ayrılmaktadırlar.

- Yoğuşmalı kombiler
- Geleneksel (yoğuşmasız, konvansiyonel) kombiler

Yoğuşmalı kombileri, geleneksel tip cihazlardan ayıran özellik, atık gazlar içerisinde ihtiva edilen su buharının yoğuşturulması ile ek bir ısı kaynağı elde edilebilmesidir.

2.2 Çözümlemesi Yapılacak Kombi Cihazı Özellikleri

Bu çalışma kapsamınca ele alınan, deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak incelenen kombi cihazı aşağıdaki özelliklere sahiptir.

- Kullanılan yakıtın cinsine göre: Doğalgaz yakıtlı
- Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemine göre: C tipi hermetik
- Kapasitesine göre: 24kW
- Çalışma ortamlarına göre: Kapalı ortamda çalışabilen
- Ateşleme sistemlerine göre: Elektronik ateşlemeli
- Baca gazından yararlanma durumuna göre: Geleneksel
- Sera gazı salınımı miktarlarına göre: Düşük gaz salınımlı

Deneysel çalışmalar kapsamınca aşağıdaki ölçüm ve incelemeler yapılmıştır.

- Doğalgaz debisi ölçümü
- Isıtma hattında dolaşan su debisi ölçümü
- Kombi içerisinde belirlenen noktalara ait sıcaklık ölçümü
- Baca gazı analizi

Deneysel çalışmaları takiben elde edilen bilgiler ışığında uygun bir sayısal çözüm yöntemi seçilerek, kombi cihazına ait yanma odasında meydana gelen yanma reaksiyonlarını ve kanatlı ısı değiştiricide meydana gelen ısı geçişi olaylarını ihtiva edecek şekilde problemin bilgisayar ortamında kurgulanması ve çözümlenmesi sağlanmıştır.

Deneysel ve sayısal modelleme çalışmaları ileriki başlıklar altında detaylı olarak irdelenmiş ve açıklanmıştır.

3. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Birçok mühendislik uygulama alanında karşılaşılan akışlar, karmaşık geometriler içerisinde veya etrafında olup, çoğunlukla üç-boyutlu, zamana bağlı olarak değişen, kopmalı ve türbülanslı akışlardır. Bunlara ilave olarak, akış problemleri ile birlikte kimyasal tepkimelerin de çözümleri gerekebilmektedir. Bu tür üç boyutlu karmaşık akış problemlerinin sayısal olarak incelenmesinde, paralel bilgisayar öbeklerinin daha yaygın kullanımı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve yüksek başarımlı hesaplamalar sayesinde günümüzde mümkün olmaya başlamıştır. Böylece HAD çözümleri artık bütün bilim ve mühendislik alanlarında önemi artan bir rol oynamaktadır. [14]

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlemerinde bir bütün olarak ele alınması gereken adımlar şunlardır.

- Ön işleme (preprocessing)
- Hesaplama (computation)
- Son işleme (postprocessing)

Ön işleme adımında, probleme uygun geometrinin tanımlanması ve katı modelleme yazılımları ile oluşturulması, geometriye uygun hesaplama alanının belirlenmesi, yapısal (structured) veya yapısal olmayan (unstructured) çözüm ağının, çözüm ağı üretme (grid generation) yazılımlarıyla oluşturulması ve son olarak bu çözüm ağının akış çözücüye uygun formatta hazırlanması işlemleri vardır. Hesaplama adımında, uygun sayısal yöntemler, uygun algoritmalar ve uygun sınır koşullarının seçilmesi ve tanımlanması ile hesaplama alanı ve çözüm ağı üzerinde akış çözücüler (flow solver) kullanılarak hesaplamalar yapılır. Son işleme adımında ise hesaplama adımında elde edilen sayısal çözümün yani verilerin irdelenmesi, son işleme yazılımları ile uygun şekilde çizgi grafikler, eş değer eğrileri, üç boyutlu görüntü ve animasyonlar ile görüntülenmesi ve yorumlanması işlemleri yapılır. [15, 16, 17].

3.1 Korunum Denklemleri

Akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde, akışkanın davranışını matematiksel olarak ifade eden korunum denklemlerinin temeli şu üç yasaya dayanır.

- Akışkan içerisinde ele alınan çok küçük bir kontrol hacminin yüzeylerinden geçen toplam kütle akısı, o hacim içerisindeki kütlenin zamana göre değişimine eşittir. Bu yasa kütlenin korunumu yasası olarak bilinir.
- Aynı hacim elemanı için; yüzeylerden geçen toplam momentum akısı, hacim içerisindeki momentumun zamanla değişimine eşittir. Bu aynı zamanda söz konusu hacme uygulanan net kuvvete eşittir. Bu, momentumun korunumu yasasıdır.
- Hacim elemanının toplam enerjisindeki değişim, ısı geçişi miktarındaki ve hacim elemanı üzerinde yapılan işteki değişimin toplamına eşittir. Bu da enerjinin korunumu yasasıdır.

Süreklilik denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \qquad \textbf{(3.1)}$$

x, y, z yönündeki momentum denklemleri sırasıyla şu şekilde ifade edilir:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \qquad \textbf{(3.2a)}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)-g \qquad \textbf{(3.2b)}$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \qquad \textbf{(3.2c)}$$

Enerji denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \qquad \textbf{(3.3)}$$

3.2 Türbülansın Modellenmesi

Türbülanslı akışın karakteristik özelliği hız alanının çalkantılı olmasıdır. Bu çalkantı momentum ve enerji gibi büyüklüklerin taşınım yoluyla etkin bir şekilde aktarılmasında önemli rol oynar. Bu çalkantılar küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabileceğinden bu özellikteki akışların sayısal olarak doğrudan modellenmesi oldukça yüksek işlem kapasitesi gerektirmektedir. Bu yüzden anlık değişkenler cinsinden yazılmış korunum denklemleri zaman ortalamalı olarak yazılabilir veya küçük ölçekli yapılar modellenirken sadece büyük ölçekteki türbülans yapıları doğrudan çözülebilir ve böylece türbülanslı akışta korunum denklemleri daha az işlem kapasitesi gerektirecek bir hale getirilebilir. Fakat türbülanslı akış için modifiye edilen bu denklemler kapalı bir denklem sistemi oluşturmaz, yani türbülanslı akışın hesaba katılması bazı ek değişkenlerin denklemlere girmesine neden olur ve böylece bilinmeyen değişkenlerin sayısı denklem sayısından fazla olur. Bu nedenle bu denklem sisteminin kapalı hale getirilmesi için türbülans modelleri geliştirilmiştir.

Çeşitli türbülans modelleri şu şekildedir [18]:

- Spalart-Allmaras modeli
- k-ε modelleri
    - Standart k-ε modeli
    - Renormalization-group (RNG) k-ε modeli
    - Realizable k-ε modeli
- k-ω modelleri
    - Standart k- ω modeli
    - Shear-stress transport (SST) k- ω modeli
- Reynolds stress model (RSM)
    - Linear pressure-strain RSM modeli
    - Quadratic pressure-strain RSM modeli
    - Low-Re stress-omega RSM modeli
- Detached eddy simulation (DES) modeli
- Large eddy simulation (LES) modeli

Bu çalışmada standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

3.2.1 Realizable k-ε modeli

Realizable k-ε modeli ile ilgili tanımlamalara geçmeden önce, standard k-ε modelden bir miktar bahsetmek gerekmektedir. Standard k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans sönümleme hızı (ε) için yazılan ve aşağıda verilmiş iki adet aktarım denklemine dayanmakta olup karışım uzunluğu modelinin iyileştirilmesi için geliştirilmiştir. Standart k-ε model'in elde edilmesi akışın tamamen türbülanslı olması yaklaşımına dayanmaktadır. Bu yüzden bu model sadece tam türbülanslı akışta doğru sonuç vermektedir.

Standard k-ε için aktarım denklemleri şu şekildedir [14]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M \qquad \textbf{(3.4)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad \textbf{(3.5)}$$

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \qquad \textbf{(3.6)}$$

Burada G_k ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi, μ_t türbülans dinamik vizkozitesi, Y_M sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi; C_μ, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabitler; σ_k ve σ_ε k ve ε için prandtl sayılarıdır.

Realizable k-ε modeli, standard k-ε modelden iki önemli noktada farklılık göstermektedir.

- Türbülans dinamik vizkozitesi (μ_t) aynı formülasyon ile hesap edilmektedir. Fakat bu yeni durumda C_μ ifadesi sabit değildir.
- Türbülans sönümleme hızı (ε) için modifiye edilmiş bir aktarım denklemi kullanılmaktadır.

Realizable k-ε modeline ismini veren "realizable" kelimesi, modelin Reynolds gerilmeleri üzerindeki kısıtları, türbülanslı akışın fiziği ile uyumlu olacak şekilde karşılıyor olmasından gelmektedir.

Realizable k-ε modelinin görece yeni oluşundan ötürü, hangi durumlar karşısında standard k-ε ve RNG k-ε modellerinden daha iyi sonuçlar verdiği konusu henüz tam manasıyla açıklığa kavuşmamıştır. Fakat bugüne kadar yapılmış olan çalışmalar, realizable k-ε modelin diğer k-ε modelleri içerisinde en iyi ve en doğru sonuçları verdiği gözlemlenmiştir.

Realizable k-ε için aktarım denklemleri şu şekildedir [18]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \tag{3.7}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S_\varepsilon+\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b+S_\varepsilon \tag{3.8}$$

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.9}$$

$$C_\mu=\frac{1}{A_0+A_s\dfrac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{3.10}$$

$$A_0=4.04,\quad A_s=\sqrt{6}\cos\phi \tag{3.11}$$

$$\phi=\frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W),\quad W=\frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3},\quad S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\delta u_j}{\delta x_i}+\frac{\delta u_i}{\delta x_j}\right) \tag{3.12}$$

Boyutsuz model katsayıları $C_{1\varepsilon}$ = 1.44, C_2 = 1.9, σ_k = 1.0, σ_ε = 1.2 değerlerini alırlar. Bu varsayılan değerler, türbülanslı kayma akışları gibi temel akışlar için hava ve su ile yapılan deneysel çalışmalardan elde edilmiştir.

3.3 Işınımın Modellenmesi

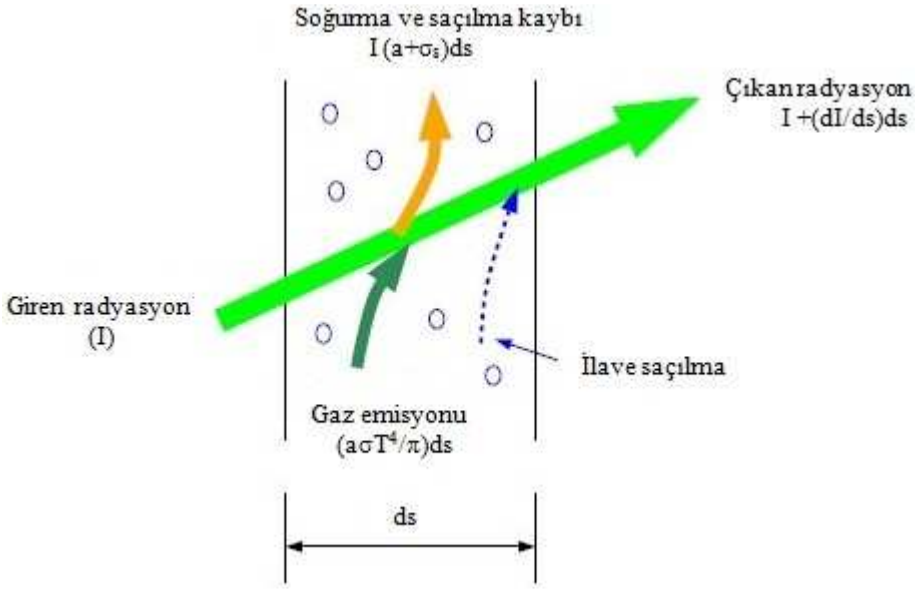
Işınım etkisi, $q_{rad} = \sigma(T^4_{max}-T^4_{min})$ değeri yanma problemlerinin tam doğru olarak modellenebilmesi için mutlaka hesaba katılmalıdır. Bu çalışmada da ısı kaynağı olarak bir yanma olayı incelendiğinden, ışınım etkisi dikkate alınmıştır. Işınımla

gerçekleşen net ısı akısı Radyatif Transfer Denklemi (RTD) olarak adlandırılan bir integro-diferansiyel denklemin çözülmesiyle elde edilir. RTD spektral ışınım şiddetinin bir ortam içerisinde izlediği yol boyunca değişimini ifade eder [18]:

$$\frac{dI\left(\vec{r},\vec{s}\right)}{ds}+\underbrace{\left(a+\sigma_s\right)I\left(\vec{r},\vec{s}\right)}_{Soğurma}=\underbrace{an^2\frac{\sigma T^4}{\pi}}_{Yayma}+\underbrace{\frac{\sigma_s}{4\pi}\int_0^{4\pi}I\left(\vec{r},\vec{s'}\right)\Phi\left(\vec{s}\cdot\vec{s'}\right)d\Omega'}_{Saçılma} \qquad \textbf{(3.13)}$$

Burada $\vec{r}$ konum vektörü, $\vec{s}$ yön vektörü, $\vec{s'}$ yayılım yönü vektörü, s alınan yol, a yutma katsayısı, n kırılma indisi, σ_s yayılım katsayısı, σ Stefan-Boltzmann sabiti, I konum $\vec{r}$ ve yöne $\vec{s}$ bağlı ışınım şiddeti, T sıcaklık, Φ faz fonksiyonu ve Ω' katı açıyı ifade etmektedir.

Şekil 3.1'de ışınımla ısı geçişi işlemi gösterilmektedir [18].



Şekil 3.1 : Işınımla ısı geçişi.

Çeşitli ışınım modelleri şu şekildedir:

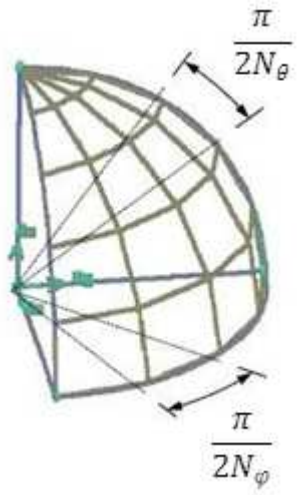
- Discrete Ordinates Modeli
- Discrete Transfer Radiation Modeli
- P1 Radiation Modeli
- Rosseland Modeli
- Surface-to-Surface Radiation Modeli

Bu çalışmada "Discrete Ordinates" ışınım modeli kullanılmıştır.

3.3.1 Discrete Ordinates ışınım modeli

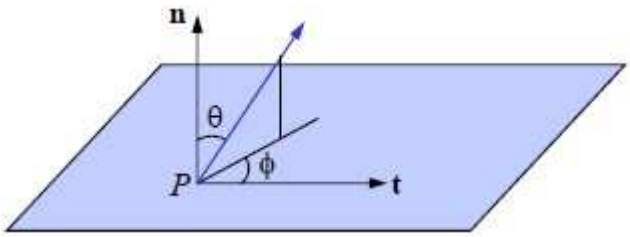
“Discrete ordinates (DO)” ışınım modeli radyatif transfer denklemini, her biri kartezyen sistemi içerisinde belirlenmiş $\vec{s}$ vektör yönüyle ilgili sonlu sayıdaki ayrık katı parçacık açıları için çözer. DO modeli RTD’yi ışınım şiddeti için yazılmış bir aktarım denklemine dönüştürür ve bu denklemi tüm yönler için çözer. DO en kapsamlı ışınım modelidir. Bu model saçılmayı, yarı saydam ortamı, yansıtıcı yüzeyleri ve dalga boyuna bağlı geçirmeyi hesaba katmaktadır ve konservatif bir metod olup kaba ayrıklaştırma için ısı dengesini sağlayabilmektedir. Bunun yanı sıra ince ayrıklaştırma yapılarak hassasiyet arttırılabilmektedir [18].

Açısal ayrıklaştırma Theta Division (N_θ) ve Phi Division (N_φ) parametreleri ile kontrol edilir. Bu parametreler açısal uzayın her bir 1/8’lik kısmını ayrıklaştırmak için kullanılan kontrol açılarının sayısını belirlemektedir (Şekil 3.2). Her bir ayrık ordinat bir katı açı içerisindeki ışınımla aynı yöndedir.



Şekil 3.2 : Açısal uzayın 1/8’lik kısmının ayrıklaştırılması [18].

Şekil 3.3’te açısal koordinat sisteminde φ ve θ açıları görülmektedir.



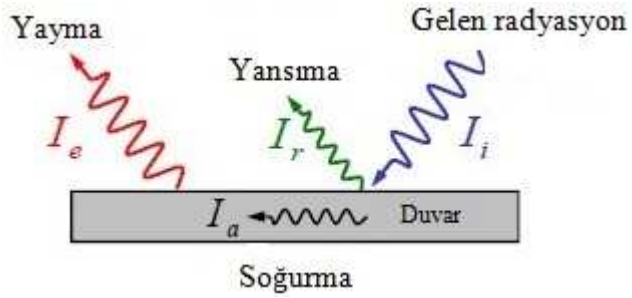
Şekil 3.3 : Açısal koordinat sistemi.

Burada azimut açısı $0 < \varphi < 2\pi$, kutup açısı ise $0 < \theta < \pi/2$ aralığındadır.

Discrete Ordinate ışınım modeli, saydam olmayan duvarların her iki yanında da akışkan veya katı ortam olduğu problemleri çözebilmektedir. Saydam olmayan duvar yüzeyine gelen radyasyon enerjisinin bir kısmı duvarı çevreleyen ortama geri yansımakta, bir kısmı da duvar tarafından soğurulmakta olup bu enerji dengesi şu şekilde ifade edilebilir [18]:

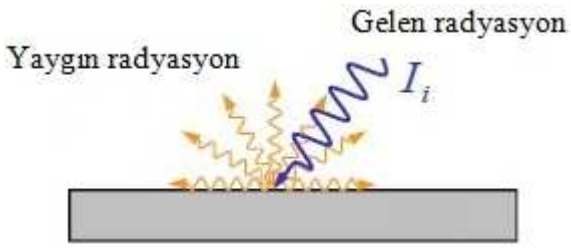
$$I_i = I_r + I_a \tag{3.14}$$

Şekil 3.4'te saydam olmayan duvarda ışınımla ısı geçişi şematik olarak gösterilmektedir [18].



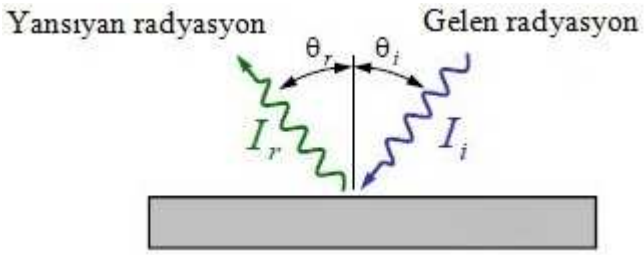
Şekil 3.4 : Saydam olmayan duvarda ışınımla ısı geçişi.

Duvar yüzeyine gelen ışınım yaygın ve aynasal olmak üzere yansımaktadır. Yaygın ve aynasal yansıyan ışınım değerleri duvar yüzeyinin diffuse fraction (f_d) katsayısı değeri ile belirlenmektedir ve bu terim yaygın yansımanın toplam yansımaya oranını ifade etmektedir. Şekil 3.5'te duvar yüzeyine gelen ışınımın yaygın olarak yansıdığı durum görülmektedir [18].



Şekil 3.5 : Yaygın yansıma.

Şekil 3.6'da yüzeye gelen ışınımın aynasal olarak yansıdığı durum görülmektedir [18].



Şekil 3.6 : Aynasal yansıma.

Saydam olmayan duvar yüzeyine gelen ışınım enerjisi q_{in} kabul edilirse,

Duvar yüzeyinden ışınım yayımı:

$$n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4 \tag{3.15}$$

Duvar yüzeyinden yaygın olarak yansıyan ışınım:

$$f_d (1-\varepsilon_w) q_{in} \tag{3.16}$$

Duvar yüzeyinden aynasal olarak yansıyan ışınım:

$$(1-f_d) q_{in} \tag{3.17}$$

Duvar yüzeyinde soğurulan ışınım:

$$f_d \varepsilon_w q_{in} \tag{3.18}$$

denklemleri ile ifade edilir [18]. Burada f_d diffuse fraction, n duvara komşu ortamın kırılma indeksi, ε_w duvar yayılıcılığı, σ Stefan-Boltzmann sabiti, T_w duvar yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

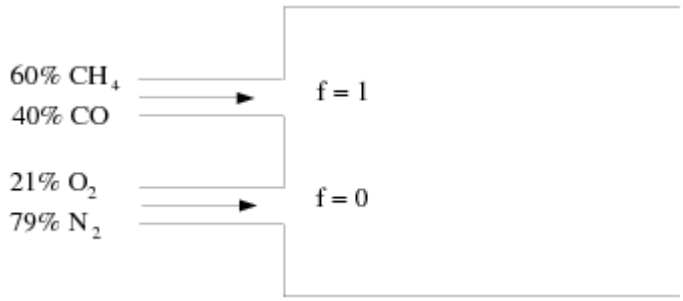
3.4 Yanmanın Modellenmesi

Yanma, yakıcı ve oksitleyicinin bir arada bulunması sonucunda ışık ve ısının açığa çıktığı ardışık karmaşık kimyasal reaksiyondur. Çok yalın bir ifadeyle yakıtın yanabilen kısmının, oksijen ile birleşmesiyle ısı açığa çıkaran kimyasal reaksiyona yanma denilmektedir. Yanma ancak yakıt-hava karışımının gazlaştırılması ve tutuşma sıcaklığına ısıtılması durumunda gerçekleşmektedir. Alev, gerekli reaksiyon sıcaklığının altına inilmesi durumunda ortadan kaybolmaktadır. Tam yanma sonucunda baca gazında yanabilen gazlar ve yakıt parçacıkları bulunmamaktadır.

Yanma sonucu oluşan bileşenler; havanın azotu, su buharı, oksijen, karbondioksit ve zararlı maddelerdir. Bu bileşenler yakıtın türüne göre değişkenlik göstermektedir. Yanma sonucu çıkan atık ürünler kükürtdioksit (SO_2), karbonmonoksit (CO), azotoksitler (NOx) ve yanmamış hidrokarbonları (C_xH_y) içermektedir.

Kısmi ön karışımlı yanma modeli, ön karışımsız yanma ve ön karışmalı yanma modellerinine ait özelliklerin bir araya getirilmesi sonucunda oluşturulmaktadır.

Ön karışımsız yanma modelinde yakıt ve hava reaksiyon bölgesine ayrı ayrı girmektedir ve bu durum Şekil 3.7'de şematize edilmiştir. [18] Ön karışımsız yanmaya örnek olarak metan yanması, pülverize kömürlü ocaklar ve dizel içten yanmalı motorlar verilebilir. Belirli kabuller altında termokimyası karışım kesri olarak ifade edilen tek bir parametreye indirgenebilir. Karışım kesri "f" ile gösterilir.



Şekil 3.7 : Şematik ön karışımsız yanma modeli.

Karışım kesri ifadesi atomik kütle kesirleri cinsiden şu şekilde ifade edilebilir:

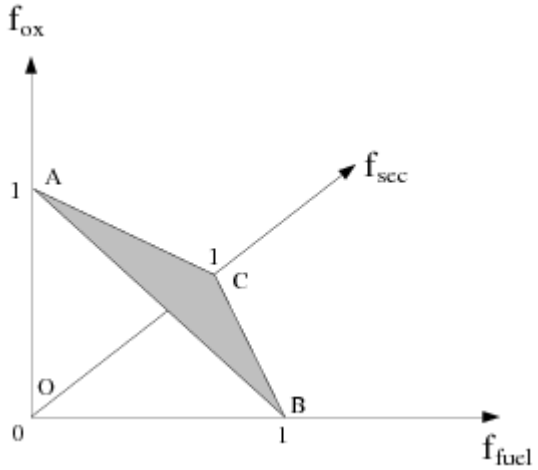
$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,\,fuel} - Z_{i,ox}} \qquad \textbf{(3.19)}$$

Burada tanımlanan Z_i element kütle oranı olmakla birlikte, *ox* alt indisi hava akışı girişinde değeri, *fuel* indisi de yakıt akışı girişindeki değeri göstermektedir. Reaksiyon bölgesine giren elemanların yayılım katsayılarının eşit olduğu kabulü altında, karışım kesri değeri yanma elemanlarının türünden bağımsız olur. [18]

Reaksiyon bölgesine giren ikincil bir akım olması durumunda ki bu yakıt veya kimyasal tepkimeye girebilecek farklı bir eleman olabilir; yakıt, hava ve ikincil elemana ait karışım kesirlerinin toplamı her zaman bire eşit olacaktır.

$$f = f_{fuel} + f_{\sec} + f_{ox} \qquad \textbf{(3.20)}$$

Eşit yayılma katsayısı kabulü altında, kimyasal tepkimelere giren ve bu tepkimeler sonucu oluşan ürünlere ait denklemler (species equations), korunumlu bir büyüklük halinde olan karışım kesri ile ifade edilebilen tek bir aktarım denklemine indirgenebilirler.



Şekil 3.8 : Karışım kesirleri arasındaki ilişki.

Favre ortalama karışım kesri denklemi şu şekildedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \overline{f}\right)+\nabla.\left(\rho \overline{v}\,\overline{f}\right)=\nabla.\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t}\nabla \overline{f}\right)+S_m+S_{user} \qquad \textbf{(3.21)}$$

Burada S_m, sıvı yakıt damlacıklarından veya katı yakıt parçacıklarınadan gaz fazına geçen kaynak terimini gösterdiği gibi S_{user} da kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimidir.

Yukarıda belirtilen ortalama karışım kesri denklemine ek olarak FLUENT yazılımı ile bir başka korunum denklemi olan karışım kesri varyansı eşitliği de çözülmektedir.

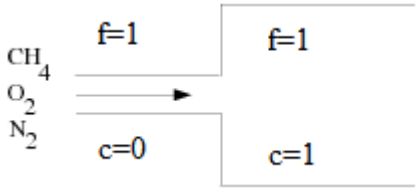
$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \overline{f^{'2}}\right)+\nabla.\left(\rho \overline{v}\,\overline{f^{'2}}\right)=\nabla.\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t}\nabla \overline{f^{'2}}\right)+C_g\mu_t(\nabla \overline{f})^2+C_{d^0}\frac{\varepsilon}{k}\overline{f^{'2}}+S_{user} \qquad \textbf{(3.22)}$$

$$f^{'}=f-\overline{f} \qquad \textbf{(3.23)}$$

Burada σ_t,C_g, C_d katsayıları sabit olup sırasıyla 0.85, 2.86 ve 2.0 değerlerine sahiptirler.

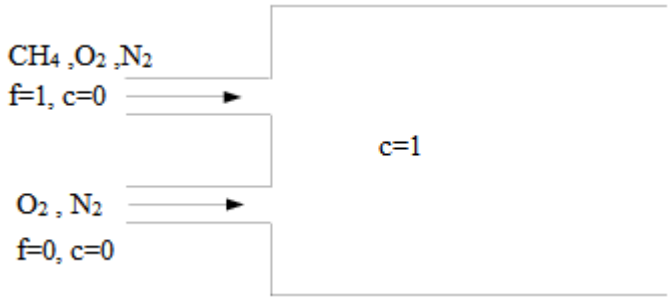
Ön karışımlı yanma modelinde yakıt ve hava reaksiyon bölgesine, Şekil 3.9'da şematize edildiği gibi, aynı noktadan girmektedir. [18] Ön karışımlı yanmanın en

genel örneklerinden birisi olarak benzinli içten yanmalı motorlar verilebilir. Karışım kesri'nin yanı sıra sayısal çözümlemede dikkate alınan diğer bir büyüklük de gelişim değişkeni'dir (progress variable). Hava-yakıt karışımının, önceden belirlenen bir sınır koşuldaki durumunun tarif edilebilmesi maksadıyla kullanılmaktadır ve FLUENT yazılımı içerisinde "c" harfi ile sembolize edilmektedir. Karışımın yanmış (burnt) veya yanmamış (unburnt) olduğunun ayırt edilmesi için bu değer sıfır veya bir değerlerini almaktadır. [18]



Şekil 3.9 : Şematik ön karışımlı yanma modeli.

Kısmi ön karışımlı yanma modellerinde yanma için gerekli olan havanın bir kısmı yakıt ile karıştırılmakta ve bu karışım geri kalan havadan ayrı bir kanaldan reaksiyon bölgesine girmektedir. Kısmi ön karışımlı yanmaya örnek olarak, bu çalışmada ele alınan kombi cihazı içerisindeki yanma olayı verilebilir.



Şekil 3.10 : Şematik kısmi ön karışımlı yanma modeli.

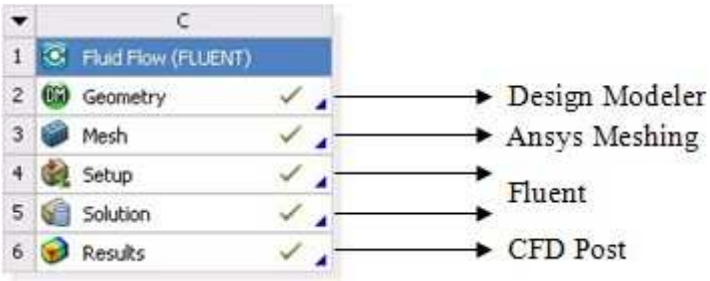
3.4.1 Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

Olasılık yoğunluk fonksiyonu (Probability density function, PDF), bir olayın belirli sayıdaki bağımsız değişkenlerde meydana gelme olasılığının tanımıdır ve kimyasal tepkimelerin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Kısmi ön karışımlı yanma modelinin seçildiği bu çalışmada Smooke mekanizmasının içerdiği toplam 17 bileşen PDF olarak tanımlanmıştır. Bu bileşenler CH_4, N_2, O_2, O, O_3, CO, CO_2, H, H_2, H_2O, H_2O_2, HO_2, HONO, OH, HOCO, CHO ve HCO'dur. Aralarında oluşturdukları zincir tepkimeler sayesinde yanma gerçekleşmektedir.

Olasılık yoğunluk fonksiyonu (OYF) FLUENT programının bir alt programı olan "prePDF" kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan bu ek program, yanma çözümleri yapılırken kısmi ön karışımlı yanma menüsünden okutularak; varsayılan yanma tepkimelerinden bağımsız tanıtılan Smooke mekanizması tepkimeleriyle çözüme ulaşılmıştır. [18]

3.5 Sayısal Modelin Kurgulanması

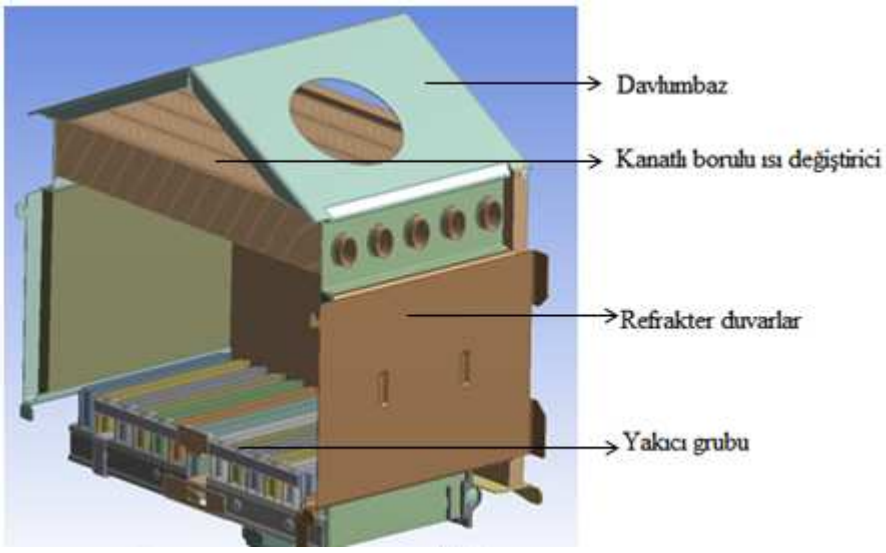
Ele alınan problemin ANSYS paket programı yardımıyla çözümü için aşağıdaki işlem sırası takip edilmiştir.



Şekil 3.11 : Çözüm şematiği.

3.5.1 Katı model ve akış hacmi

Bu çalışmada öncelikle SolidWorks ve ANSYS Modeler yazılımlarından faydalanmak suretiyle, kombi cihazının birebir ölçülerdeki modeli oluşturulmuştur. Problemin üzerinde yoğunlaştığı yanma odası ve kanatlı borulu tip ısı değiştirici, önceden oluşturulmuş ve Şekil 3.12'de gösterilmiş olan ana modelden ayrılmıştır.

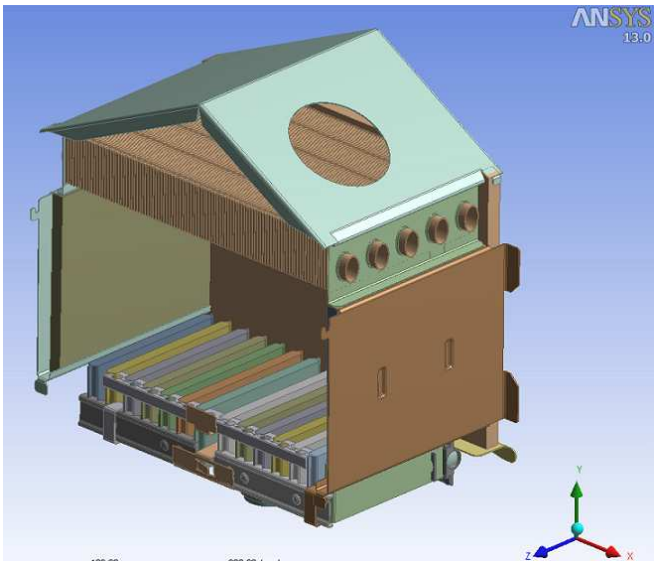


Şekil 3.12 : Kombi cihazı.

Yanma odası üzerine yerleştirilmiş olan ısı değiştirici, yanma sonucu oluşan alevlerle doğrudan temas halindedir. Kombi cihazımızı isimlendirirken kullanılan “doğrudan ateşlemeli” ifadesi bu temasın tarifi için kullanılmıştır.

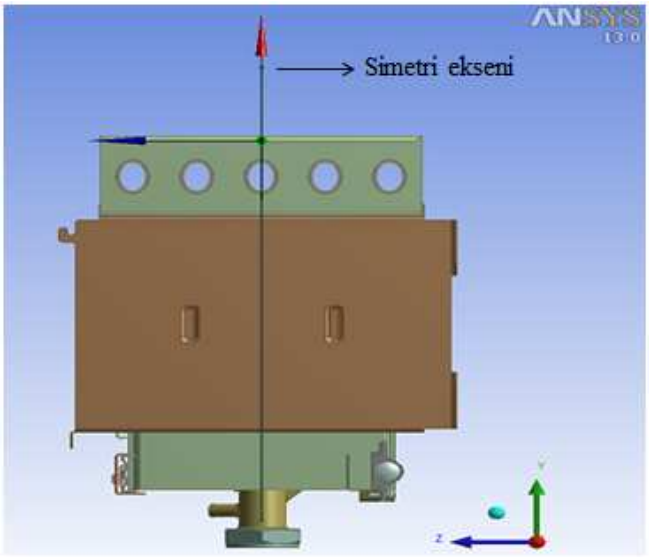
Problemin sayısal olarak çözülebilmesi için kombi içerisinde yer alan yakıcı grup elemanlarının ve kanatlı borulu ısı değiştiricinin tamamının kullanılması suretiyle problemin çözümü elbette ki mümkündür. Lakin bu yönde bir tercih, çözüm için ihtiyaç duyulan bilgisayar hafızasını ve çözüm için gerekli olan zamanı oldukça arttırmaktadır.

Şekil 3.13’ten görülebileceği üzere ısı değiştirici üzerindeki kanatlar ve yanma odası altına yerleştirilmiş olan yakıcı elemanlar x-ekseni doğrultusunda periyodik bir dizilim içerisindedirler.



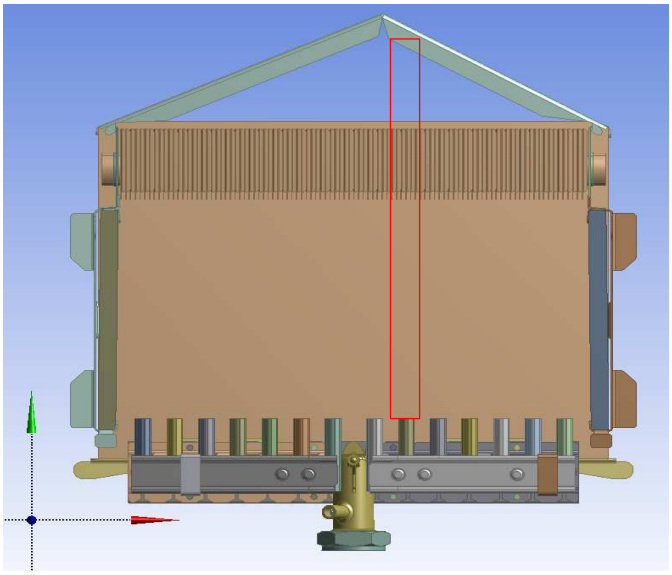
Şekil 3.13 : Tekrarlı yerleştirilen yakıcı elemanlar ve ısı değiştirici kanatları.

Ayrıca, yanma odası, yakıcı grubu elemanları ve ısı değiştici ünitesi, üç numaralı boru eksenine dik doğrultudaki izafi bir eksene göre simetrik bir yapıya sahiptirler.



Şekil 3.14 : Simetri ekseni.

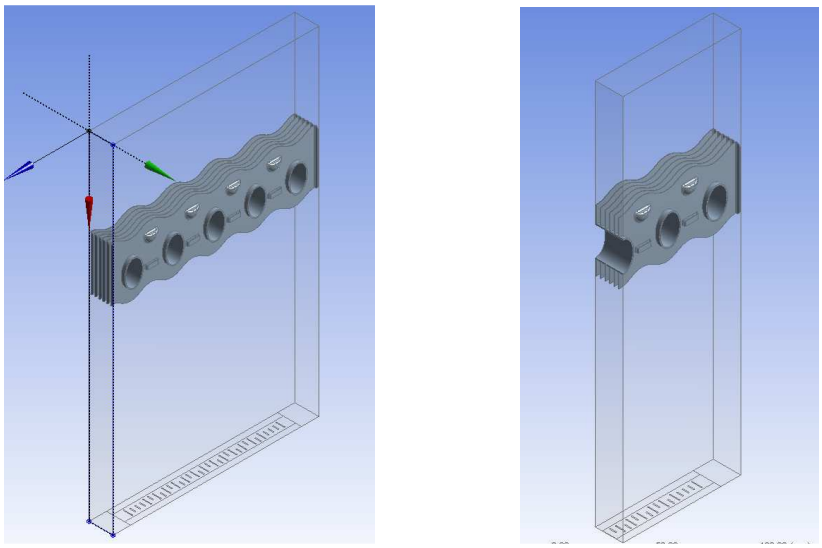
Yukarıda belirtilen periyodik ve simetrik olma şartlarını kullanmak suretiyle problemin çözümünde kullanılacak olan modelin sadeleştirilmesine çalışılmıştır. Şöyle ki, seksendokuz adet kanat ihtiva eden ısı değiştiricinin tamamının modellenmesi yerine, yaklaşık onbeşte biri olacak şekilde, üzerinde altı adet kanat bulunan ve ısı değiştiricinin orta bölgesine yakın bir yerde bulunan boru parçası ve bu boru parçası modellenmiştir. Modelin alt yüzeyinde yalnızca, yakıcı elemana ait hava-yakıt karışımlarının üflendiği ve ikincil havanın yanma odasına beslendiği açıklıklar bulunmaktadır. Yakıcı elemanlar, çözüm bölgesi dışında bırakılmışlardır.



Şekil 3.15 : Çözüm yapılacak olan model dilimi - ön görünüş.

Bu sayede model geometrisinin büyüklüğünde yaklaşık olarak 97%'lik bir azalma gerçekleştirilmiştir ve model sayısal çalışmalar için uygun hale getirilmiştir.

Şekil 3.15'de kanatlı boru onu çevreleyen yanma ve akış hacmi görülmektedir.

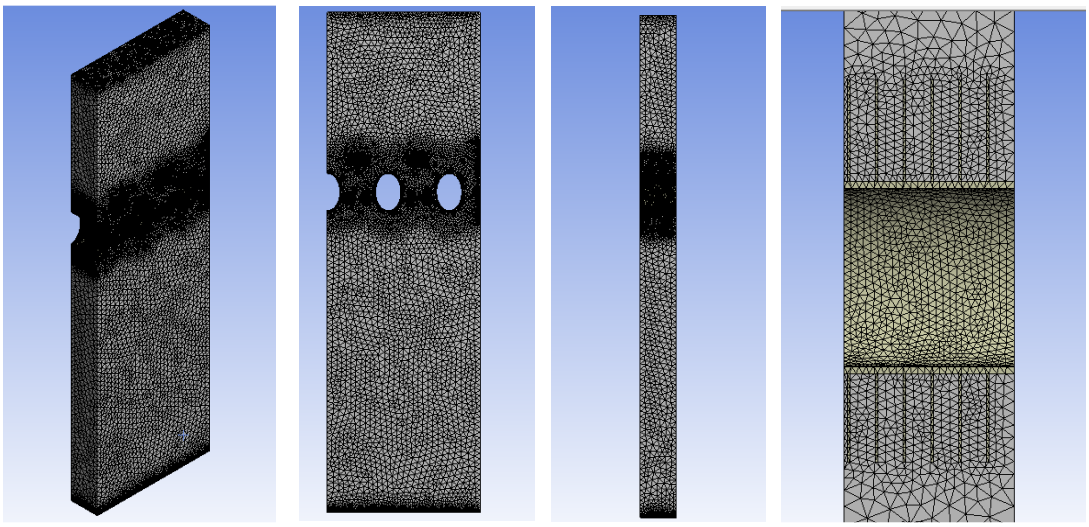


(a) (b)

Şekil 3.16 : (a) Tekrarlı model 1/15. (b) tekrarlı-simetrik model 1/30.

3.5.2 Sayısal çözüm ağı

ANSYS Meshing yazılımı kullanılarak model üzerinde sayısal çözüm ağları oluşturulmuştur. Model geometrisinin karmaşıklığından ötürü düzgün yapısal ağ oluşturulması mümkün olmamıştır; onun yerine bu gibi durumlarda kullanılmak üzere geliştirilen yapısal olmayan (unstructured - tethrahedral) ağ ile model FLUENT programında çalıştırılabilir hale getirilmiştir. Farklı geometriler için oluşturulan ağ yapılarında çarpıklık değerinin 0.96'nın altında kalması sağlanmıştır.



(a) (b) (c) (d)

Şekil 3.17 : Ağ yapısı (a) izometrik, (b) ön görünüş, (c) sol görünüş, (d) kanatlar.

Oluşturulan ağ yapısına ait yüzeylerin isimleri şu şekildedir.

Çizelge 3.1 : Yüzeylerin Tanımlanması.

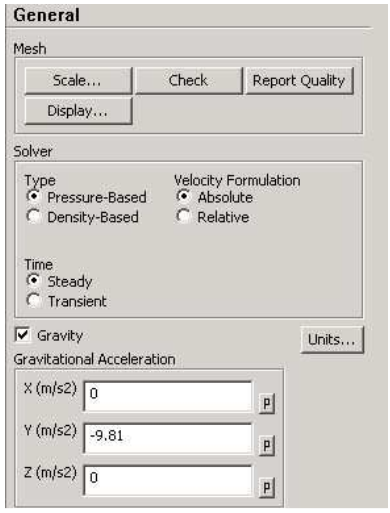
Yapı Elemanı	Yüzeylerin tanımı
Boru iç yüzeyi	Su tarafına ısı geçişinin olduğu boru içi yüzeyi
Hava-yakıt karışımı girişi	Hava-yakıt karışımının yanma odasına girdiği delikler
İkincil hava girişi	İkincil havanın yanma odasına girdiği açıklıklar
Basınç çıkışı	Isı değiştirici üzerinde bulunan çıkış kesiti
Yan duvar	Refrakter ile kapatılan yüzey
Periyodik duvar 1	Model diliminin tekrar eksenindeki ön yüzeyi
Periyodik duvar 2	Model diliminin tekrar eksenindeki arka yüzeyi
Simetrik yüzey	Model dilimi ortasından bölen simetri yüzeyi

3.5.3 Fluent ile çözüm yönteminin geliştirilmesi

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımıdır. Bu program sistem performansını deneyden bağımsız olarak ölçme, eğer yapılacak çalışmada bir sorun varsa bilgisayar aşamasında bu sorunu çözebilme imkânı sağlamaktadır. Modelleme ve ağ yapısının oluşturulması işlemlerinden sonra Fluent programında çözüm aşamasına geçilmiştir. Fluent, çözümleme işlemlerini yaparken bünyesinde bulunan hazır modelleri kullanır. Fluent programının 2011 yılındaki sürümü kullanılarak yapılan çözümlerde faydalanılan modeller aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır.

3.5.3.1 Genel

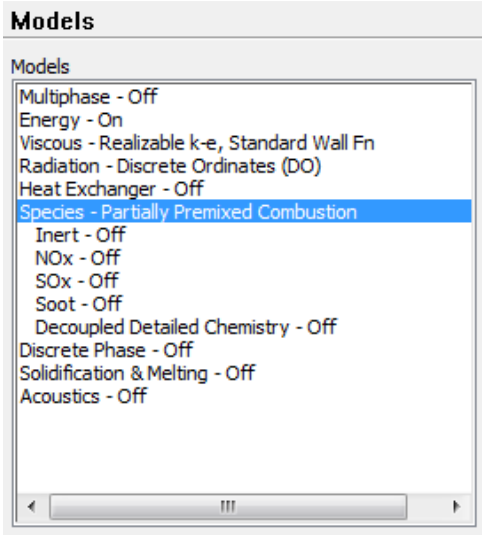
Çözücü tipi olarak Pressure-Based modeli seçilmiştir. Çözümler sürekli hal için yapılmıştır. Yanma modeli çözümünde doğal taşınım da hesaba katılacağından yer çekimi özelliği aktifleştirilmiştir.



Şekil 3.18 : Çözüm için yapılan genel ayarlar.

3.5.3.2 Modeller

Yanma reaksiyonları sebebiyle hacim içerisinde bir ısı kaynağı oluşmaktadır. Yanma reaksiyonlarının ve açığa çıkan ısı enerjisinin, belirlenen sınır koşullar altında yanma odası ve kanatlı boru parçası üzerindeki dağılımının çözülebilmesi için enerji seçeneği aktif hale getirilmiştir.



Şekil 3.19 : Çözüm modellerinin belirlenmesi.

Gerçekleşen ısı geçişinin bir kısmı taşınımla bir kısmının da ışınımla olacağı bilinmektedir. Bu nedenle ışınım çözücüsü aktif hale getirilmiş, ışınım modeli olarak “discrete ordinates” modeli seçilmiştir. Yanma odası içerisindeki gaz hareketi çalkantılı ve karmaşık bir yapıya sahip olduğu için, vizkoz çözüm aracı olarak türbülans seçilmiş; türbülans modelleri arasından da “realizable k- ε” modeli çalıştırılmıştır. Yanıcı ve yakıcıların yanma odasına gönderiliş şekilleri dikkate alınarak, yanma modelleri içerisinden kısmi ön karışımlı yanma modeli aktif hale getirilmiştir.

3.5.3.3 Sınır koşullar

Sayısal çözümleme işleminin en önemli aşamalarından bir tanesi de hiç kuşkusuz problemin fiziksel ve kimyasal özelliklerinin yani sınır şartların ve başlangıç koşullarının doğru olarak tespit edilmesi ve çözücü programa gerçeğe en uygun şekilde tanımlanmasıdır. Bu çalışma kapsamınca ele alınan problem zamandan bağımsız bir sürekli hal problemi olduğundan, herhangi bir başlangıç koşuluna ihtiyaç duyulmamıştır. Bu başlık altında, ele alınan probleme ait sınıt koşullarının nasıl tespit edildiği ve Fluent yazılımına nasıl tanıtıldığı açıklanmaktadır.

Boru içi ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Çözülmekte olan problem içerisinde, gerçekte birbirinden bağımsız olarak cereyan eden iki farklı akış olayı mevcuttur. Bunlardan birincisi, yanma odası içerisinde meydana gelen ve ısı değiştirici etrafından akan yanmış gazların akışıdır. İkincisi ise, ısı değiştirici borularının içerisinden akmakta olan su akışıdır. Fluent yazılımı ile bu iki akışın aynı anda modellenebilmesi ve çözülebilmesi mümkün değildir. Bu sebepten ötürü, ısı değiştiri borusu içinden olan su akışı sayısal olarak çözülmemiş, bu akışın sebep olduğu ısı taşınım olayı analitik olarak çözülerek Fluent yazılımı içerisinde doğrudan bir sınır şart olarak tanımlanmıştır.

Boru içi ısı taşınım katsayısının analitik olarak hesaplanabilmesi için, deney sonuçlarından yola çıkılarak modifiye edilmiş Dittus-Boelter bağıntısından yararlanılmıştır [20].

Buna göre:

$$Nu = 0.028\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.4} \qquad \textbf{(3.24)}$$

Yapılan ölçümlerde boru içerisinden akan suyun hacimsel debisi 1.16 m^3/saat olarak ölçülmüştür. Isı değiştirici borusu kısa iç çapı 12.9 mm, uzun iç çapı 19.1 mm'dir.

Buna göre boru kesit alanı $1.935\text{x}10^{-4}$ m^2, boru çevre uzunluğu 0.0512 m ve suyun boru içindeki çizgisel hızı 1.67 m/s olarak hesaplanır.

$$A_k = \pi.\frac{d_k}{2}.\frac{d_u}{2} = \pi.\frac{12.9}{2}.\frac{19.1}{2} = 193.5mm^2 = 1.935x10^{-4}m^2 \qquad \textbf{(3.25)}$$

$$P = 2\pi\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{d_k}{2}+\frac{d_u}{2}\right)} = 51.2\ mm = 0.0512\ m \qquad \textbf{(3.26)}$$

$$V = Q / A_k = 1.67\ m/s \qquad \textbf{(3.27)}$$

Isı değiştirici borusu içerisindeki akışa ait Reynold sayısı şu şekilde hesaplanmıştır.

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_{330K}.V.D_h}{\mu_{330K}} \qquad \textbf{(3.28)}$$

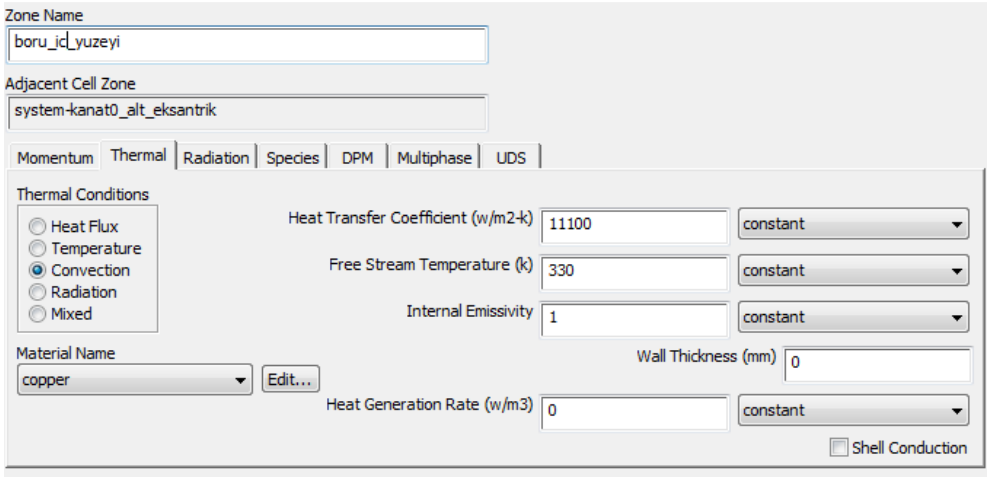
Suyun 330 K'deki yoğunluğu 984 kg/m3, kinematik viskozitesi 0.000489 kg/ms, ısı iletim katsayısı 0.650 W/m.K ve Prandtl sayısı 3.15'tir [20].

$$D_h = \frac{4 \cdot A_k}{P} = 15.2\ mm = 0.0152\ m \qquad \textbf{(3.29)}$$

Buna göre boru içi akışa ait Reynold sayısı 51080 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu bilgiler Eşitlik 3.24'te yerine koyulduğunda Nusselt sayısı 212.64 olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \qquad \textbf{(3.30)}$$

Nusselt sayısını veren diğer bir ifade olan Eşitlik 3.29'dan ısı taşınım katsayısı 11100 W/m^{2}K olarak elde edilir.



Şekil 3.20 : Boru iç yüzey sınır şartının tanımlanması.

Hava-yakıt karışımı ve ikincil hava debisinin hesaplanması

Kombi cihazının laboratuar ortamında test edilmesi işlemleri, yakıt olarak İGDAŞ tarafından sağlanan doğalgaz kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu doğalgazın hacimce en az %97 oranında metan gazı CH_4 içerdiği bilindiğinden; sayısal modelin kurgulanmasında kullanılan yakıt olarak saf CH_4 kullanıldığı varsayılmıştır.

Saf CH_4'ün yanması için gerekli teorik hava miktarı, aşağıda verilen yanma denklemi yardımıyla hesap edilmiştir. [19]

$$C_xH_y + (x + y/4)(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow xCO_2 + (y/2)H_2O + (x + y/4)(3.76N_2) \qquad \textbf{(3.31)}$$

Metan için bu denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2 \quad \textbf{(3.32)}$$

Yanma için gerekli O_2 miktarı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\begin{bmatrix}\text{Bileşenlerin yanması için}\\ \text{gerekli } O_2 \text{ miktarı}\end{bmatrix} - \begin{bmatrix}\text{Yakıt içindeki}\\ O_2 \text{ miktarı}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{Gerekli}\\ O_2 \text{ miktarı}\end{bmatrix} \quad \textbf{(3.33)}$$

Buradan anlaşılacağı üzere birim CH_4 hacmi başına düşen birim O_2 miktarı $2Nm^3h/Nm^3y$'tür.

O_2 miktarından hareketle teorik yakma havası debisi şu şekilde elde edilir:

$$V_{t-h} = \frac{100}{21}(2) = 9.52\frac{Nm^3h}{Nm^3y} \quad \textbf{(3.34)}$$

Deneylerde yapılan ölçümler göstermiştir ki, yanma odası içerisine 1.89'luk hava fazlalık katsayısı ile hava gönderilmektedir. Bu durumda yanma odasına gönderilen hava miktarı $18Nm^3h/Nm^3y$ olarak hesaplanmaktadır.

Deney sonucunda elde edilen ortalama yakıt debisi $2.02Nm^3$/saat yani $5.61x10^{-4}$ Nm3/s'dir. Bu durumda sayısal modelin oluşturulması için ihtiyaç duyulan hava miktarı 0.0101 Nm^3h/s olarak hesaplanır.

Yukarıda hesap edilen hava debisinin hangi oranda kısmi ön hava, hangi oranda ikincil hava olduğu bilinmemektedir ve donanım yetersizliklerinden ötürü de belirlenebilmesi için herhangi bir ölçüm gerçekleştirilememiştir. İmalatçı firma ile yapılan görüşmeler sonrasında bu oranın yarı yarıya kabul edilebilmesi fikri benimsenmiş ve bu noktadan sonraki hesaplar bu kabul altında gerçekleştirilmiştir.

0.0101 Nm^3h/s olarak hesaplanan hava debisi, kombi cihazı tarafından kullanılan toplam hava miktarıdır. Bu çalışma kapsamında ise gerçek yanma odasının otuzda biri modellenmektedir. Dolayısıyla kullanılan hava ve yakıt miktarları da toplam değerlerin otuzda biri olacaktır.

$$Q_{h-ön} = \frac{0.0101}{2}x\frac{1}{30} = 1.68x10^{-4}\frac{Nm^3}{s} \quad \textbf{(3.35)}$$

$$Q_y = 0.000561x\frac{1}{30} = 1.86x10^{-5}\frac{Nm^3}{s} \quad \textbf{(3.36)}$$

$$Q_{ön-karışım} = 1.68x10^{-4} + 1.86x10^{-5} = 1.866x10^{-4}\,\frac{Nm^3}{s} \quad \textbf{(3.37)}$$

$$Q_{h-sek} = \frac{0.0101}{2}\,x\,\frac{1}{30} = 1.68x10^{-4}\,\frac{Nm^3}{s} \quad \textbf{(3.38)}$$

Yukarıda hesaplanan ön karışımlı hava-yakıt debisi ve ikincil (sekonder) hava debisi, 273 K'deki hava ve 300 K'deki yakıt özelliklerine göre hesaplanmıştır. Yanma odasına girişten hemen önce ölçülen hava-yakıt karışımı sıcaklığı, 433 K; ikincil hava sıcaklığı ise 393 K olarak ölçülmüştür. Bu sıcaklıklara göre debilerde düzeltme yapılması durumunda aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

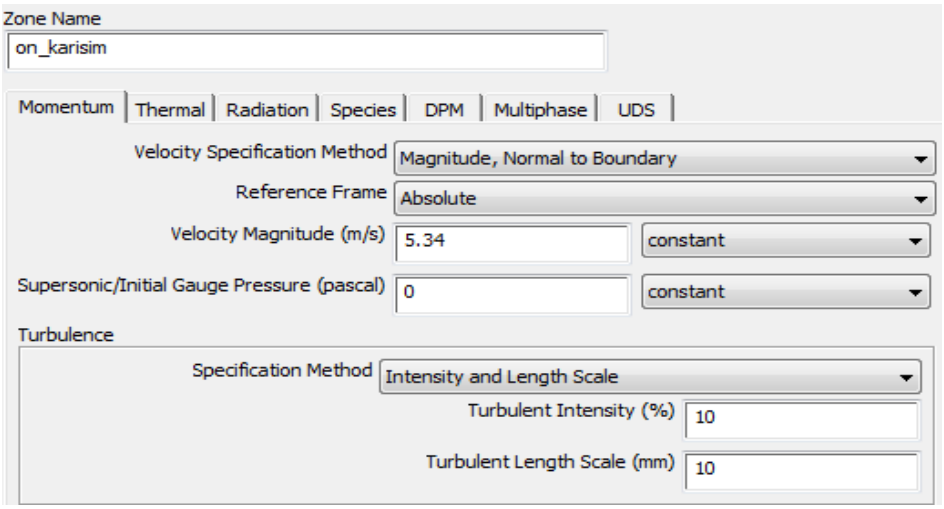
$$Q_{ön-karışım} = \frac{433}{273}\,x1.866x10^{-4} = 2.96x10^{-4}\,\frac{m^3}{s} \quad \textbf{(3.39)}$$

$$Q_{h-sek} = \frac{393}{273}\,x\,1.68x10^{-4} = 2.42x10^{-4}\,\frac{m^3}{s} \quad \textbf{(3.40)}$$

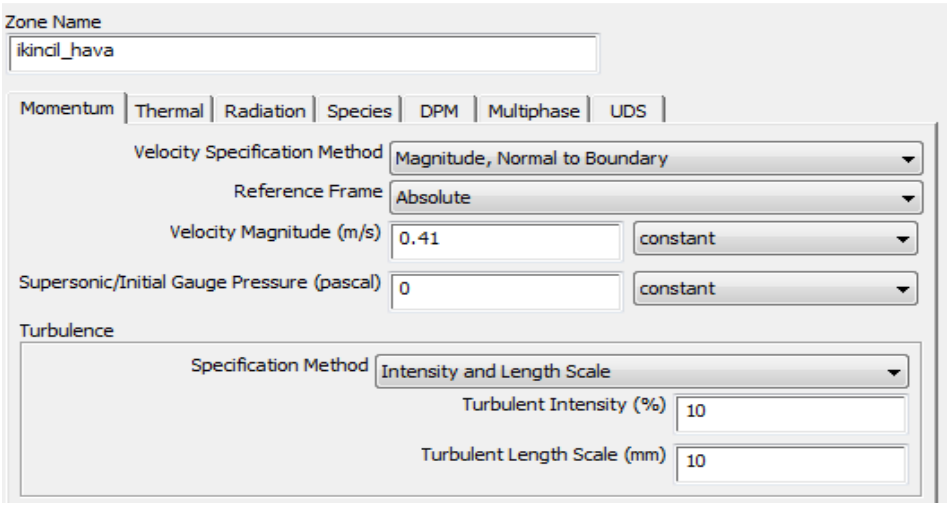
Hava-yakıt karışımlarının yanma odasına beslendiği açıklıklar toplamının otuzda biri $55.45x10^{-6}$ m2; ikincil havanın beslendiği açıklıklar toplamının otuzda biri ise $585x10^{-6}$ m2'dir. Bu şartlar altında ön-karışım ve ikincil hava akışkarına ait çizgisel hız sınır şartları şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$V_{ön-karışım} = \frac{2.96x10^{-4}}{55.45x10^{-6}} = 5.34\,\frac{m}{s} \quad \textbf{(3.41)}$$

$$V_{h-sek} = \frac{2.42x10^{-4}}{585x10^{-6}} = 0.41\,\frac{m}{s} \quad \textbf{(3.42)}$$

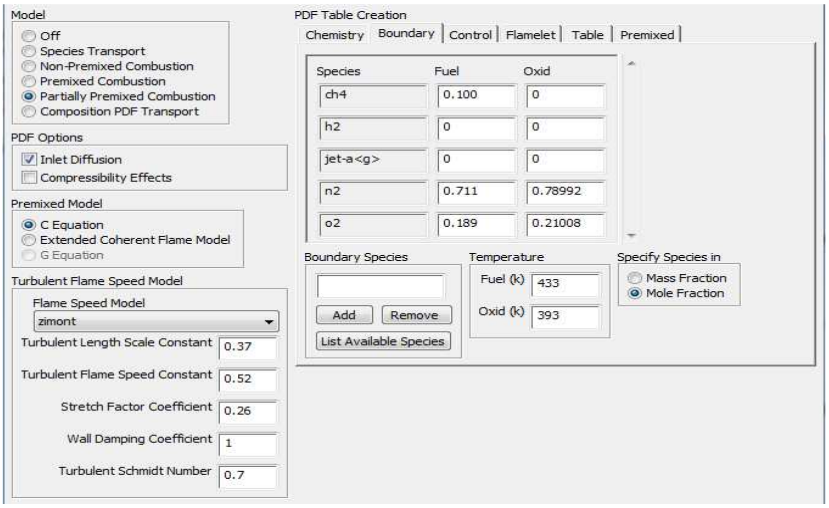


Şekil 3.21 : Ön karışım sınır şartının tanımlanması.



Şekil 3.22 : İkincil hava sınır şartının tanımlanması.

Tanımlanan ön karışım hacimsel debisinden yola çıkarak, karışım içerisindeki elemanların molar oranları hesaplandığında CH_4'ün mol oranı 0.10, N_2'nin mol oranı 0.711 ve O_2'nin mol oranı da 0.189 olarak bulunmaktadır. Bu büyüklükler, yanma modeli altında çalıştırılan olasılık yoğunluk fonksiyonunun (OYF) oluşturulmasında gerekmektedir.



Şekil 3.23 : Ön karışım kimyasal terkibinin tanımlanması.

Sonuçların İrdelenmesi

Fluent ile elde edilen sayısal sonuçlar, deney şartları ile karşılaştırılarak, modelin doğrulanmasına çalışılmış. Ayrıca, gerçek kanat arası mesafeler için iki farklı çözüm daha gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar "5. SAYISAL MODEL SONUÇLARI" ana başlığı altında detaylı olarak incelenmiştir.

4. DENEYSEL ÖLÇÜM YÖNTEMİ

Deney tesisatını oluşturan ana bileşenlerden birincisi, kendi bünyesinde yanma odası, baca ve dahili pompa bulunduran, hermetik kombi cihazıdır. İkinci ana bileşen, kombi cihazından elde edilen ısı enerjisinin dışarıya atılmasını ve bu sayede kapalı devrede devirdaim eden suyun sıcaklığının istenen seviyelerde kalmasını sağlayan hava-su tipi ısı değiştiricilerdir.

Bunların yanı sıra, deneyler boyunca sıcaklık, atık gaz analizi ve debi ölçümleri yapılmıştır. Ölçülecek değerler ve bu ölçümlerin yapılacağı noktalar sistemde gerçekleştirilen ısı geçişi, akışkanlar mekaniği ve yanma olaylarının karakterlerini ortaya koyacak şekilde tespit edilmiştir. Deney tesisatı Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Deney tesisatı.

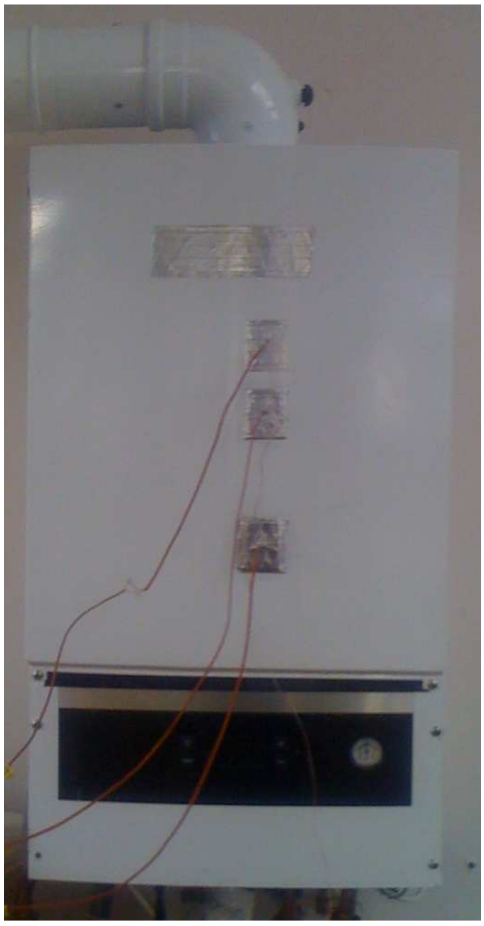
Deney sistemini oluşturan bileşenler, deney tesisatını oluşturan elemanların detayları ve ölçme sistemi aşağıda açıklanmıştır.

4.1 Deney Tesisatı Ekipmanları

4.1.1 Hermetik kombi

Deneyde kullanılan ve Şekil 4.2'de görülmekte olan kombi cihazı, TS EN 625 standardına uygun olarak imal edilmiştir. Bu standart, sıcak kullanım suyu üretimi için kullanılan, gaz yakan merkezi ısıtma kazanlarının (anma ısı yükü 70 kW'ı

aşmayan kombine kazanlar) sıcak kullanım suyu devresinin imalatı, emniyetli, enerjinin faydalı kullanımı, amaca uygunluk, sınıflandırma ve işaretlemesiyle ilgili ilave şartları ve deneyleri belirtmektedir. Bu çalışmanın kapsamı dahilinde, İstanbul Teknik Ünivetsitesi Makine Fakültesi laboratuarlarında işletme deneyleri yapılan ve sonrasında yanma odası ve ısı değiştirişinin sayısal olarak modellendiği kombi cihazının ısıl kapasitesi 24kW'tır [21].



Şekil 4.2 : Hermetik Kombi.

Kombi cihazı, kendinden çekişli bacaya ihtiyaç göstermemektedir. Yanma odası bulunduğu ortama kapalıdır ve yanma için gerekli hava bir fan vasıtasıyla ve özel olarak imal edilmiş, birbiri içersinden geçen iki borudan oluşan hava akım borusu sayesinde dışarıdan alınmaktadır. Bu sayede yanma odasına beslenen temiz hava ve yanma sonu atık gazlarının birbiri ile karışması önlenmektedir. Bu sistemin faydalı bir şekilde çalışabilmesi, cihazın pencere veya dış duvara olan mesafesi 1 metreyi geçmeyecek şekilde yerleştirilmesi ve baca ucunun dış ortama mahal dışına çıkarılmasıyla gerçekleştirilebilir. Bu sayede, yanma için gerekli olan havanın ortamdan alınmasına engel olunduğu gibi, olumsuz hava şartlarının meydana

getirebildiği baca geri tepmelerinden kaynaklanan ve atık gazların mahal içerisine yayıldığı, insan sağılığı için tehlikeli durumların önüne geçilebilmektedir.

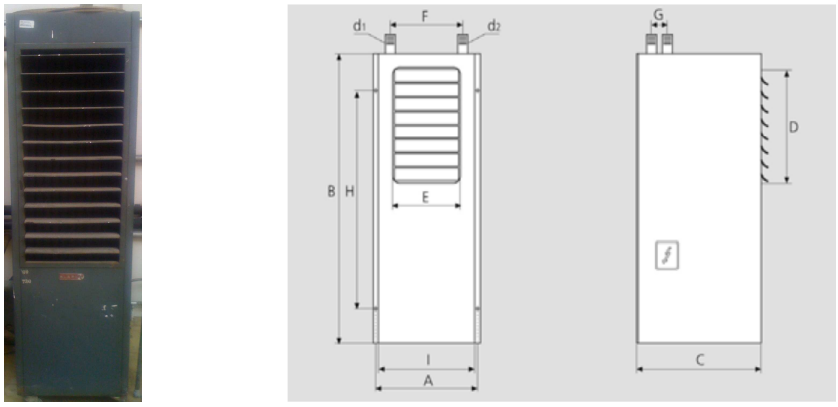
İşletme esnasında uygulanmak istenen kapasite değişimi, cihaz üzerinde bulunan kumandalar vasıtasıyla yerine getirilebilmektedir. Cihaz, minimun 7.2kW (30%) ve maksimum 24kw (100%) ısıl kapasite aralıklarında çalıştırlabilmektedir. Burada tanımlanan kapasiteler, ısı değiştirici vasıtasıyla suya nakledilen enerji miktarlarıdır. Kombinin maksimum kapasitede çalışması durumunda, doğalgazın yanması sonucunda elde edilen ısıl enerji 26.3kW'tır.

Çizelge 4.1 : Isıl kapasiye göre kalorifer hattı çıkış suyu sıcaklıkları. [22]

Isıl Kapasite (%)	Sıcaklıklık (°C)
30	40
40	46
50	52
60	58
70	64
80	70
90	76
100	82

4.2 Hava-Su Isı Değiştiricisi

Deney düzeneğinde bir adet 30600k kcal/h kapasiteli hava-su tipi ısı değiştiri kullanılmıştır. Ekipmanın dış ölçüleri Şekil 4.3'te gösterilmiş ve Çizelge 4.2'de verilmiştir. Sistemdeki su, ısı değiştiricisi içerisindeki kanatlı tip borulardan geçerken; boruların etrafından üflenen ortam havası ile bir tür zorlanmış taşınım ısı geçişi mekanizması sayesinde soğutulmaktadır.



(a) (b)

Şekil 4.3 : (a) Hava-Su ısı değiştirici. (b) Ölçü Şeması.

Çizelge 4.2 : Hava-Su ısı değiştirici ölçüleri [mm].

A	B	C	D	E	F	G	H	I
635	1870	715	980	430	475	85	1100	555

4.3 Ölçme Sistemi

Deneylerde ölçüm yerlerinin tespitinin yanı sıra kullanılacak ölçüm cihazlarının seçilmesi de önem taşımaktadır. Ölçüm cihazları deney sonuçlarını hassas bir şekilde gösterebilecek nitelikte olmalıdır. Ayrıca kullanılan termo-elemanların çalışma şartlarına uygun nitelikte olması önemlidir. Yüksek sıcaklıklara dayanımlı termoeleman malzemesinin seçilmesi, yapılacak deney için en önemli kıstaslardan birini teşkil etmektedir. Termoelemanların değişimlere verdiği tepkinin hızlı olması(duyarlılık), hassasiyet ve doğruluk yönünden iyi olması da istenilen bir özelliktir.

4.3.1 Veri toplama cihazı

Deney süresince belirli zaman aralıklarında sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümlerde kullanılan 16 termoeleman Şekil 4.4'te gösterilen veri toplama cihazına bağlanarak veriler bilgisayar yardımı olmaksızın derlenmiştir. Elde edilen bilgiler, Microsoft Excel programında grafik ve tablolara dönüştürülüp; analiz için uygun hale getirilmiştir.



Şekil 4.4 : Veri toplama cihazı.

4.3.2 Gaz analiz cihazı

Bacadan atılan yanma sonu ürünlerinin analizi Şekil 4.5'te gösterilmiş olan gaz analizi cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Bu sayede atık gaz içerisindeki CO, NO, NO_2

parçacık miktarları (ppm mertebesinde), yüzdece O_2 ve CO_2 oranları ile birlikte hava fazlalık katsayısı, baca kaybı ve baca gazı sıcaklıkları ölçülebilmektedir.



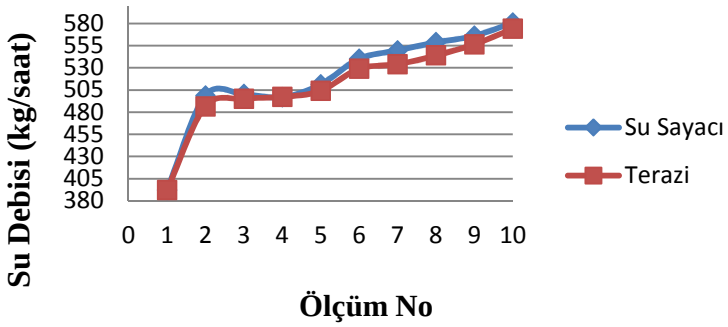
Şekil 4.5 : Gaz analizör cihazı.

4.3.3 Termoelemanlar

Termoeleman seçiminde sıcaklık ölçümünün yapılacağı noktalardaki tahmini sıcaklık değerleri dikkate alınmış, yüksek sıcaklık değerlerinin beklendiği yanma odası içerisine seramik boru muhafazalı termoelemanlar yerleştirilmiştir. Bu sayede termoelemanların çalışma sıcaklıkları 1250°C-1300°C mertebesine kadar yükseltilebilmektedir.

4.3.4 Su sayacı

Kapalı devre su tesisatı içerisinde dolaşan suyun debisinin ölçümünde, sıcak su sayacından faydalanılmıştır. Sayacın, hava-su ısı değiştiriciden çıkan ve sıcaklıklığı yaklaşık olarak 45-50°C olan su için doğru sonuçlar verip vermediğinin kontrol edilmesi maksadı ile yeni bir kalibrasyon çalışması yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : Sıcak su sayacı ölçüm doğrulama eğrileri.

Su sayacı ile ölçülen hacimsel debiler, suyun ölçüm esnasındaki sıcaklık değerine karşılık gelen yoğunluğu ile çarpılarak, suyun gerçek kütlesel debisi elde edilmiştir. Yapılan hata analizinin ardından, sıcak su sayacının, gerçek değerden en fazla 3%'lük bir sapma gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır.

4.3.5 Doğalgaz sayacı

Kombi içerisine beslenen doğalgazın hacimsel debisinin ölçülmesinde kullanılmıştır. Bir süreölçer vasıtası ile belirlenen zaman aralıklarında sayaç üzerindeki değerler okunarak, doğalgazın ortam sıcaklığındaki hacimsel debisi (m^3/saat) hesap edilmiştir. Sayacın hassasiyeti 0.00025 m^3/saat'tir.

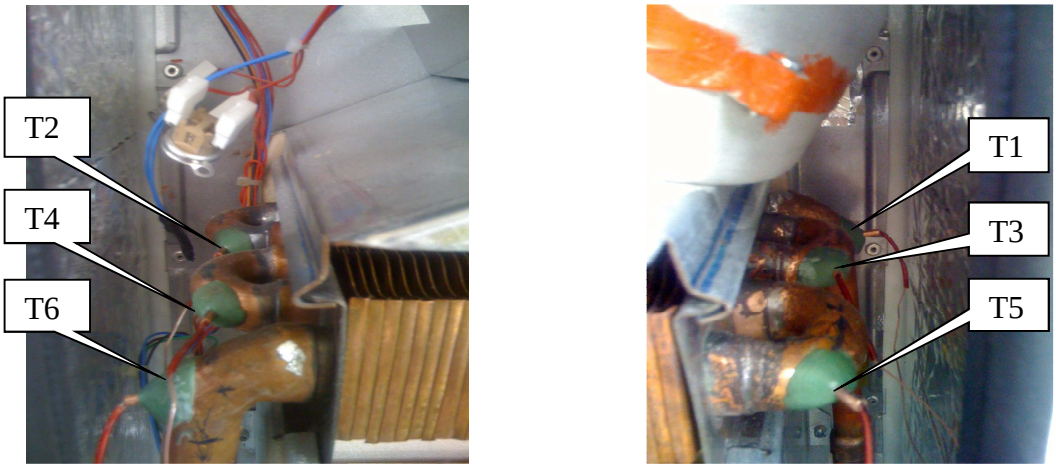
4.4 Ölçüm Noktalarının Belirlenmesi ve Yapılan Ölçümler

Ölçüm noktalarının seçiminde ölçülecek büyüklüklerin konuma bağlı değişimlerini en iyi şekilde izleyebilme kabiliyeti üzerinde durulmuştur. Seçilen noktalar akışın, ısı geçişinin ve yanma olaylarının karakterinin ortaya konması açısından önem teşkil etmektedir.

Alınan ölçümleri kombi cihazı içerisinden ve bacadan olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür. Kombide, ısı değiştiride dolaşan suyun girişteki, her bir dönüş noktasındaki ve çıkıştaki sıcaklığı, yanma odasına beslenen hava yakıt karışımı ile birlikte ikincil havanın sıcaklıkları, yanma odası içerisindeki yakıcılar üzerindeki alev sıcaklığı ve son olarak da ısı değiştirici alt ve üst noktasındaki yanma gazı sıcaklıkları ölçülmüştür. Bacada ise yapılan gaz analizinin yanı sıra, atık gaz sıcaklığı, kombi içerisine çekilen temiz havanın bacaya giriş sıcaklığı ve baca bitiminde kombi içerisine giriş sıcaklıkları ölçülmüştür. Bunların yanı sıra doğalgaz sayacı ve su sayacı vasıtası ile de doğalgaz ve su debisi ölçümleri yapılmıştır. Veri

toplama ve ölçüm noktalarının detayları Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da verilmiştir.

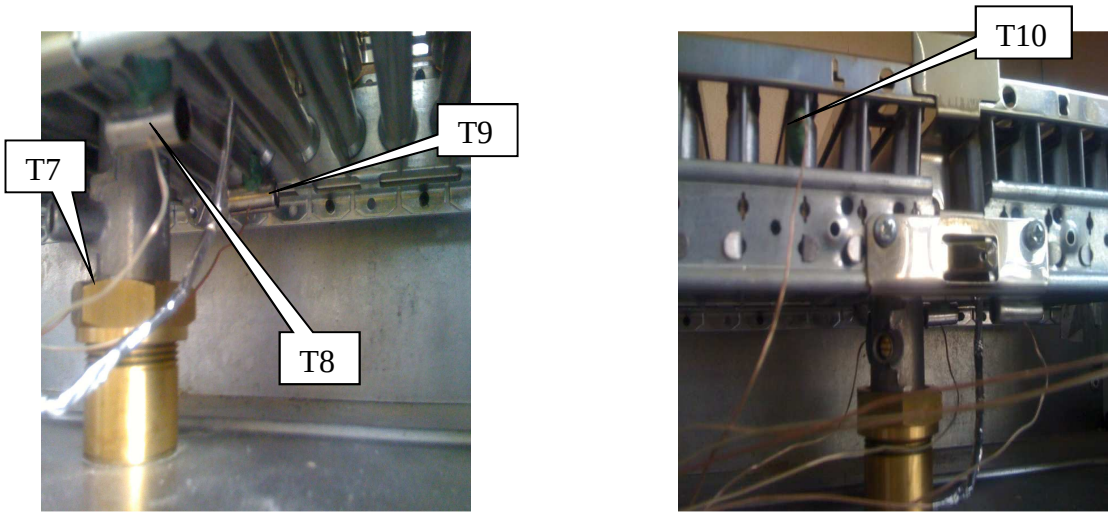
T1 ölçüm noktasında, hava-su tipi ısı değiştiriciden dönen soğuk suyun sıcaklığı ölçülmüştür. T2, T3, T4 ve T5 ölçüm noktalarında, kombi içerisindeki ısı değiştirice dolaşan suyun her bir geçiş bitimindeki sıcaklıkları ölçülmüştür. T6 ölçüm noktasında ise, kombi tarafından ısıtılan suyun hava-su tipi ısı değiştiriye gidiş sıcaklığı ölçülmüştür.



(a) (b)

Şekil 4.7 : Isı değiştirici su sıcaklığı ölçüm noktaları (a) Sol (b) sağ.

T7 ölçüm noktasında, kombi içerisine beslenen doğalgazın sıcaklığı ölçülmüştür. T8 ve T9 ölçüm noktalarında, bacadan emilen temiz havanın yanma odası altındaki sıcaklıklığı ölçülmüştür. T10 ölçüm noktasında, yakıcı içerisindeki hava-yakıt karışımının sıcaklığı ölçülmüştür.



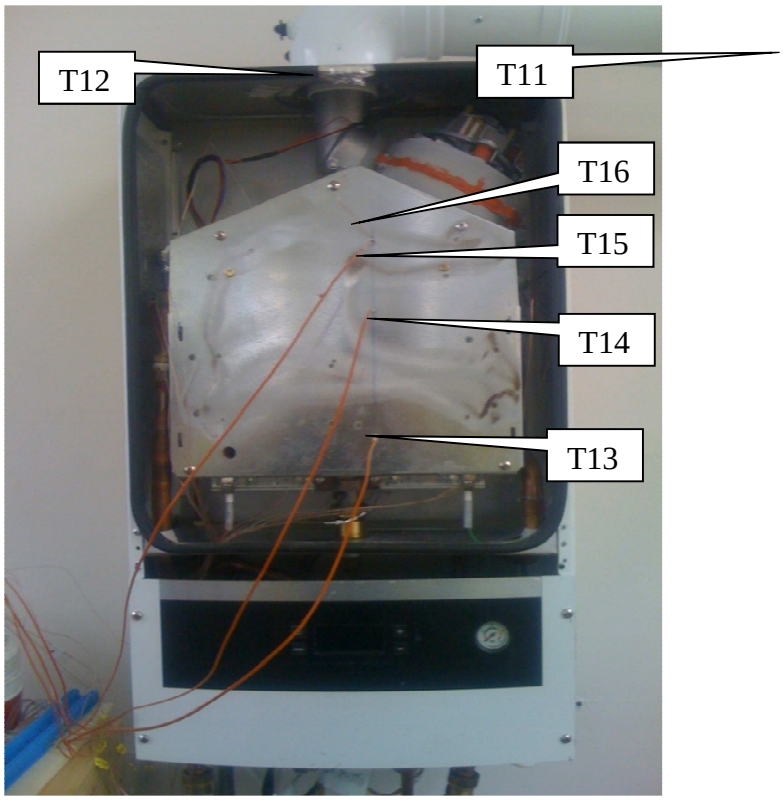
(a) (b)

Şekil 4.8 : (a) Yanma odası altı (b) yakıcı içi sıcaklık ölçüm noktaları.

T11 ve T12 ölçüm noktalarında, kombi tarafından emilen havanın baca temiz hava kanalı başlangıcı ve bitimindeki sıcaklıkları ölçülmüştür.

T13 ölçüm noktasında, yakıcı üzerinden 10 mm yukarıdaki alev sıcaklığı ölçüşmüştür. T14 ve T15 ölçüm noktalarında, kombi içerisindeki ısı değiştiricinin 10mm altından ve üzerinden yanmış gaz sıcaklıkları ölçülmüştür. T16 ölçüm noktasında ise, ısı değiştirici borularının üst kısmında yer alan kanatlardan bir tanesine ait malzeme sıcaklığı ölçüşmüştür.

Bacada atık gaz sıcaklık ölçümü ve gaz analizi yapılmıştır. Bacadan yapılan gaz analizi ile ölçülen büyüklükler, atık gaz içerisindeki CO ve NO bileşenlerinin “ppm” mertebesindeki parçacık miktarları, O_2 ve CO_2 bileşenlerinin molar oranları, baca kaybı ve hava fazlalık katsayısıdır.

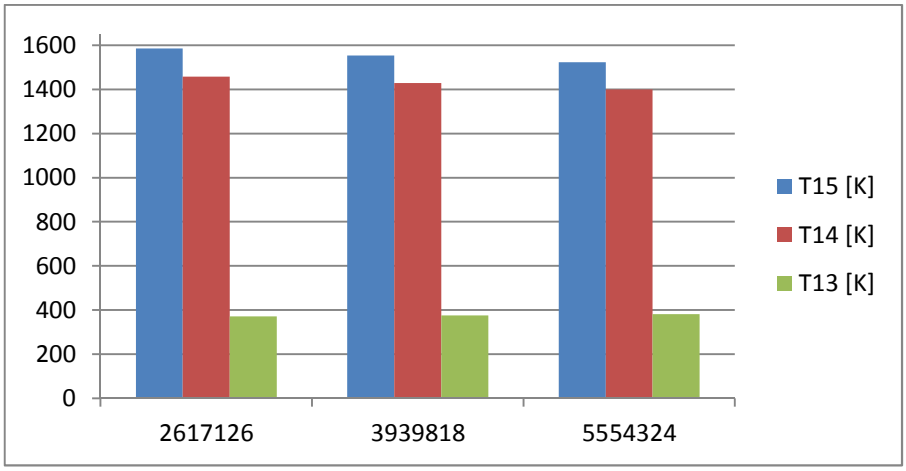


Şekil 4.9 : Yanma odası ve baca temiz hava kanalı sıcaklık ölçüm noktaları.

5. SAYISAL MODEL ÇÖZÜMLERİ

5.1 Ağ Sayısından Bağımsız Çözüm

Uygun ağ yapısının bulunabilmesi açısından farklı ağ sayılarında çözümler yapılmıştır. Bu çözümlerde temel kıstas, çözüm süresinin, bilgisayar işlemci kullanımının ve çözüm sonuçlarının makul değerlerde olmasıdır. Şekil 5.1'de, farklı ağ sayılarında, simetri ekseni üzerinde okunan sıcaklıkları gösteren çözümler verilmiştir. Burada belirtilen ağ sayıları, modelin simetrik haline aittir.



Şekil 5.1 : Farklı ağ sayıları için yanma odası sıcaklık dağılımı.

Çözüm için esas alınan ağ yapısı, 2617126 elemandan oluşmaktadır.

5.2 Deneysel Model – Kanat Aralığı 2.7 mm

Bu başlık altında laboratuar ortamında teste tabii tutulan kombi cihazından alınan ölçümler doğrultusunda kurgulanmış sayısal modele ait çözümler verilmektedir.

5.2.1 Sınırlardan olan ısı geçişi

Yanma odası ve ısı değiştiriciden oluşan sistemin işletme verimi hesabının yapılabilmesi için temel olarak Çizelge 5.2'de gösterilen ısı geçişi miktarları okunmuştur. Duvar tipi sınır şartın tanımlandığı yüzeylerin adyabatik olduğu kabul edildiğinden, bu yüzeylerden her hangi bir ısı geçişi söz konusu olmamıştır.

Çizelge 5.1 : Kanat aralığı 2.7 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları.

Yüzey	Simge	Isı Geçişi [W]
Boru iç yüzeyinden taşınımla ısı geçişi	q_{su}	-568.6
Hava-yakıt karışımı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{h+y}	43.67
İkincil hava girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{2h}	17.25
Basınç çıkışından olan duyulur entalpi kaybı	H_b	-44.14
Hava-yakıt karışımı girişleriden ışınımla ısı geçişi	$q_{h+y,ı}$	-4.7
İkincil hava girişlerinden ışınımla ısı geçişi	$q_{2h,ı}$	-49.85
Basınç çıkışından olan ışınımla ısı geçişi	$q_{b,ı}$	0.17
Yanma reaksiyonları kaynak enerjisi	q_y	609.1

Daha önceki başlıklarda belirtildiği üzere, bu sayısal çalışma, 24kW anma kapasiteli (ısı değiştirici vasıtasıyla suya geçen net ısı miktarı) bir kombi cihazının %70 kapasite durumu için ve otuzda birlik model ile gerçekleştirilmiştir. Bu durumda, Çizelge 5.1'de belirtilen q_{su} ısı geçişi miktarından yola çıkarak, çözümün doğruluğuna dair ilk gösterge elde edilmeye çalışılabilir.

$$K = \frac{q_{su}\ x\ 30}{0.7} = \frac{568.8\ x\ 30}{0.7} = 24368 W \qquad \textbf{(5.1)}$$

Eşitlik 5.1 ile hesaplanan kapasite, gerçek anma kapasitesi ile %99 uyum göstermektedir.

Yanma odası hacmi için toplam ısı kazanımı (ısı girişleri ve kaynak teriminin toplamı) miktarı, "q_0" :

$$q_0 = q_y + H_{2h} + H_{h+y} = 670\,W \qquad \textbf{(5.2)}$$

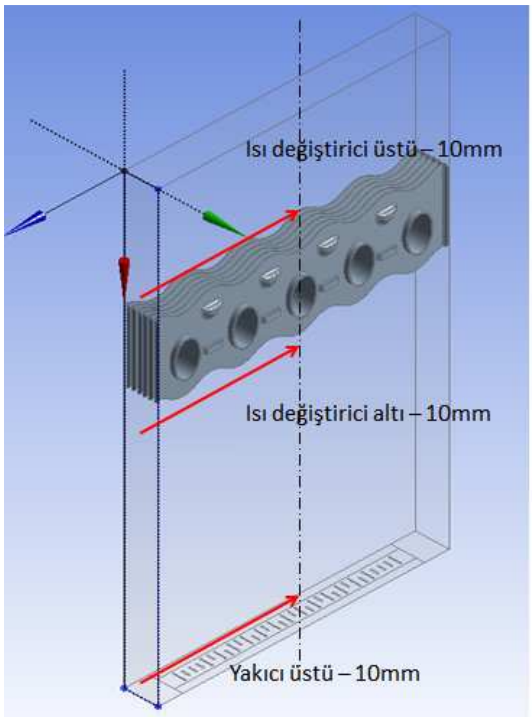
Buna göre, yanma odası ve ısı değiştiriciden oluşan ikili sistemin verimi, "η" :

$$\eta = \frac{q_{su}}{q_0} = \frac{568.8}{670} = 0.85 \qquad \textbf{(5.3)}$$

olarak hesaplanmaktadır.

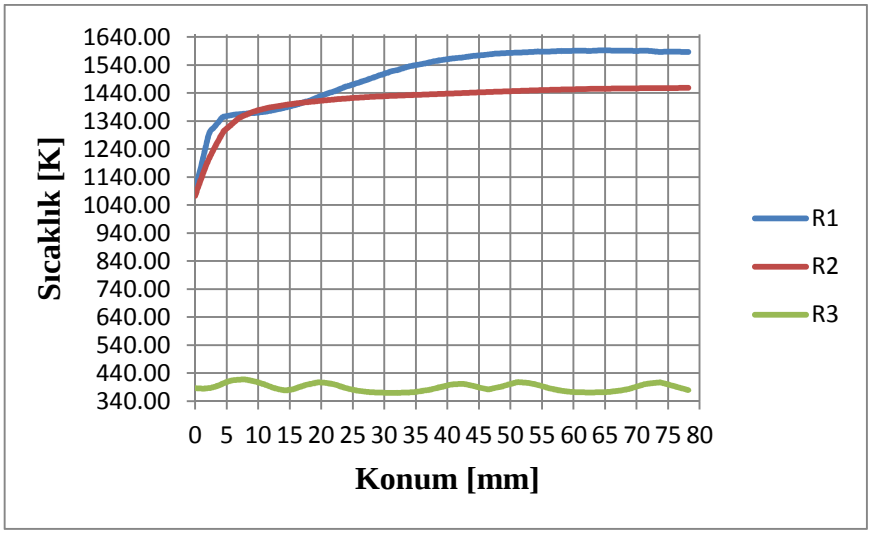
5.2.2 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı

Yanma odası içerisinde düşey yönde sıcaklık dağılımının sayısal olarak tespit edilebilmesi için, farklı seviyelere yerleştirilmiş üç referenas çizgisinden faydalanılmıştır.



Şekil 5.2 : Referans çizgileri.

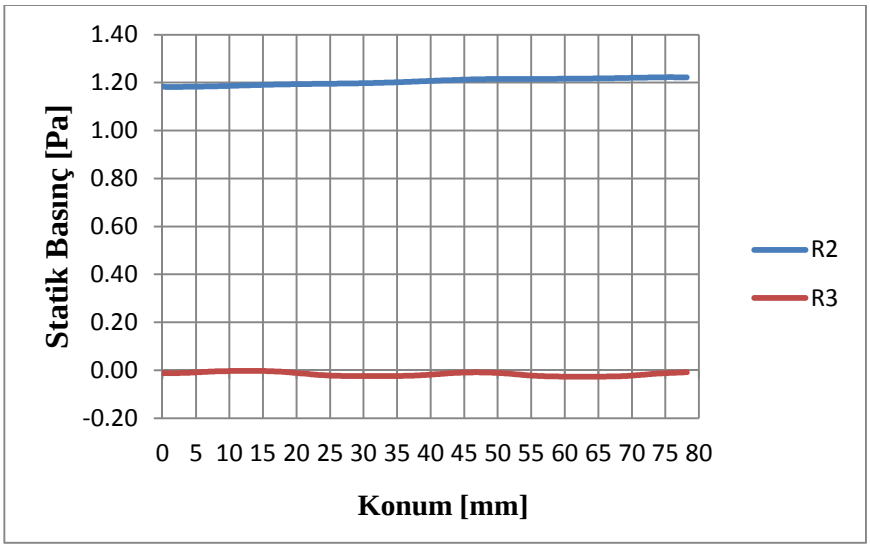
Şekil 5.2'de gösterilen ve aşağıdan yukarıya doğru R1, R2 ve R3 olarak isimlendirilen referenas çizgileri doğrultusunda, simetri eksenine kadar olan sıcaklık dağılımları Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı.

5.2.3 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı

Şekil 5.2'de gösterilen referenas çizgiler boyunca, ısı değiştirici alt ve üstünden statik basınç değerleri okunmuş ve meydana gelen basınç dağılımı ve basınç kaybı Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Ortalama basınç kaybı 1.22 Pa olarak görülmektedir.

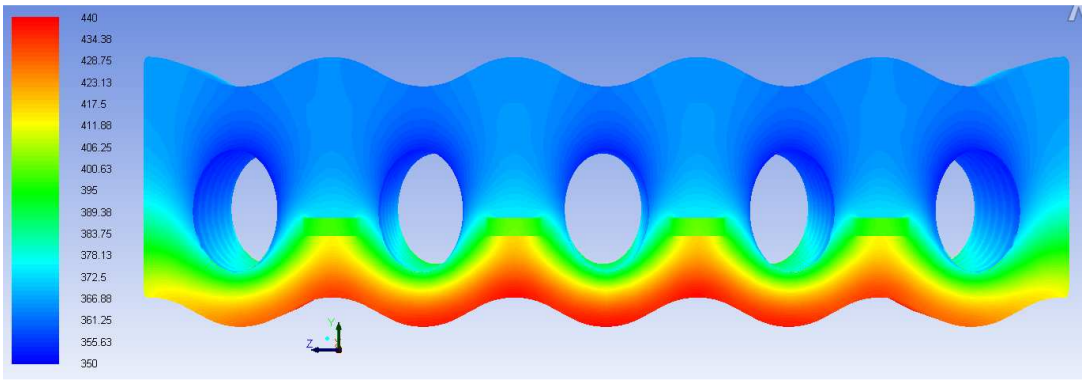


Şekil 5.4 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı.

5.2.4 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı

5.2.4.1 Sıcaklık dağılımı

Isı değiştirici kanatları üzerindeki sıcaklık dağılımlarının bilinmesi, malzemeye zarar verebilecek durumların oluşabileceği noktaların tespitinde işe yaradığı gibi, ısı geçişinin yoğunlukla hangi bölgelerden olduğu konusunda da fikir vermektedir. Şekil 5.5'te kanat yüzeyleri üzerindeki sıcaklık dağımları gösterilmiştir.

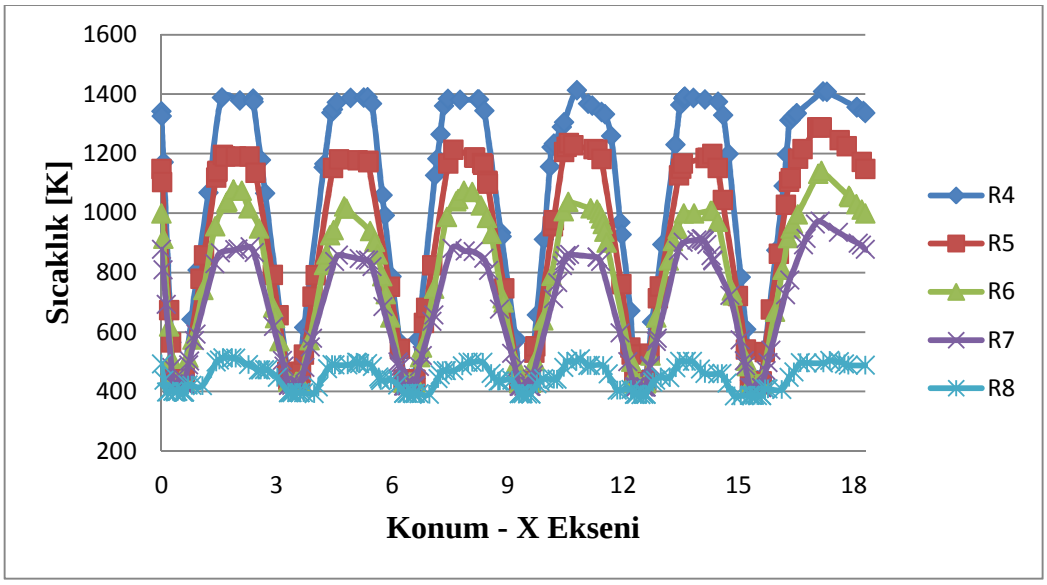


Şekil 5.5 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 440 K].

Isı değiştiricinin yanma odasına bakan alt kısmında, kanat yüzey sıcaklıkları 440 K'e kadar yükselmektedir. Kanat yüzeylerinde homojen bir sıcaklık dağılımının

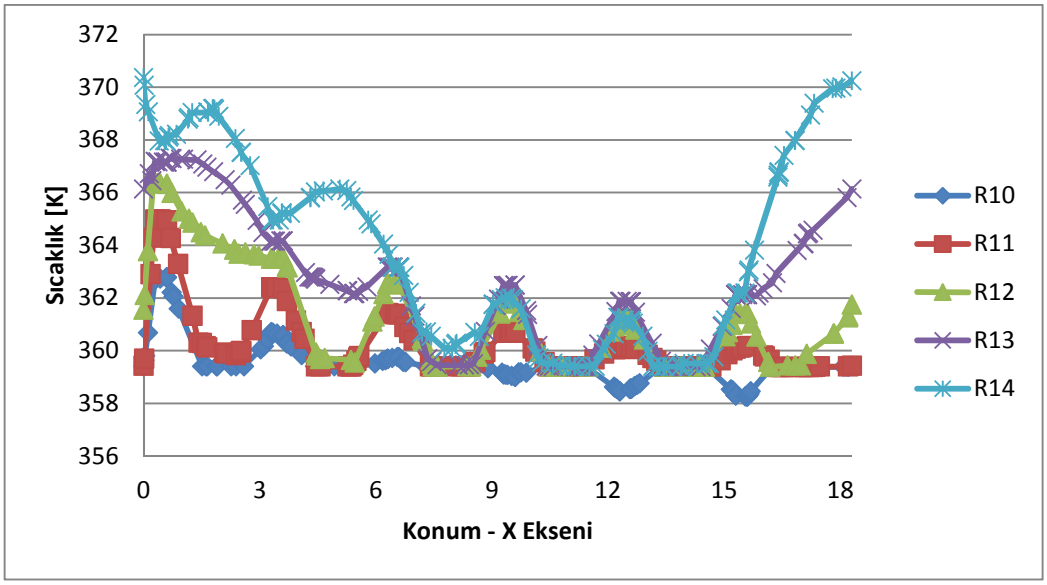
bulunmadığı açıkça gözükmektedir. Sıcaklığın en yüksek olduğu noktalar, sağ ve sol refrakter duvarlardan uzakta bulunan orta kısımlardır.

Şekil 5.6'da kanat ve kanatlar arasından akmakta olan yanmış gazların sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Kanat alt uçları ve gaz sıcaklıkları arasındaki dağılım.

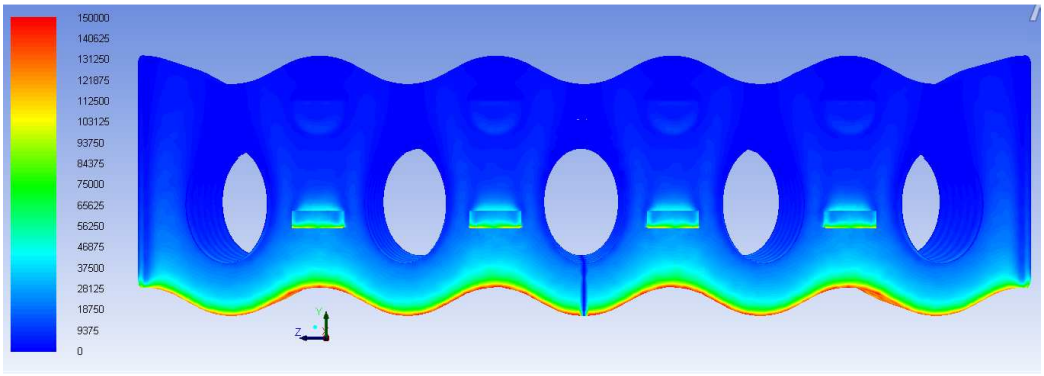
R4'ten R14'e kadar olan referens çizgileri, ısı değiştiri boru eksenlerine paralel olarak, z ekseni üzerinde sabit, y ekseni boyunca farklı yüksekliklerde çizilmişlerdir. Şekil 5.6'da dalgalı bir görünüm sergilemelerine rağmen, kanat sıcaklıkları ile atık gaz sıcaklıkları arasındaki fark en fazla 12 K olmaktadır.



Şekil 5.7 : Kanat üst uçları ve gaz sıcaklıkları arasındaki dağılım.

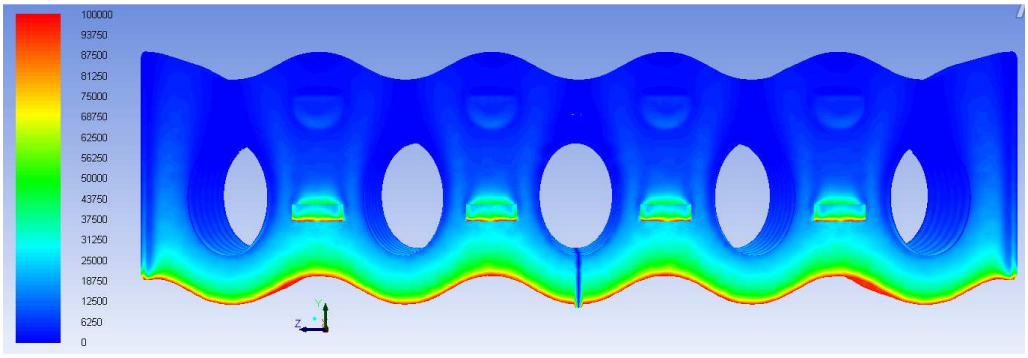
5.2.4.2 Isı akısı dağılımı

Sıcaklık kontürlerindeki dağılımdan yola çıkarak kanat üzerindeki ısı akısının hangi bölgelerde daha yoğun olarak gerçekleştiği tahmininde bulunulabilir. Bu problem için açıktır ki, kanatların alt bölgelerinden olan ısı akısı, diğer bölgelerden daha yüksek olacaktır. Fakat bu yükseliğin hangi mertebelerde olduğunun bulunabilmesi için kanat yüzeylerinden olan ısı akısı konturlerinin incelenmesi gerekmektedir. Şekil 5.8'de kanatlar üzerindeki ısı akısının büyüklükleri gösterilmiştir.

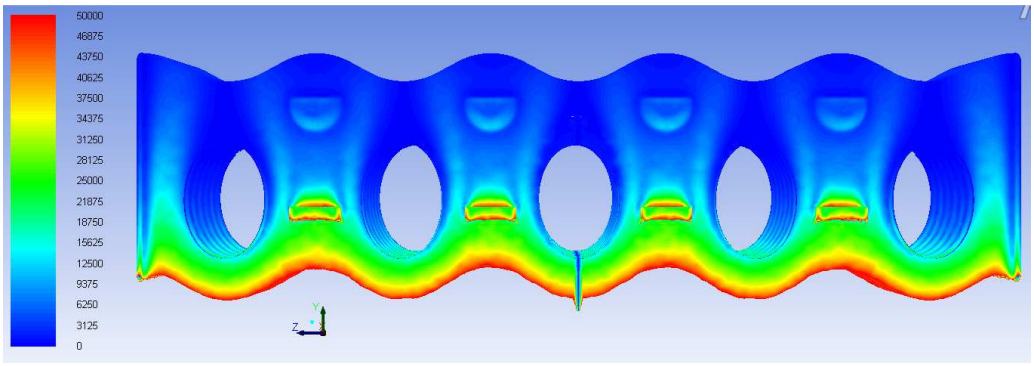


Şekil 5.8 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2].

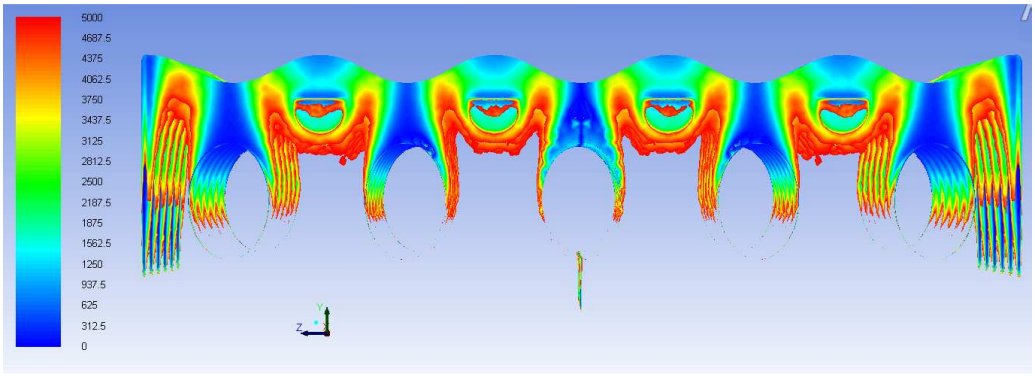
Kanatların alt kısmında bulunan çok kısa bir bant içerisinde, gerçekleşen ısı akısının büyüklüğü 150000 W/m^2 değerine kadar ulaşmaktadır. Isı akısının 100000 W/ m^2, 50000 W/m^2 ve 5000 W/m^2'lik tepe noktaları ile sınırlandırılmış sonuçlar, Şekil 5.9, Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 100000 W/m^2].



Şekil 5.10 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2].



Şekil 5.11 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2].

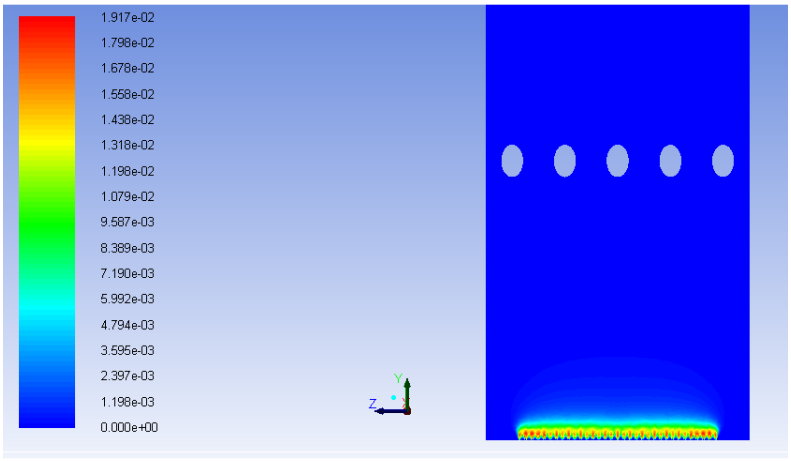
5.2.5 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı

5.2.5.1 Karbonmonoksit dağılımı

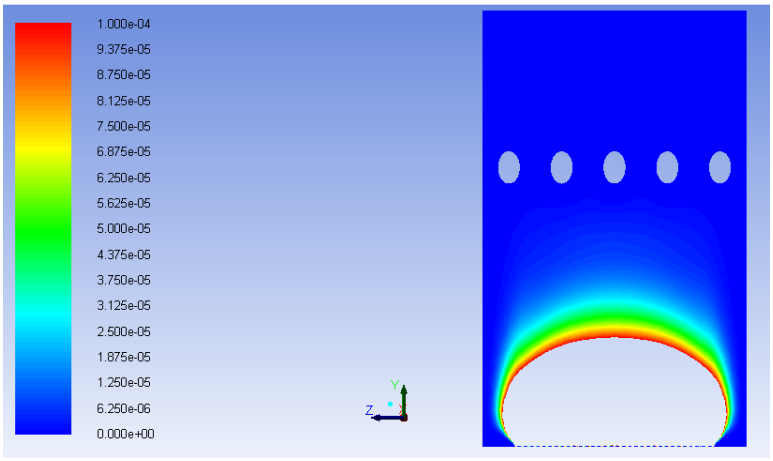
Yanma reaksiyonları süresince ara ürün olarak oluşan karbonmonoksit (CO), reaksiyonların tamamlanması için uygun şartların oluşmaması durumunda, dönüşümünü tamamlamadan yanma hacminden dışarıya atılmaktadır. Gerçek sistemlerde atık gazlar içerindeki karbonmonoksitin mutlak sıfıra indirilmesi mümkün olmamakla birlikte, çevre ve insan sağlığı için tehlike oluşturmayacak mertebelere düşürülmesi sağlanabilmektedir.

Sayısal çözümlemelerde dikkate aldığımız sınır koşulların tamamına yakını deneysel çalışmalar neticesinde elde edilmiştir. Bunlardan bir tanesi de hava fazlalık katsayısıdır ve çoğu uygulamalarda 1.25 ile 1.5 arasında bir değere sahip olmaktadır. Gerçekleştirilen deneylerde, hava fazlalık katsayısının 1.9 mertebelerinde olduğu tespit edilmiştir. Bu değer ile gerçekleştirilmiş olan sayısal çözümlemeler sonucunda, baca gazları içerisindeki karbonmonoksit miktarı gerçek değerlerin çok altında çıkmıştır; çünkü yanma hacmi havaca oldukça zengin durumdadır ve yanma işlemi ısı değiştiricinin hemen altında bir noktada tamamlanmaktadır.

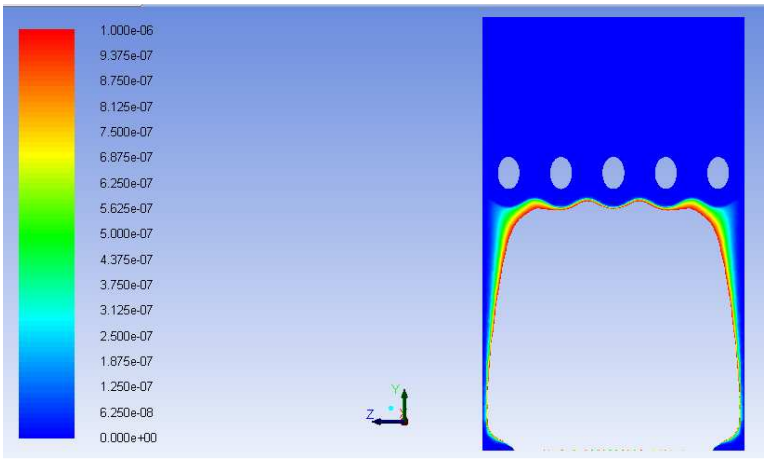
Aşağıda gösterilen Şekil 5.12, Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te renksiz olan bölgeler, şekil ölçeğindeki en üst değerden daha yüksek bir değere sahip oldukları için gözükmemektedirler.



Şekil 5.12 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19170 ppm].

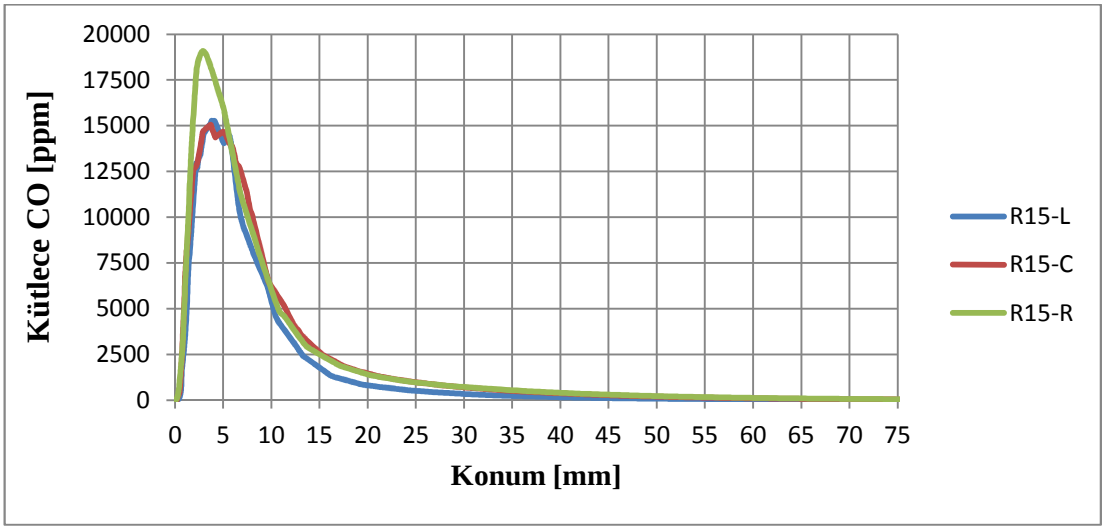


Şekil 5.13 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm].



Şekil 5.14 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm].

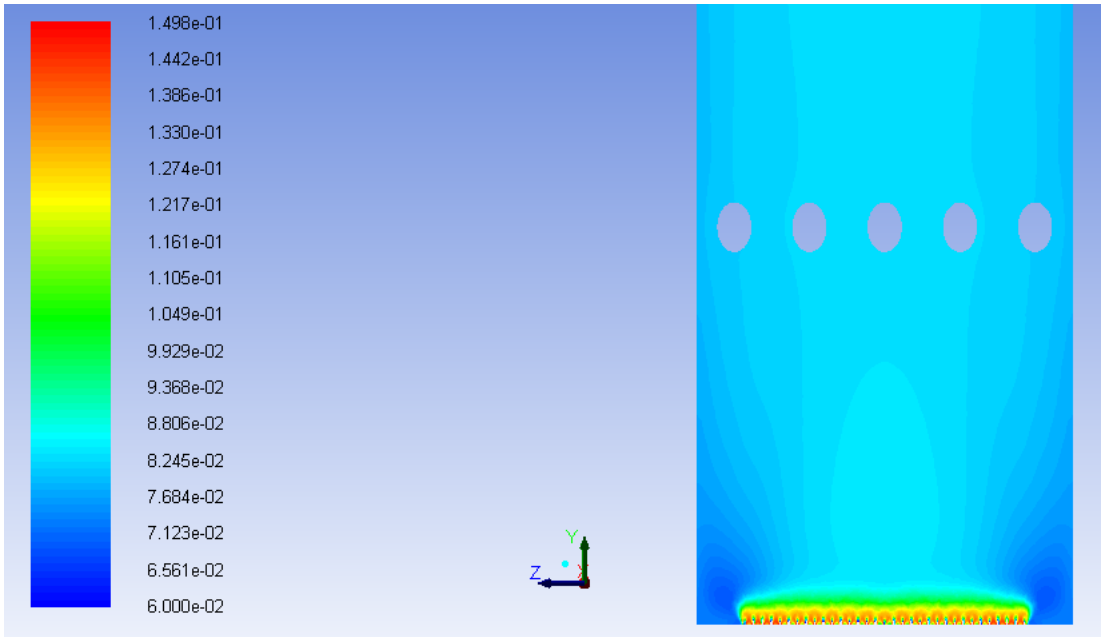
Yakıcı yüzeylerinden başlayarak, y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi grafiği Şekil 5.15'te e Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



Şekil 5.15 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi.

5.2.5.2 Karbondioksit dağılımı

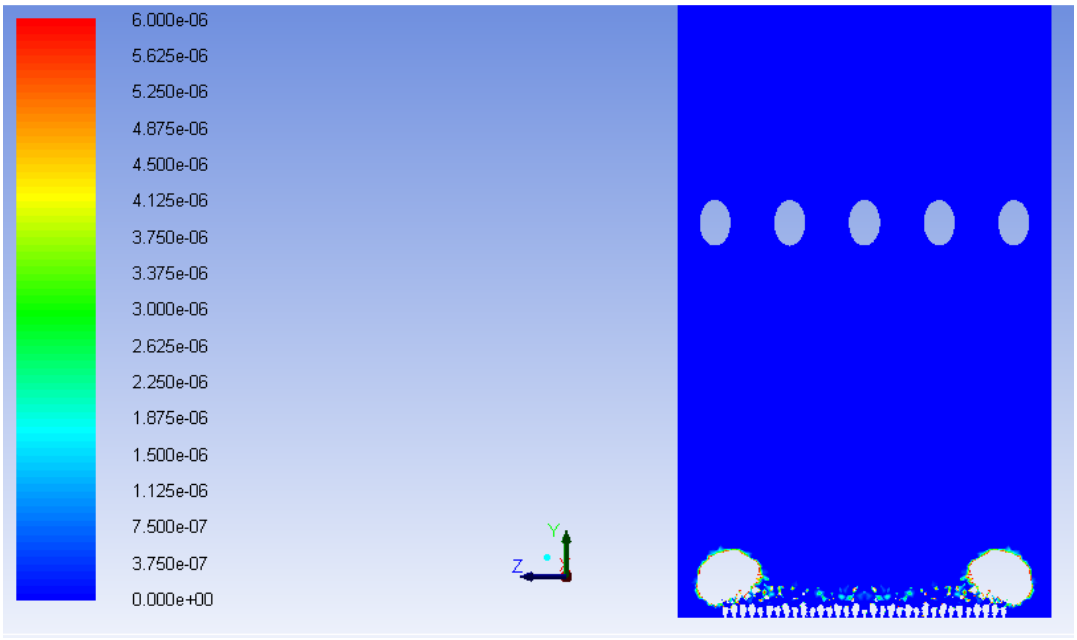
Yanma odası içerisindeki karbondinoksit dağılımı Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



Şekil 5.16 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%6 - %15].

5.2.5.3 Metan dağılımı

Yanmak üzere püskürtülen yakıtın, yanma odası içerisindeki dağılımı Şekil 5.17'de verilmiştir. Renksiz olan bölgeler, kütlece metan oranının 6 ppm'den daha büyük olduğu bölgelerdir.



Şekil 5.17 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm].

Yakıcıların ön ve arkaları (z ekseninden bakıldığı durumda) kapalı olduğundan, yanma odası içerisine üflenen hava-yakıt karışımı ve ikincil hava bu bölgede bir girdap oluşturmaktadır. Bu girdap sebebiyle de, üflenen yakıt doğrudan yukarı hareket edememekte ve bu girdaplara doğru çekilmektedir.

5.3 Prototip Model #1 – Kanat Aralığı 2.2 mm

Bu ve diğer başlıklar altında ele alınan prototip modeller, laboratuar ortamında teste tabii tutulmaksızın, doğrulaması yapılan deneysel modelin elde edildiği çözüm yöntemi ve sınır şartlar kullanılarak çözümlenmiştir.

Bu ve bir sonraki parametrik incelemede yalnızca kanat aralığı değiştirilmiş ve bu sayede ısı değiştiricinin dış ölçülerinde iyileştirme yapılabilmesi veya aynı dış ölçüler korunmak suretiyle ısı değiştiricinin kapasitesinin artırılması hedeflenmiştir.

Çizelge 5.2'de ısı geçişi olan yüzeyler tanıtılmış ve bu yüzeylerden olan ısı geçişi miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Kanat aralığı 2.2 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları.

Yüzey	Simge	Isı Geçişi [W]
Boru iç yüzeyinden taşınımla ısı geçişi	q_{su}	-586.13
Hava-yakıt karışımı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{h+y}	43.42
İkincil hava girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{2h}	17.35
Basınç çıkışından olan duyulur entalpi kaybı	H_b	-38.78
Hava-yakıt karışımı girişleriden ışınımla ısı geçişi	$q_{h+y,ı}$	-5.0
İkincil hava girişlerinden ışınımla ısı geçişi	$q_{2h,ı}$	-35.6
Basınç çıkışından olan ışınımla ısı geçişi	$q_{b,ı}$	0.08
Yanma reaksiyonları kaynak enerjisi	q_y	607.2

$$K = \frac{q_{su}\ x\ 30}{0.7} = \frac{586.13\ x\ 30}{0.7} = 25120 W \qquad \textbf{(5.4)}$$

Yanma odası hacmi için toplam ısı kazanımı (ısı girişleri ve kaynak teriminin toplamı) miktarı, "q_0" :

$$q_0 = q_y + H_{2h} + H_{h+y} = 668\,W \qquad \textbf{(5.5)}$$

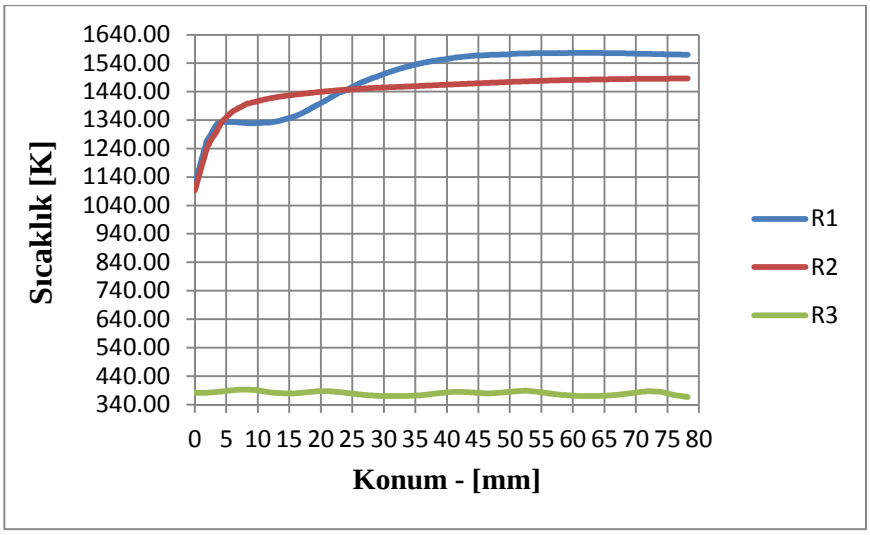
Buna göre, yanma odası ve ısı değiştiriciden oluşan ikili sistemin verimi, "η" :

$$\eta = \frac{q_{su}}{q_0} = \frac{586.13}{668} = 0.877 \qquad \textbf{(5.6)}$$

olarak hesaplanmaktadır.

5.3.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı

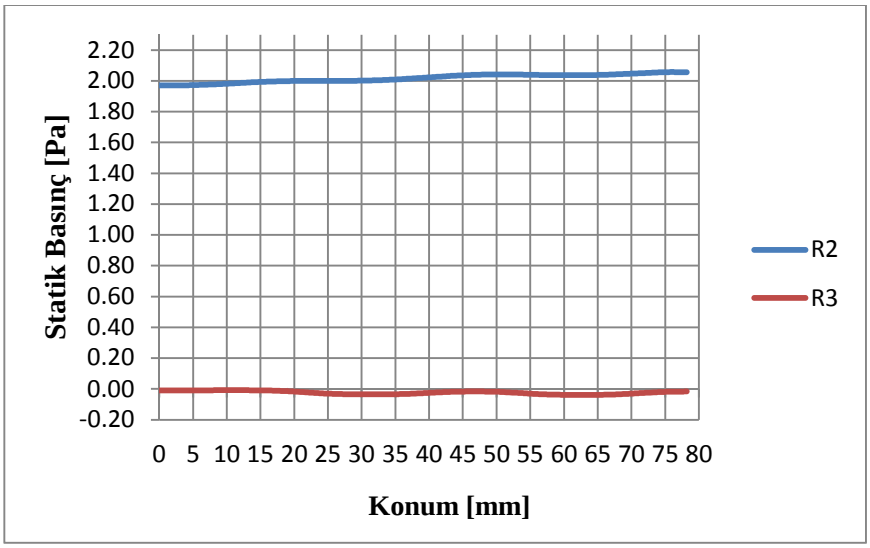
Yanma odası içerisinde düşey yönde sıcaklık dağılımının sayısal olarak tespit edilebilmesi için, farklı seviyelere yerleştirilmiş üç referenas çizgisinden faydalanılmıştır. Aşağıdan yukarıya doğru R1, R2 ve R3 olarak isimlendirilen referenas çizgileri doğrultusunda, simetri eksenine kadar olan sıcaklık dağılımları Şekil 5.18'de gösterilmiştir.



Şekil 5.18 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı.

5.3.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı

Şekil 5.2'de gösterilen referenas çizgiler boyunca, ısı değiştirici alt ve üstünden statik basınç değerleri okunmuş ve meydana gelen basınç dağılımı ve basınç kaybı Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Ortalama basınç kaybı 2.04 Pa olarak görülmektedir.



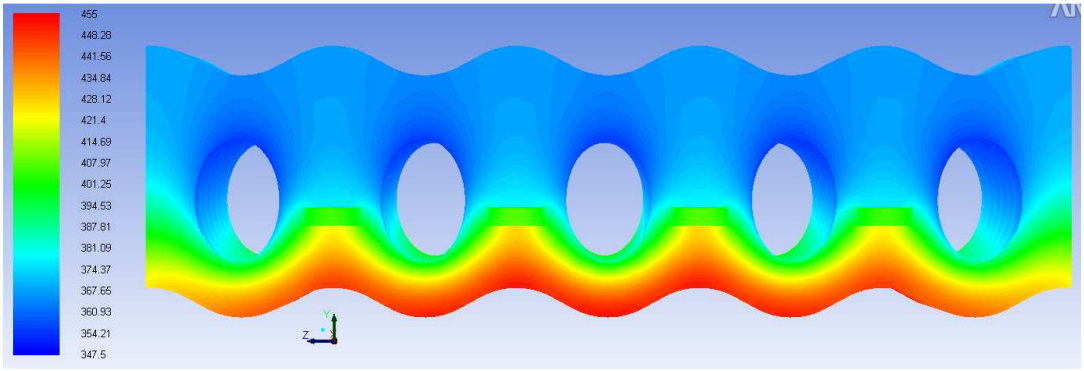
Şekil 5.19 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı.

5.3.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı

5.3.3.1 Sıcaklık Dağılımı

Isı değiştiricinin yanma odasına bakan alt kısmında, kanat yüzey sıcaklıkları 450 K'e kadar yükselmektedir. Şekil 5.20'den, kanat yüzeylerinde homojen bir sıcaklık dağılımının bulunmadığı görülmektedir. Sıcaklığın en yüksek olduğu noktalar, bir

önceki modelde olduğu gibi sağ ve sol refrakter duvarlardan uzakta bulunan orta kısımlardır.

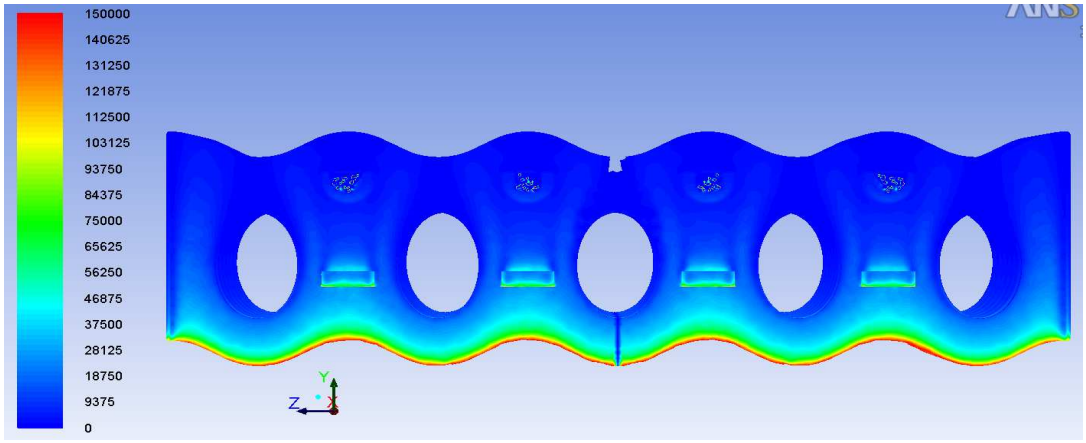


Şekil 5.20 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [347.5 – 455 K].

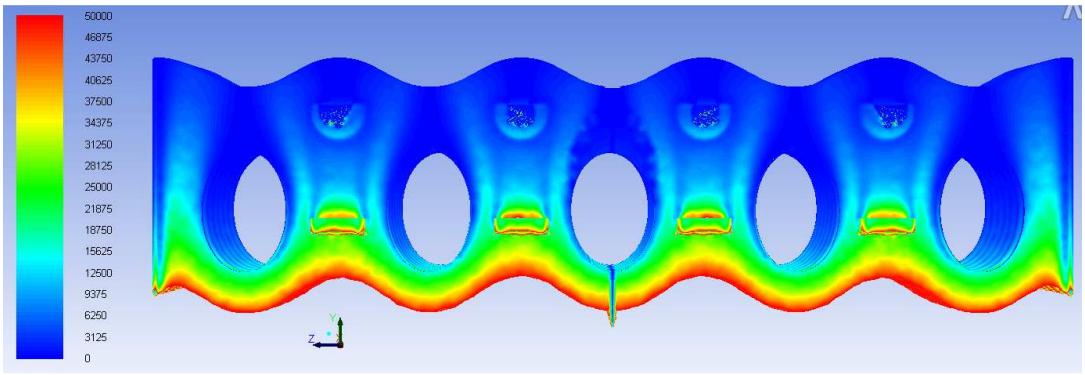
5.3.3.2 Isı akısı dağılımı

Sıcaklık kontürlerindeki dağılımdan yola çıkarak kanat üzerindeki ısı akısının hangi bölgelerde daha yoğun olarak gerçekleştiği tahmininde bulunulabilir. Fakat gerçekleşen ısı akısını hangi mertebelerde olduğunun bulunabilmesi için kanat yüzeylerinden olan ısı akısı konturlerinin incelenmesi gerekmektedir.

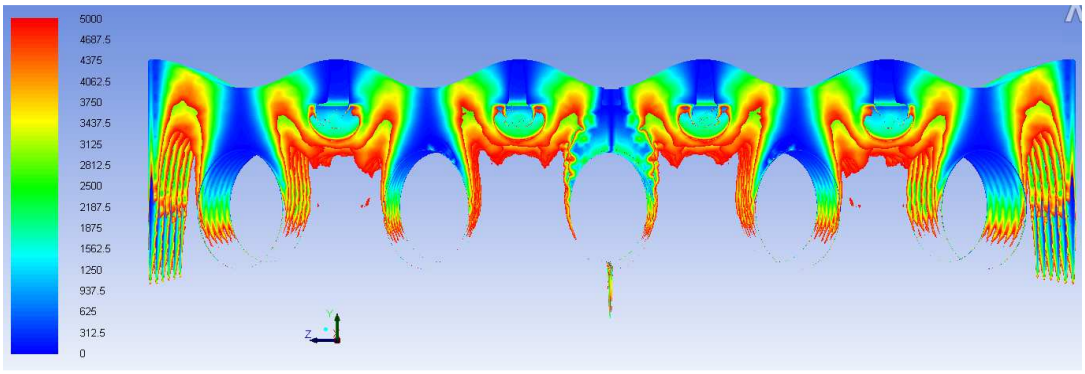
Şekil 5.21, Şekil 5.22, Şekil 5.23'de kanatlar üzerindeki ısı akısının büyüklükleri gösterilmiştir.



Şekil 5.21 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2].



Şekil 5.22 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2].

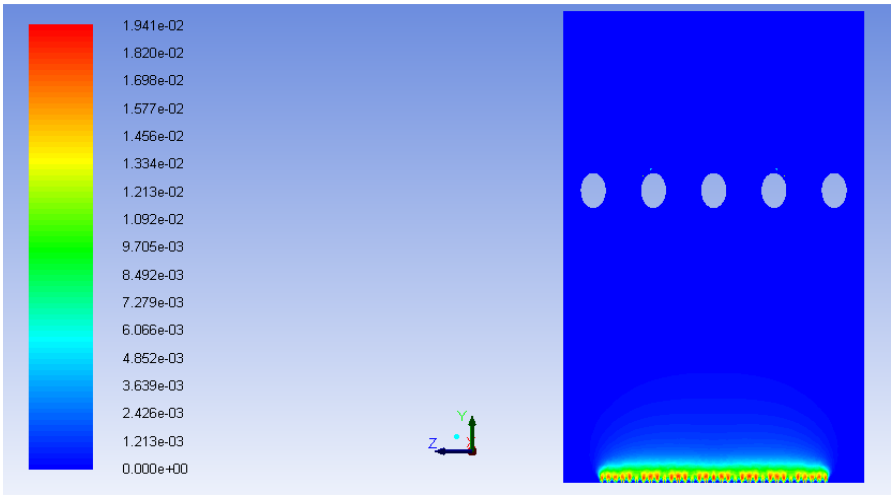


Şekil 5.23 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2].

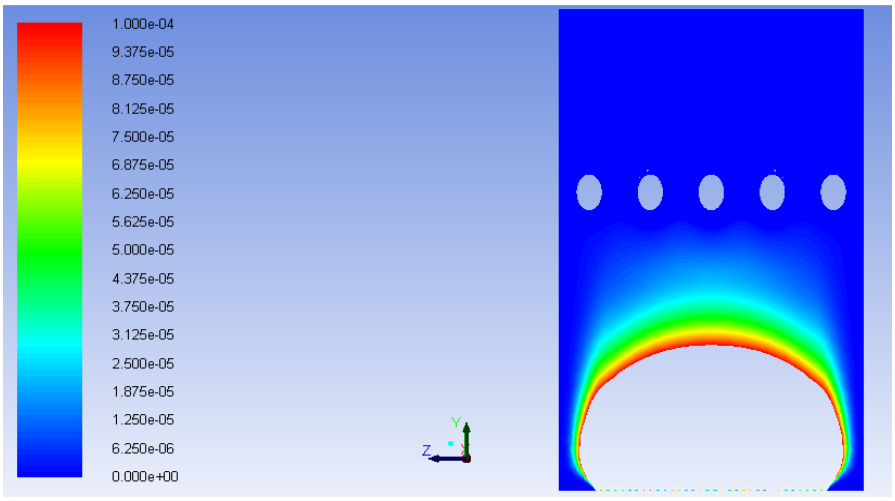
5.3.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı

5.3.4.1 Karbonmonoksit

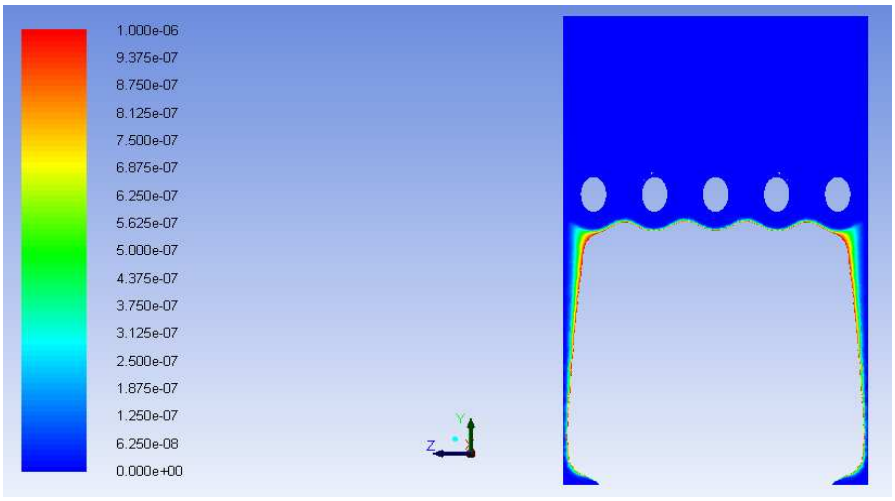
Yanma odasındaki karbonmonoksit dağılımı Şekil 5.24, Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'da gösterilmiştir.



Şekil 5.24 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19410 ppm].

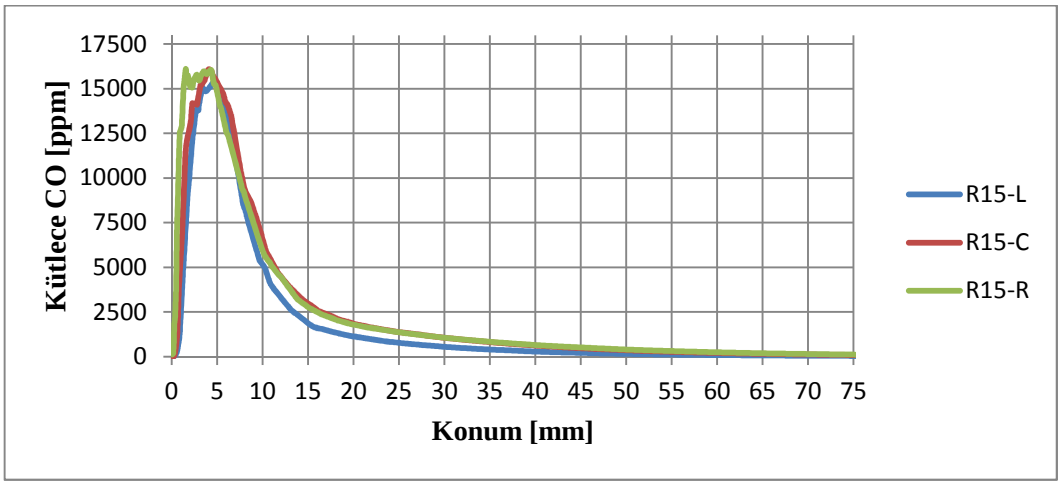


Şekil 5.25 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm].



Şekil 5.26 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm].

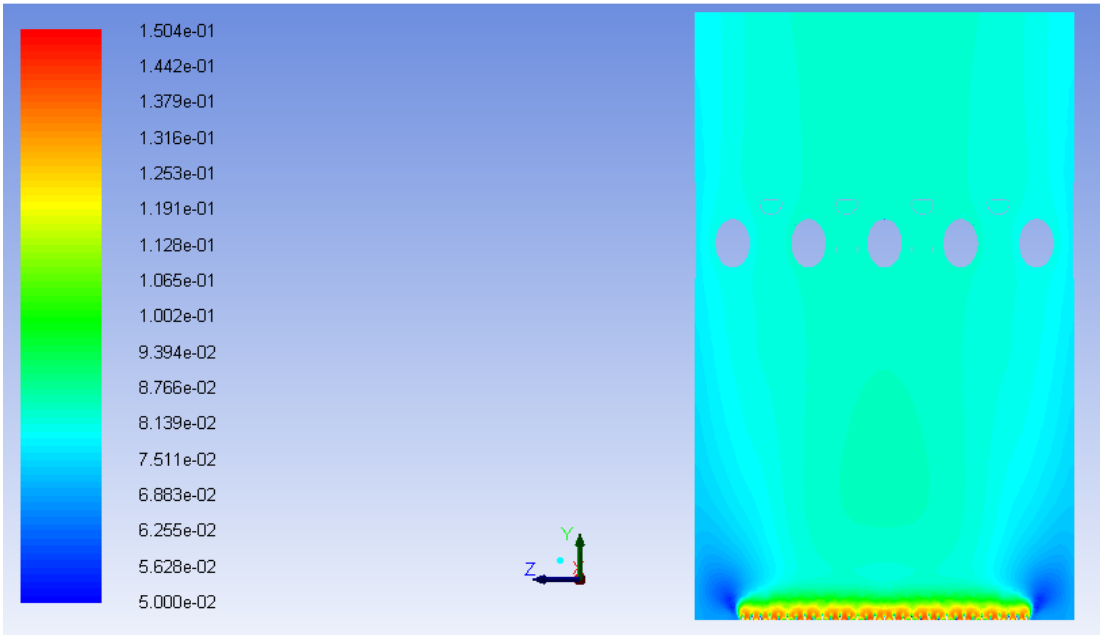
Yakıcı yüzeylerinden başlayarak, y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi grafiği Şekil 5.27'de gösterilmiştir.



Şekil 5.27 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi.

5.3.4.2 Karbondioksit dağılımı

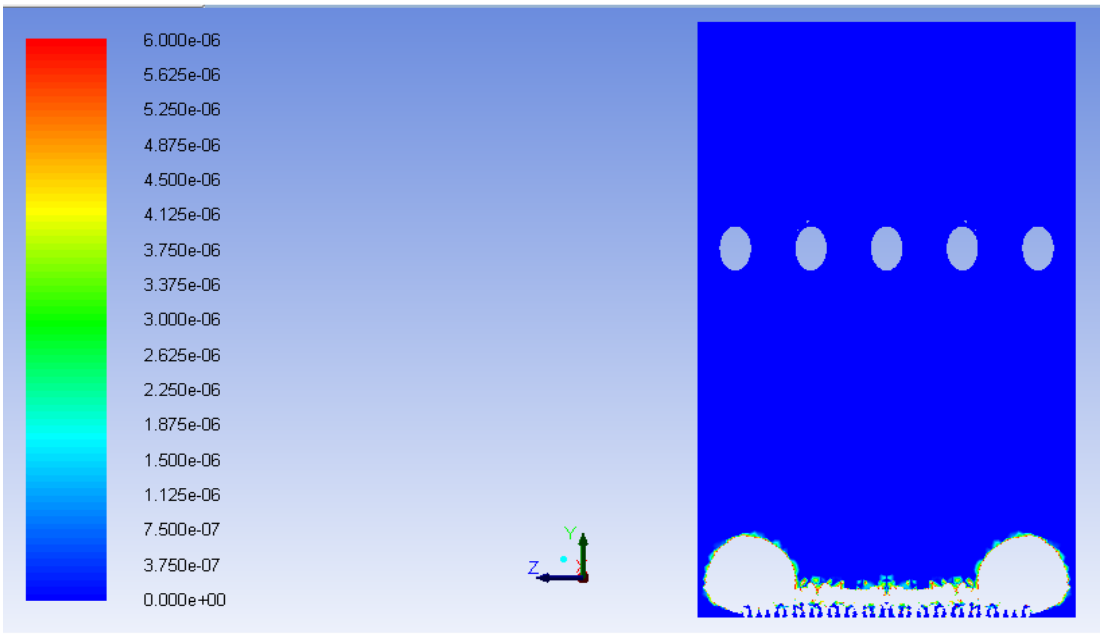
Yanma odasındaki karbondioksit dağılımı Şekil 5.28'de gösterilmiştir.



Şekil 5.28 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%5 - %15].

5.3.4.3 Metan Dağılımı

Yanma odası içerisinde metan gazı dağılımı Şekil 5.29'da gösterilmiştir.



Şekil 5.29 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm].

5.4 Prototip Model #2 – Kanat Aralığı 2.0 mm

Bir önceki modelde 2.2 mm'ye indirilen kanatlar arası mesafe için sayısal çözümler elde edilmişti. İmalat kısıtları da göz önünde bulundurularak, iki numaralı prototip modelde kanatlar arası mesafe 2.0 mm olacak şekilde çözümler yapılmıştır.

Çizelge 5.3'te ısı geçişi olan yüzeyler tanıtılmış ve bu yüzeylerden olan ısı geçişi miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Kanat aralığı 2.0 mm, model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları.

Yüzey	Simge	Isı Geçişi [W]
Boru iç yüzeyinden taşınımla ısı geçişi	q_{su}	-598.5
Hava-yakıt karışımı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{h+y}	43.5
İkincil hava girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{2h}	17.18
Basınç çıkışından olan duyulur entalpi kaybı	H_b	-35.84
Hava-yakıt karışımı girişleriden ışınımla ısı geçişi	$q_{h+y,ı}$	-5.4
İkincil hava girişlerinden ışınımla ısı geçişi	$q_{2h,ı}$	-29.7
Basınç çıkışından olan ışınımla ısı geçişi	$q_{b,ı}$	0.04
Yanma reaksiyonları kaynak enerjisi	q_y	609.9

$$K = \frac{q_{su}\ x\ 30}{0.7} = \frac{598.5\ x\ 30}{0.7} = 25650 W \qquad \textbf{(5.7)}$$

Yanma odası hacmi için toplam ısı kazanımı (ısı girişleri ve kaynak teriminin toplamı) miktarı, "$q_{0"}$:

$$q_0 = q_y + H_{2h} + H_{h+y} = 670.6\,W \qquad \textbf{(5.8)}$$

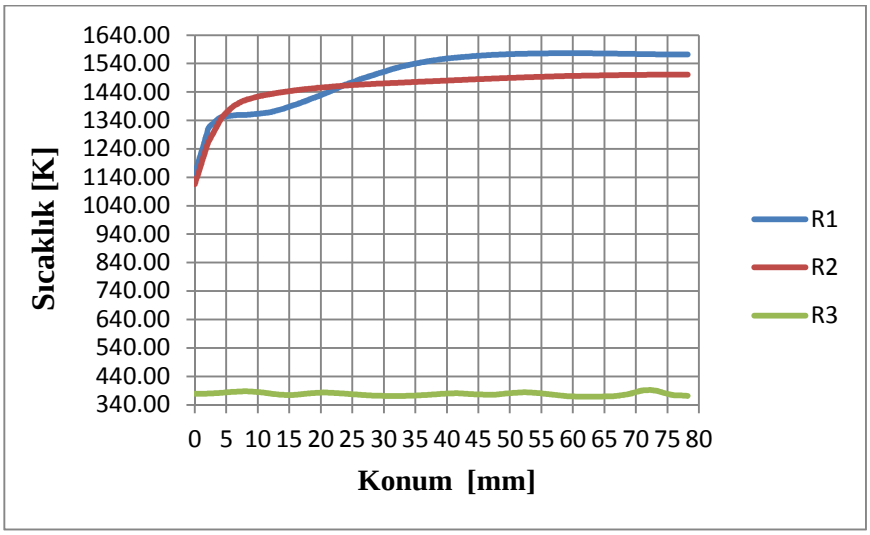
Buna göre, yanma odası ve ısı değiştiriciden oluşan ikili sistemin verimi, "η" :

$$\eta = \frac{q_{su}}{q_0} = \frac{598.5}{670.6} = 0.89 \qquad \textbf{(5.9)}$$

olarak hesaplanmaktadır.

5.4.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı

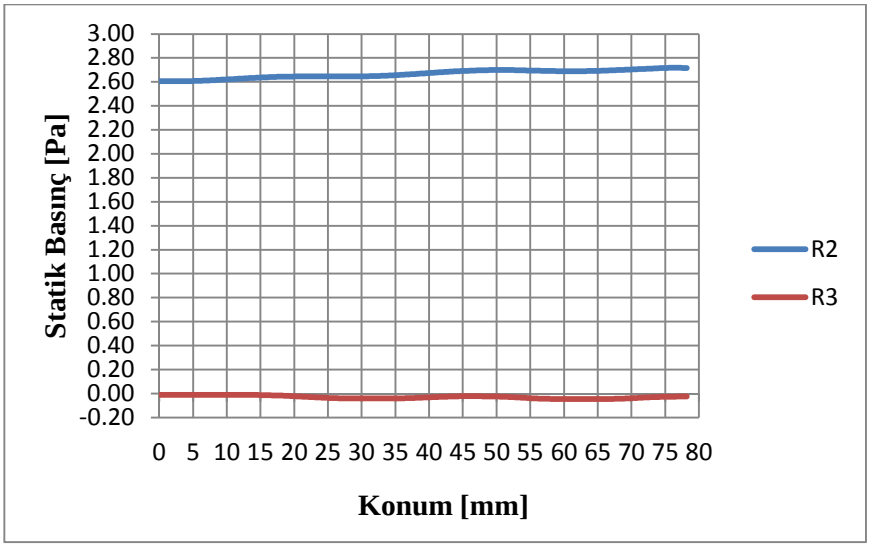
Yanma odası içerisinde düşey yönde sıcaklık dağılımının sayısal olarak tespit edilebilmesi için, farklı seviyelere yerleştirilmiş üç referenas çizgisinden faydalanılmıştır. Aşağıdan yukarıya doğru R1, R2 ve R3 olarak isimlendirilen referenas çizgileri doğrultusunda, simetri eksenine kadar olan sıcaklık dağılımları Şekil 5.30'da gösterilmiştir.



Şekil 5.30 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı.

5.4.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı

Şekil 5.2'de gösterilen referenas çizgiler boyunca, ısı değiştirici alt ve üstünden statik basınç değerleri okunmuş ve meydana gelen basınç dağılımı ve basınç kaybı Şekil 5.31'de gösterilmiştir. Ortalama basınç kaybı 2.70 Pa olarak görülmektedir.

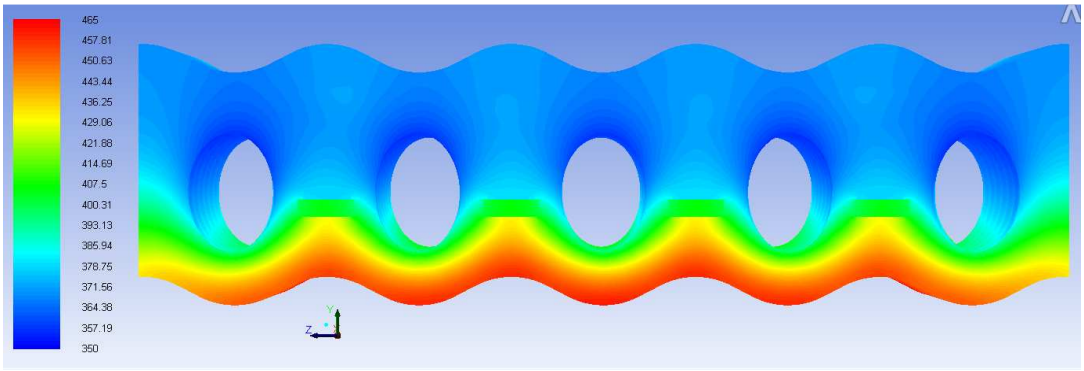


Şekil 5.31 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı.

5.4.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı

5.4.3.1 Sıcaklık Dağılımı

Isı değiştiricinin yanma odasına bakan alt kısmında, kanat yüzey sıcaklıkları 450 K'e kadar yükselmektedir. Şekil 5.32'den kanat yüzeylerinde homojen bir sıcaklık dağılımının bulunmadığı açıkça görülmektedir. Sıcaklığın en yüksek olduğu noktalar, bir önceki modelde de olduğu gibi sağ ve sol refrakter duvarlardan uzakta bulunan orta kısımlardır.

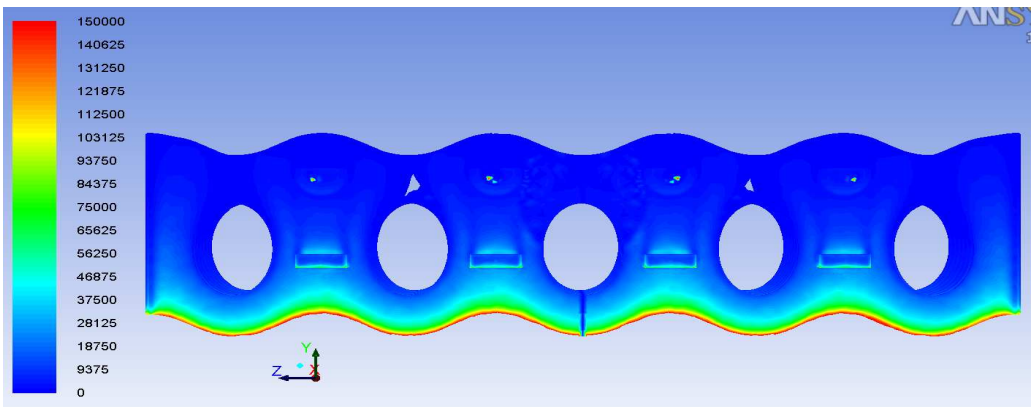


Şekil 5.32 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 465 K].

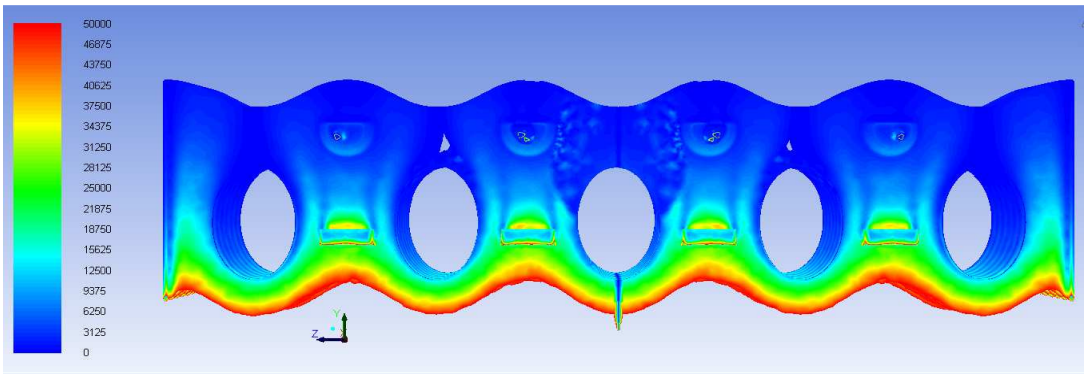
5.4.3.2 Isı akısı dağılımı

Sıcaklık kontürlerindeki dağılımdan yola çıkarak kanat üzerindeki ısı akısının hangi bölgelerde daha yoğun olarak gerçekleştiği tahmininde bulunulabilir. Fakat gerçekleşen ısı akısını hangi mertebelerde olduğunun bulunabilmesi için kanat yüzeylerinden olan ısı akısı konturlerinin incelenmesi gerekmektedir.

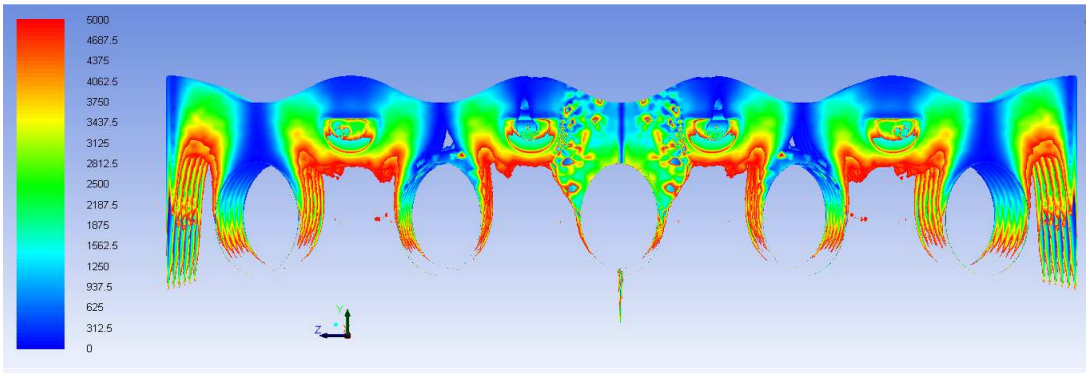
Şekil 5.33, Şekil 5.34, Şekil 5.35'de kanatlar üzerindeki ısı akısının büyüklükleri gösterilmiştir.



Şekil 5.33 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2].



Şekil 5.34 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2].

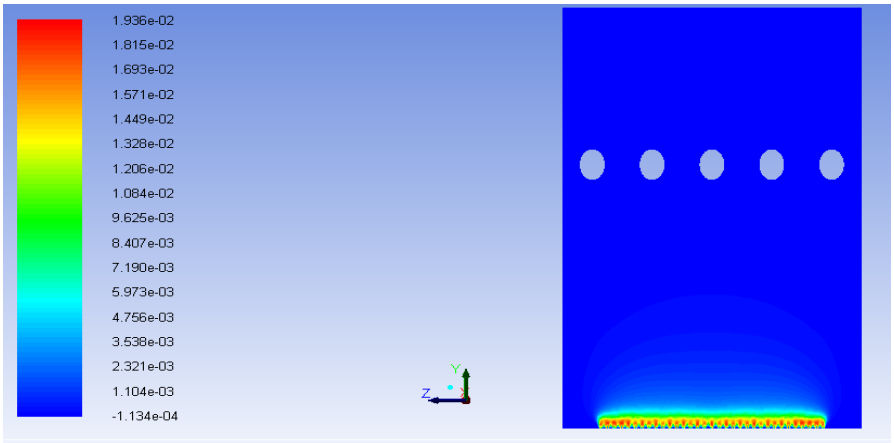


Şekil 5.35 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2].

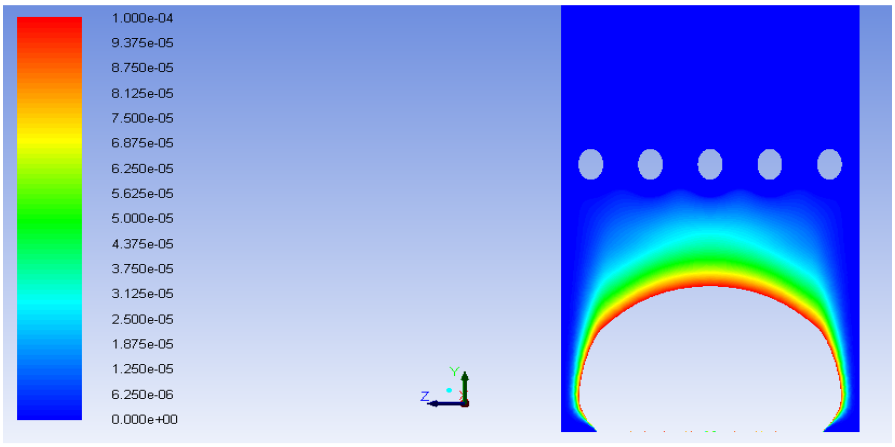
5.4.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı

5.4.4.1 Karbonmonoksit

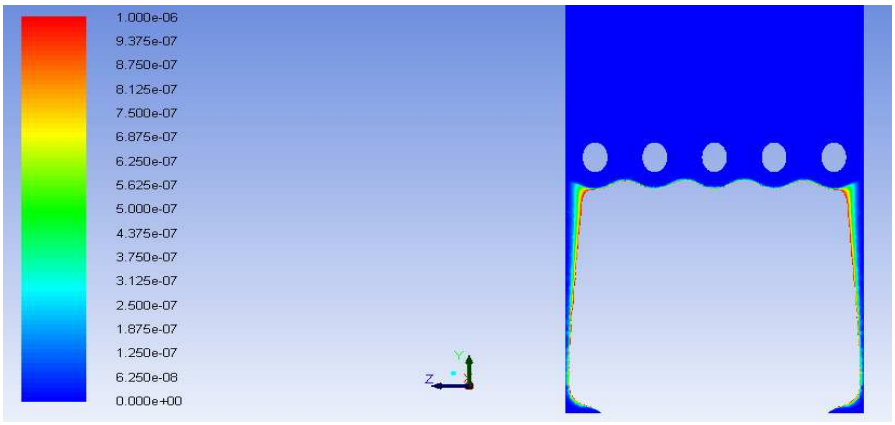
Yanma odasındaki karbonmonoksit dağılımı Şekil 5.36, Şekil 5.37 ve Şekil 5.38'de gösterilmiştir.



Şekil 5.36 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19360 ppm].

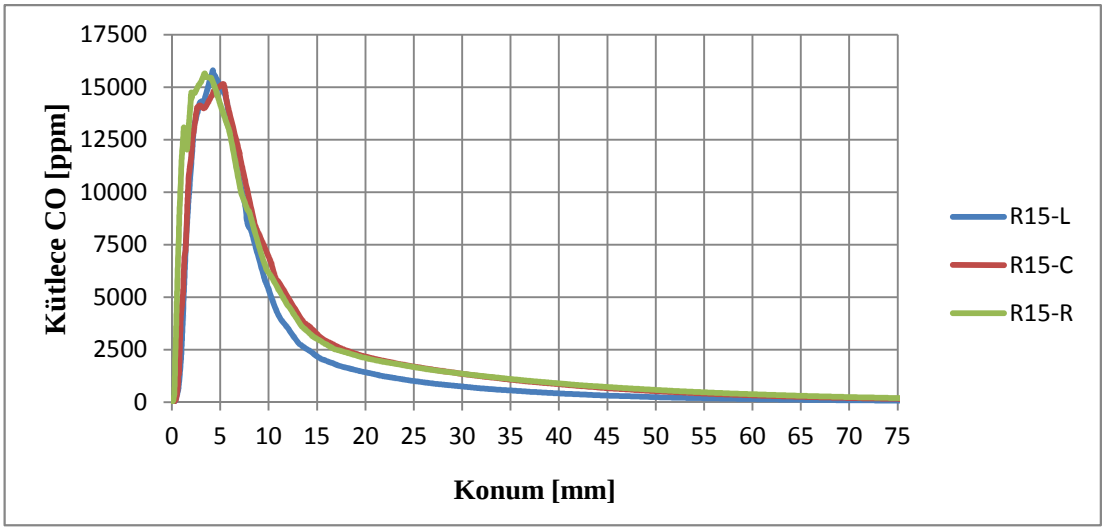


Şekil 5.37 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm].



Şekil 5.38 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 6 ppm].

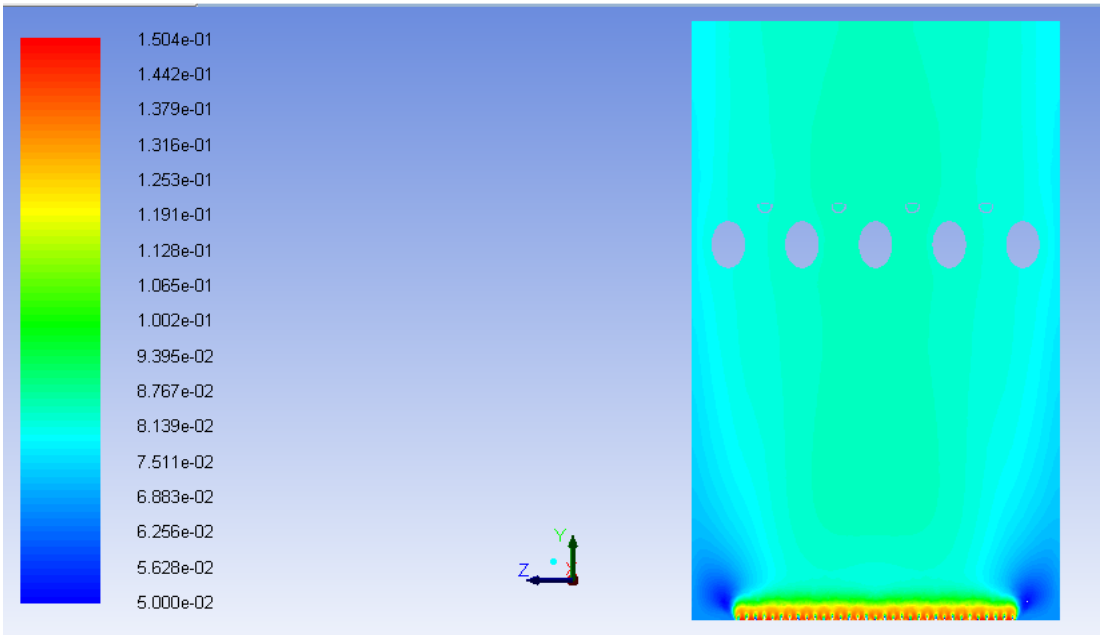
Yakıcı yüzeylerinden başlayarak, y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi grafiği Şekil 5.39'da gösterilmiştir.



Şekil 5.39 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi.

5.4.4.2 Karbondioksit dağılımı

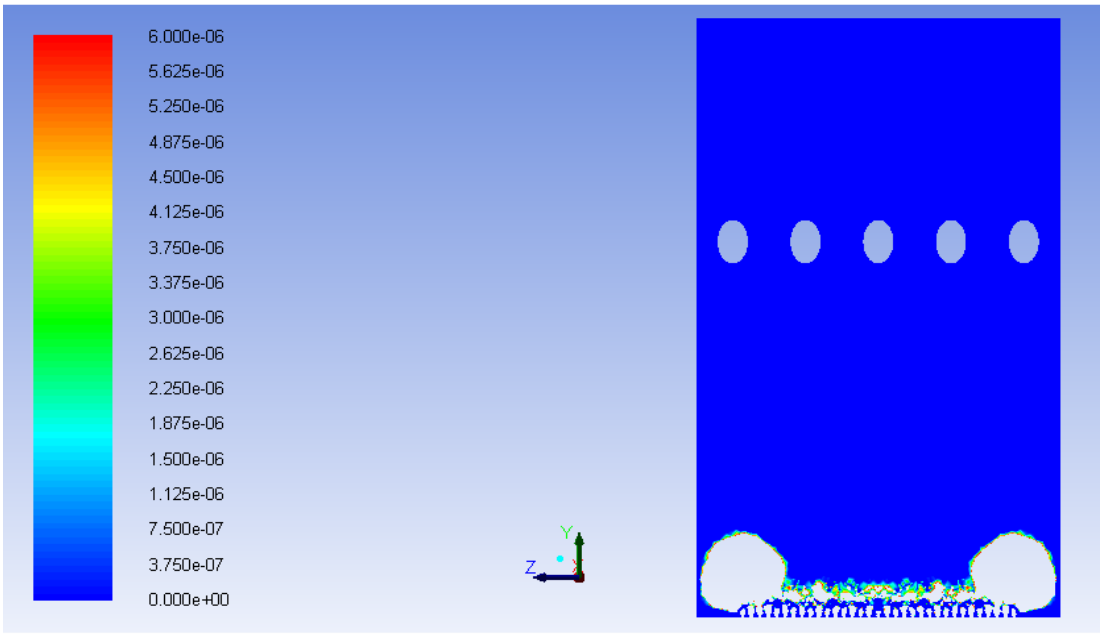
Yanma odasındaki karbondioksit dağılımı Şekil 5.40'da gösterilmiştir.



Şekil 5.40 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%5 - %15].

5.4.4.3 Metan Dağılımı

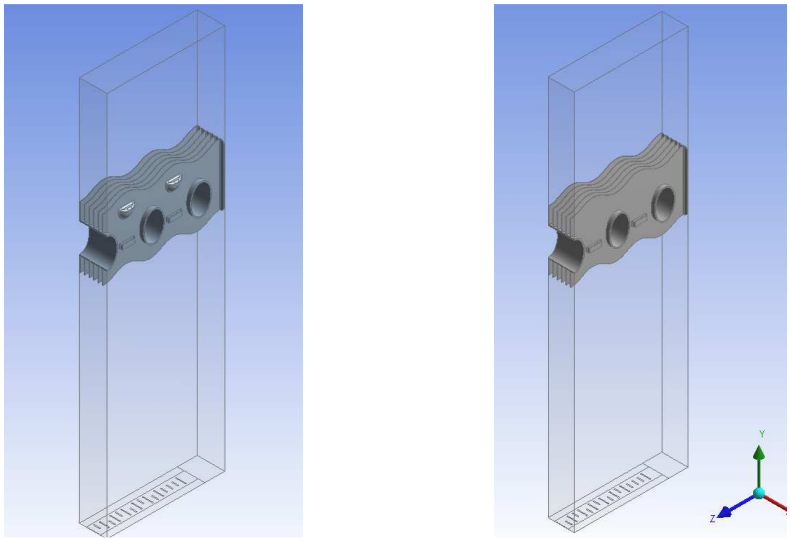
Yanma odası içerisinde metan gazı dağılımı Şekil 5.41'de gösterilmiştir.



Şekil 5.41 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm].

5.5 Prototip Model #3 – Kanat Aralığı 2.7 mm, üst balkonsuz

İncelenen üçüncü ve son modelde, kanat aralıkları 2.7 mm olarak bırakılmış, yalnızca kanat üstlerinde yer alan balkonsu çıkıntılar, Şekil 5.42'de görüldüğü gibi kaldırılarak, bu çıkıntıların kanattan olan ısı geçişi üzerindeki etkiler ve yanma sonu ürünlerine olan etkileri araştırılmıştır.



(a) (b)

Şekil 5.42 : (a) Deneysel model "balkonlu", (b) Prototip model #3 "balkonsuz".

Çizelge 5.4'de, bu model dahilinde ısı geçişi olan yüzeyler tanıtılmış ve bu yüzeylerden olan ısı geçişi miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Kanat aralığı 2.7 mm, üst balkonsuz model yüzeyleri ve ısı geçişi miktarları.

Yüzey	Simge	Isı Geçişi [W]
Boru iç yüzeyinden taşınımla ısı geçişi	q_{su}	-562.7
Hava-yakıt karışımı girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{h+y}	43.63
İkincil hava girişi ile yanma odasına aktarılan duyulur entalpi	H_{2h}	17.29
Basınç çıkışından olan duyulur entalpi kaybı	H_b	-44.57
Hava-yakıt karışımı girişleriden ışınımla ısı geçişi	$q_{h+y,ı}$	-4.75
İkincil hava girişlerinden ışınımla ısı geçişi	$q_{2h,ı}$	-48.65
Basınç çıkışından olan ışınımla ısı geçişi	$q_{b,ı}$	0.16
Yanma reaksiyonları kaynak enerjisi	q_y	612.6

$$K = \frac{q_{su}\ x\ 30}{0.7} = \frac{562.7\ x\ 30}{0.7} = 24115W \qquad \textbf{(5.10)}$$

Yanma odası hacmi için toplam ısı kazanımı (ısı girişleri ve kaynak teriminin toplamı) miktarı, "q_0" :

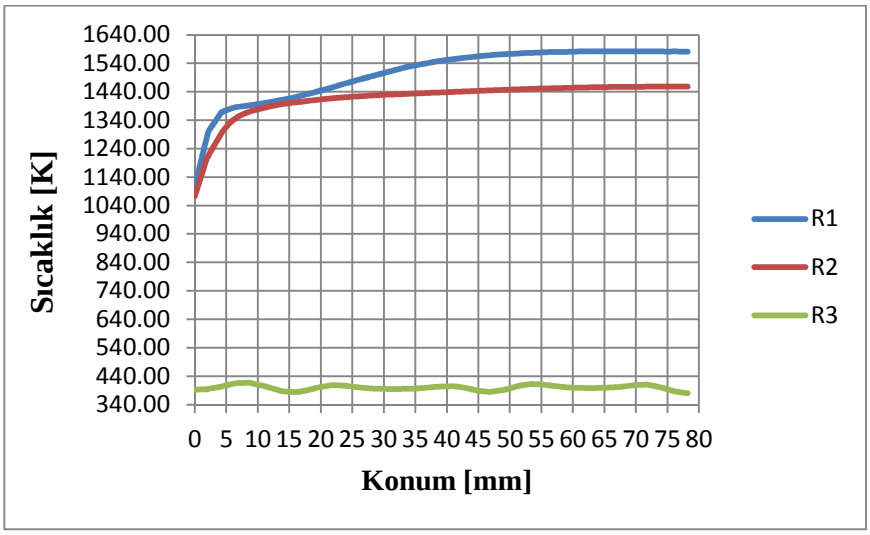
$$q_0 = q_y + H_{2h} + H_{h+y} = 673.5\,W \qquad \textbf{(5.11)}$$

Buna göre, yanma odası ve ısı değiştiriciden oluşan ikili sistemin verimi, "η" :

$$\eta = \frac{q_{su}}{q_0} = \frac{562.7}{673.5} = 0.84 \qquad \textbf{(5.12)}$$

5.5.1 Yanma odası içerisinde sıcaklık dağılımı

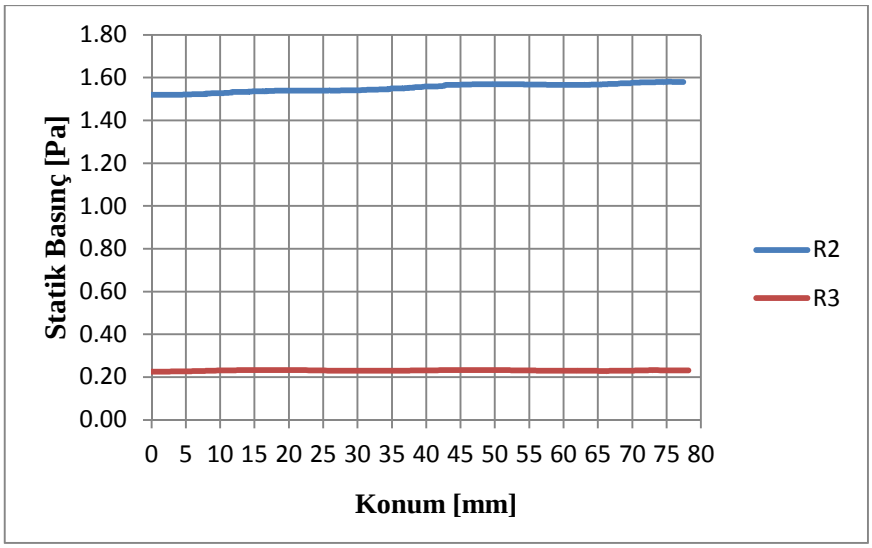
Yanma odası içerisinde düşey yönde sıcaklık dağılımının sayısal olarak tespit edilebilmesi için, farklı seviyelere yerleştirilmiş üç referenas çizgisinden faydalanılmıştır. Aşağıdan yukarıya doğru doğru R1, R2 ve R3 olarak isimlendirilen referenas çizgileri doğrultusunda, simetri eksenine kadar olan sıcaklık dağılımları Şekil 5.43'te gösterilmiştir.



Şekil 5.43 : Referans çizgileri R1, R2, R3 boyunca sıcaklık dağılımı.

5.5.2 Isı değiştirici altında ve üstünde statik basınç dağılımı

Şekil 5.2'de gösterilen referenas çizgiler boyunca, ısı değiştirici alt ve üstünden statik basınç değerleri okunmuş ve meydana gelen basınç dağılımı ve basınç kaybı Şekil 5.44'te gösterilmiştir. Ortalama basınç kaybı 1.33 Pa olarak görülmektedir.

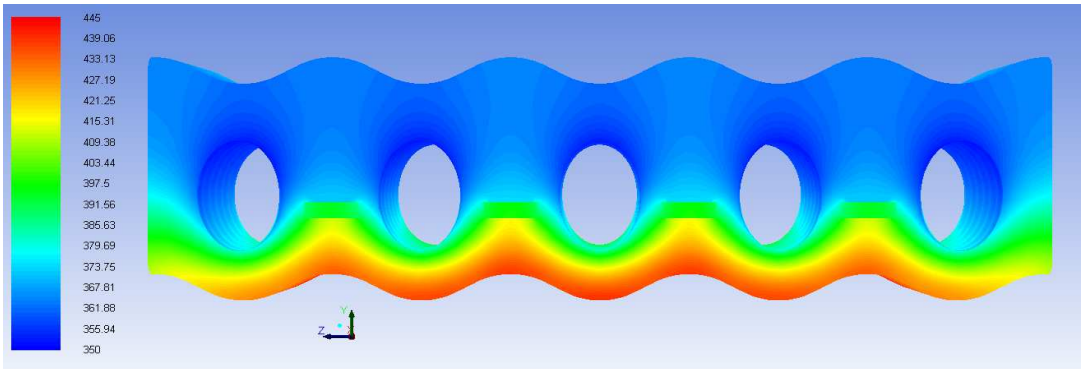


Şekil 5.44 : Isı değiştirici etrafında basınç dağılımı.

5.5.3 Isı değiştirici kanatları üzerinde sıcaklık ve ısı akısı dağılımı

5.5.3.1 Sıcaklık Dağılımı

Isı değiştiricinin yanma odasına bakan alt kısmında, kanat yüzey sıcaklıkları 440 K'e kadar yükselmektedir. Kanatlar üzerindeki balkonların kaldırılması, yüzey sıcaklıklarının bir miktar düşmesine sebep olmuştur. Sıcaklığın en yüksek olduğu noktalar, önceki modellerde de olduğu gibi sağ ve sol refrakter duvarlardan uzakta bulunan orta kısımlardır. Kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 5.45'de gösterilmiştir.

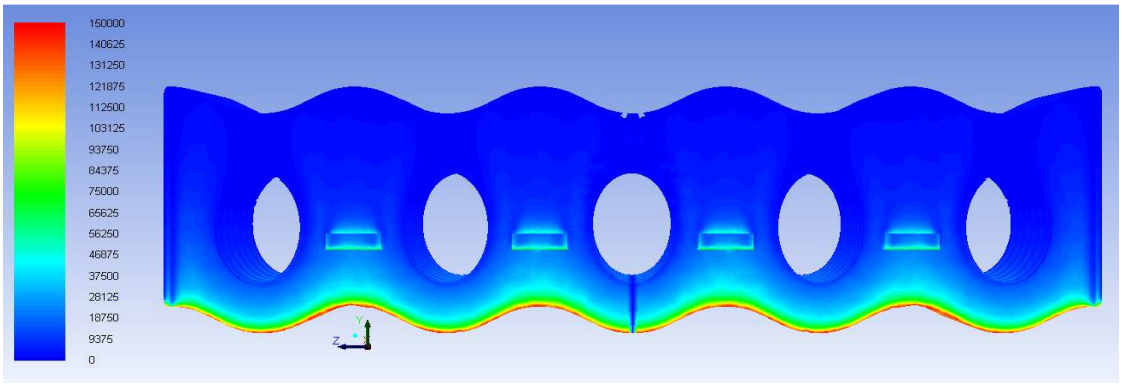


Şekil 5.45 : Kanat yüzeylerinde sıcaklık dağılımı [350 – 445 K].

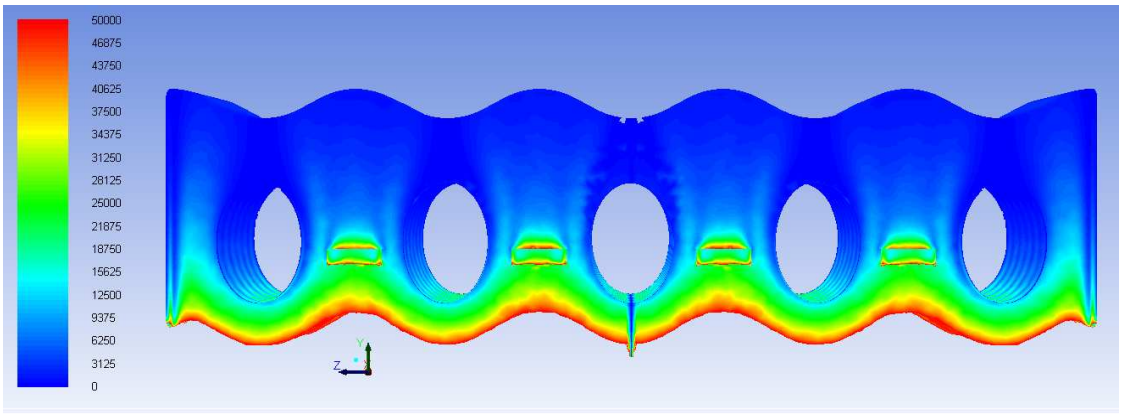
5.5.3.2 Isı akısı dağılımı

Sıcaklık kontürlerindeki dağılımdan yola çıkarak kanat üzerindeki ısı akısının hangi bölgelerde daha yoğun olarak gerçekleştiği tahmininde bulunulabilir. Fakat gerçekleşen ısı akısını hangi mertebelerde olduğunun bulunabilmesi için kanat yüzeylerinden olan ısı akısı konturlerinin incelenmesi gerekmektedir.

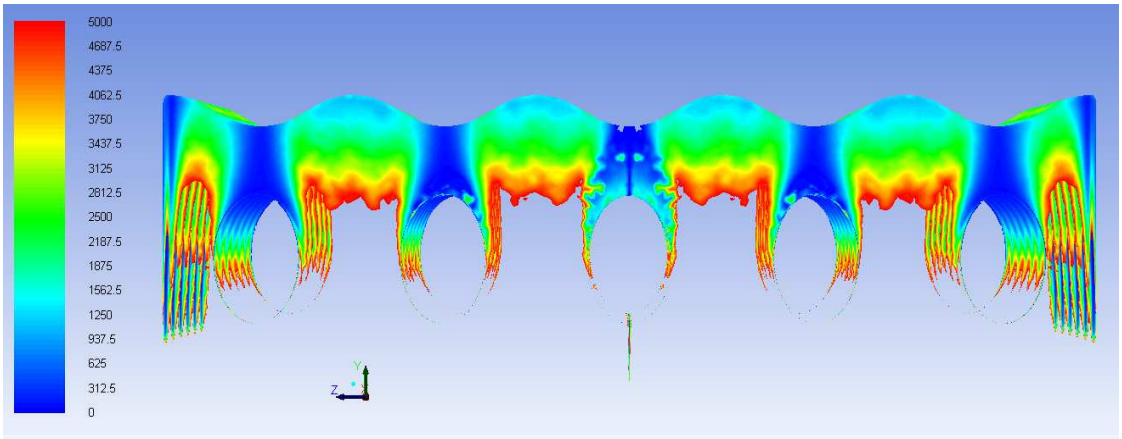
Şekil 5.46, Şekil 5.47 ve Şekil 5.48'de kanatlar üzerindeki ısı akısının büyüklükleri gösterilmiştir.



Şekil 5.46 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 150000 W/m^2].



Şekil 5.47 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 50000 W/m^2].

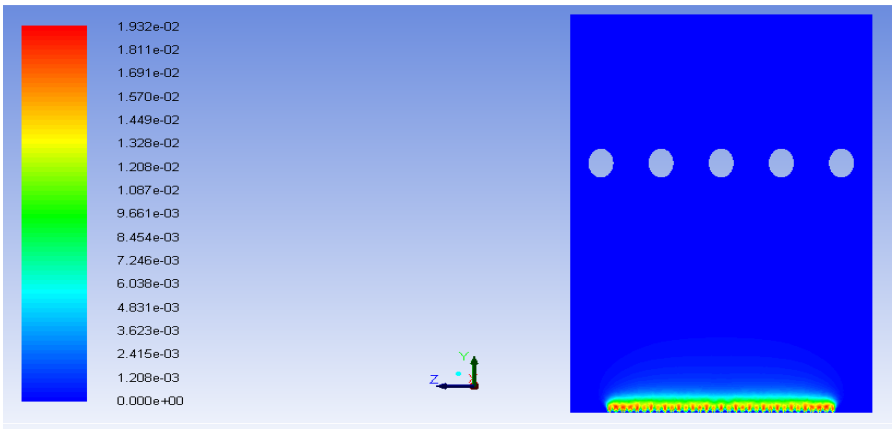


Şekil 5.48 : Kanat yüzeylerinde ısı akısı dağılımı [0 - 5000 W/m^2].

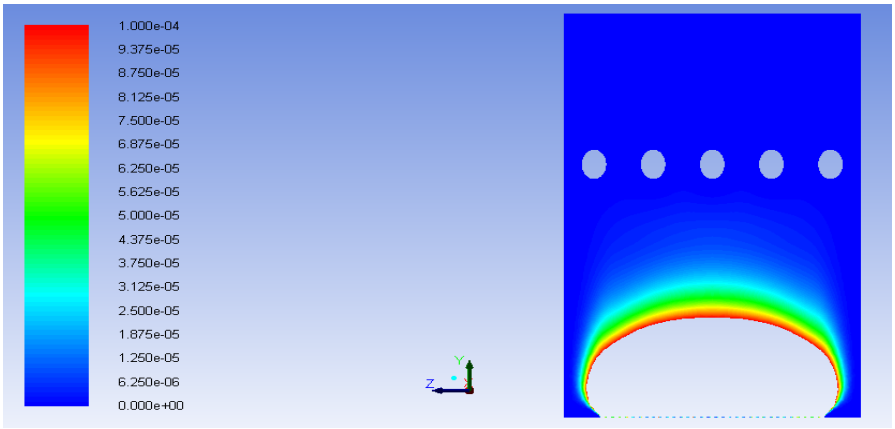
5.5.4 Yanma odası içerisinde yanma ürünleri dağılımı

5.5.4.1 Karbonmonoksit

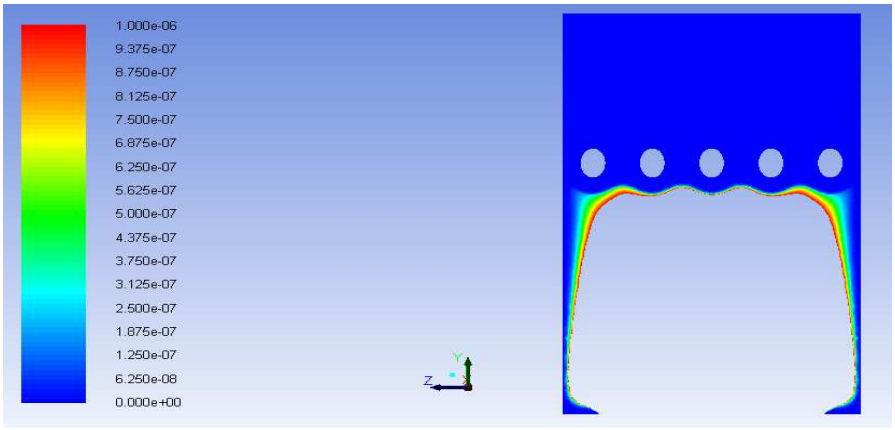
Yanma odasındaki karbonmonoksit dağılımı Şekil 5.49, Şekil 5.50 ve Şekil 5.51'de gösterilmiştir.



Şekil 5.49 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 19320 ppm].

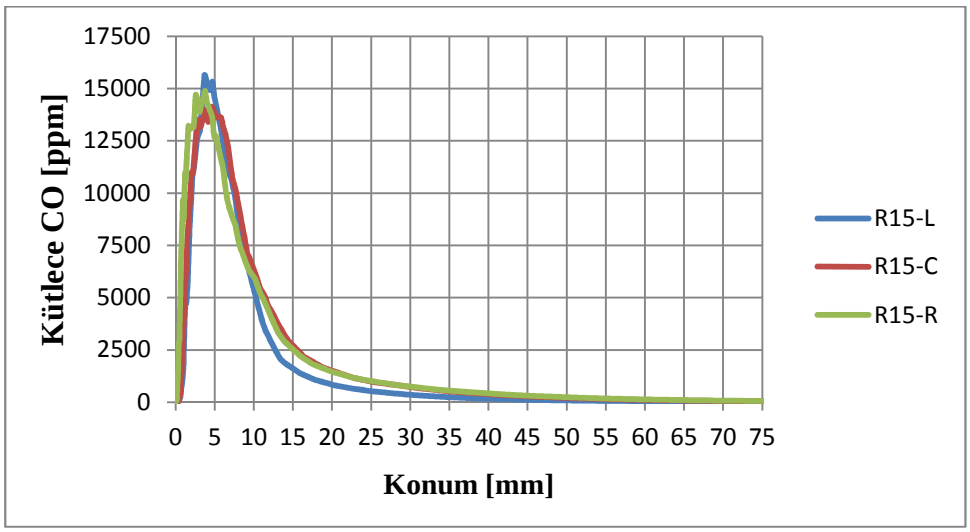


Şekil 5.50 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 100 ppm].



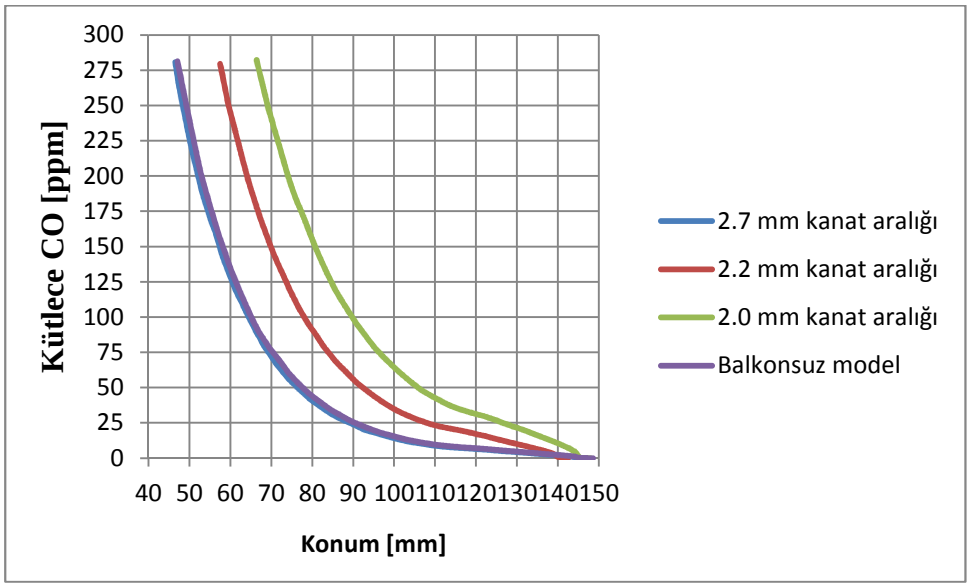
Şekil 5.51 : Yanma odası içerisinde CO dağılımı [0 – 1 ppm].

Yakıcı yüzeylerinden başlayarak, y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi grafiği Şekil 5.52'de gösterilmiştir.



Şekil 5.52 : Y-ekseni boyunca kütlesel CO değişimi.

Şekil 5.15, Şekil 5.27, Şekil 5.39 ve Şekil 5.52'de yakıcı yüzeyler üzerinden başlayarak, yukarı yönlü y ekseni boyunca kütlece karbonmonoksit miktarındaki değişimler gösterilmektedir. 300 ppm ve daha düşük miktarda karbonmonoksite rastlanılan seviyeler Şekil 5.53'te verilmiştir.

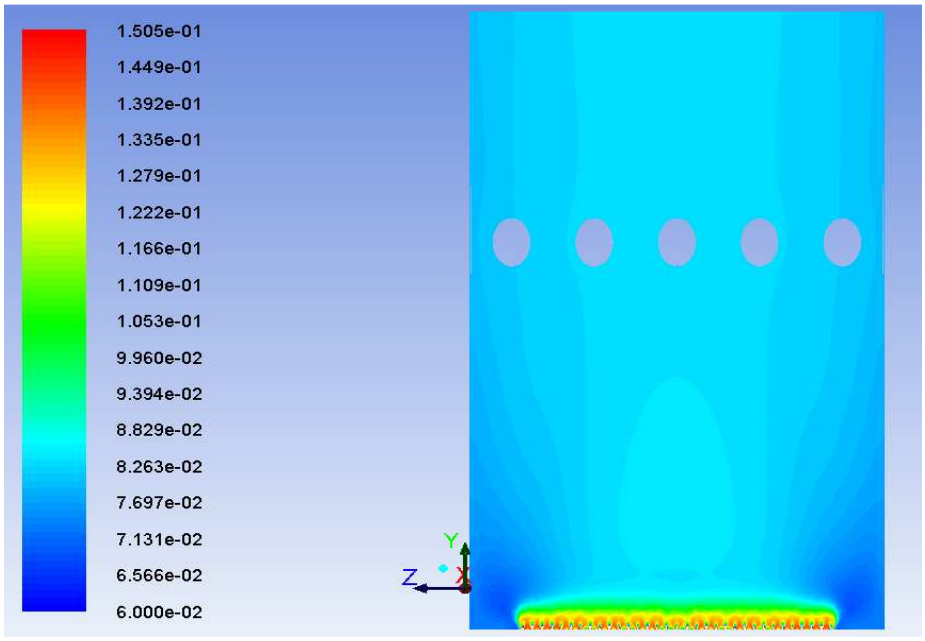


Şekil 5.53 : Y-ekseni boyunca CO değişimi [0 - 280 ppm].

Şekil 5.53'ten anlaşılacağı üzere, kanat arası mesafenin daraltılması, yanmayı geciktirici bir etki göstermiş ve yüksek karbonmonoksit seviyesini konum olarak yukarıya çekmiştir.

5.5.4.2 Karbondioksit dağılımı

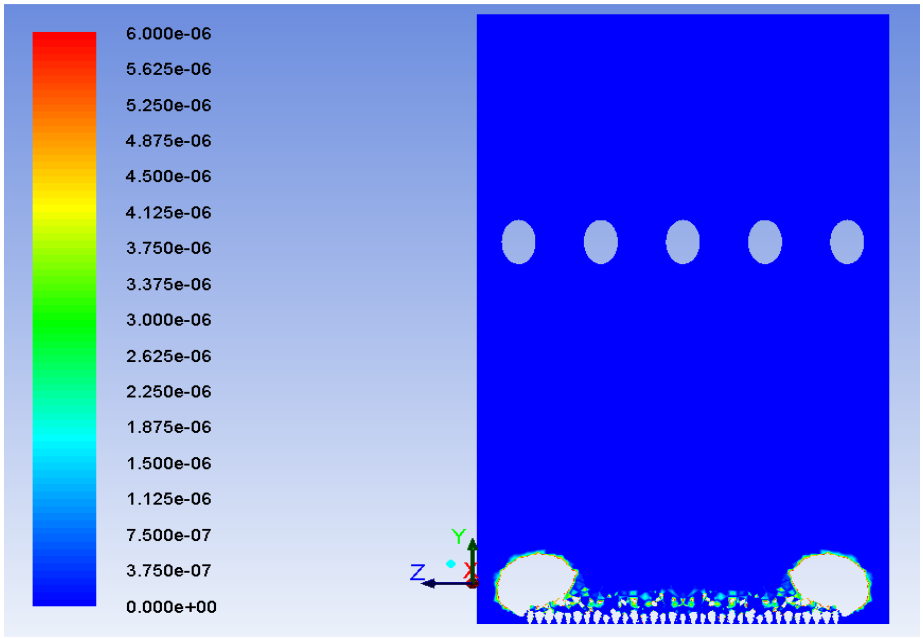
Yanma odasındaki karbondioksit dağılımı Şekil 5.54'te gösterilmiştir.



Şekil 5.54 : Yanma odası içerisindeki CO_2 dağılımı [%6 - %15].

5.5.4.3 Metan Dağılımı

Yanma odası içerisinde metan gazı dağılımı Şekil 5.55'te gösterilmiştir.



Şekil 5.55 : Yakıcı üzerinde metan gazı hareketi [0 - 6 ppm].

6. DENEY VERİLERİ

Sayısal modellemede kurgulanacak olan probleme ait sınır şartların belirlenebilmesi ve sonrasında elde edilen sayısal sonuçların değerlendirilmesinde kullanılacak verilerin elde edilmesi için gerçekleştirilen deneyler, kombinin 16.8kW güç ile 70% kapasitede çalıştığı durumlar için gerçekleştirilmiştir.

Deneylere ait işletme şartları ve deneyler sonrasında elde edilen neticeler aşağıdaki tablolarda özetlenmiştir.

6.1 Deney No: 1

Deneyin gerçekleştirildiği işletme şartları Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1 : Deney No:1 İşletme şartları.

Ortam sıcaklığı (K)	Doğalgaz debisi (Nm3/saat)	Su debisi (m3/saat)
300.6	2.02	1.2

Gaz analizörü ile yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.2'de verilmiştir.

Çizelge 6.2 : Gaz analizörü sonuçları.

Baca gazı sıcaklığı (K)	O_2 (%)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	Hava fazlalık katsayısı - λ	Baca kaybı (%)
384.6	10.6	5.9	36	25	1.98	6

Ölçümler sonrasında elde edilen sıcaklıklar Çizelge 6.3'te verilmiştir.

Çizelge 6.3 : Sıcaklık ölçümleri [K].

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
317.7	325.3	324.2	328.5	337.8	337.7	318.1	399.2
T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
392	440.7	300.6	310.7	1271.2	1138	409.2	359.4

6.2 Deney No: 2

Deneyin gerçekleştirildiği işletme şartları Çizelge 6.4'te verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Deney No:2 İşletme şartları.

Ortam sıcaklığı (K)	Doğalgaz debisi (Nm3/saat)	Su debisi (m3/saat)
300.8	2.016	1.2

Gaz analizörü ile yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Çizelge 6.5 : Gaz analizörü sonuçları.

Baca gazı sıcaklığı (K)	O_2 (%)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	Hava fazlalık katsayısı - λ	Baca kaybı (%)
384.8	9.9	6.3	45	26	1.89	6

Ölçümler sonrasında elde edilen sıcaklıklar Çizelge 6.6'da verilmiştir.

Çizelge 6.6 : Sıcaklık ölçümleri [K].

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
317.2	320.2	323.1	327.5	337.2	337.5	317.1	389.2
T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
371.2	445.2	300.8	313	1313.2	1161.2	409.6	359.7

6.3 Deney No: 3

Deneyin gerçekleştirildiği işletme şartları Çizelge 6.7'de verilmiştir.

Çizelge 6.7 : Deney No:3 İşletme şartları.

Ortam sıcaklığı (K)	Doğalgaz debisi (Nm3/saat)	Su debisi (m3/saat)
302.2	2.03	1.2

Gaz analizörü ile yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.8'de verilmiştir.

Çizelge 6.8 : Gaz analizörü sonuçları.

Baca gazı sıcaklığı (K)	O_2 (%)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	Hava fazlalık katsayısı - λ	Baca kaybı (%)
378.3	11.2	5.6	42	38	2.04	6

Ölçümler sonrasında elde edilen sıcaklıklar Çizelge 6.9'da verilmiştir.

Çizelge 6.9 : Sıcaklık ölçümleri [K].

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
324.4	326.4	333.2	326.3	338.3	338.5	320	402.9
T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
291.2	411.2	304.8	315.1	1253.3	1165.6	369.2	360

6.4 Deney No: 4

Deneyin gerçekleştirildiği işletme şartları Çizelge 6.10'da verilmiştir.

Çizelge 6.10 : Deney No:4 İşletme şartları.

Ortam sıcaklığı (K)	Doğalgaz debisi (Nm3/saat)	Su debisi (m3/saat)
301.8	2.03	1.18

Gaz analizörü ile yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.11'de verilmiştir.

Çizelge 6.11 : Gaz analizörü sonuçları.

Baca gazı sıcaklığı (K)	O_2 (%)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	Hava fazlalık katsayısı - λ	Baca kaybı (%)
369.2	9.5	6.5	65	54	1.82	5

Ölçümler sonrasında elde edilen sıcaklıklar Çizelge 6.12'de verilmiştir.

Çizelge 6.12 : Sıcaklık ölçümleri [K].

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
325.4	327.5	334	327.7	338.8	339	317.7	396.4
T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
385.3	404.3	303.2	313	1249.5	1161.1	367.8	359.6

6.5 Deney No: 5

Deneyin gerçekleştirildiği işletme şartları Çizelge 6.13'te verilmiştir.

Çizelge 6.13 : Deney No:5 İşletme şartları.

Ortam sıcaklığı (K)	Doğalgaz debisi (Nm3/saat)	Su debisi (m3/saat)
302.3	2.04	1.17

Gaz analizörü ile yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.14'de verilmiştir.

Çizelge 6.14 : Gaz analizörü sonuçları.

Baca gazı sıcaklığı (K)	O_2 (%)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	Hava fazlalık katsayısı - λ	Baca kaybı (%)
372.7	9.1	6.7	83	49	1.74	5

Ölçümler sonrasında elde edilen sıcaklıklar Çizelge 6.15'te verilmiştir.

Çizelge 6.15 : Sıcaklık ölçümleri [K].

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
325.6	326.8	330.3	330.5	337.6	338	321	417.7
T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16
396.2	457.4	309	322.6	1298.2	1185.2	400	359

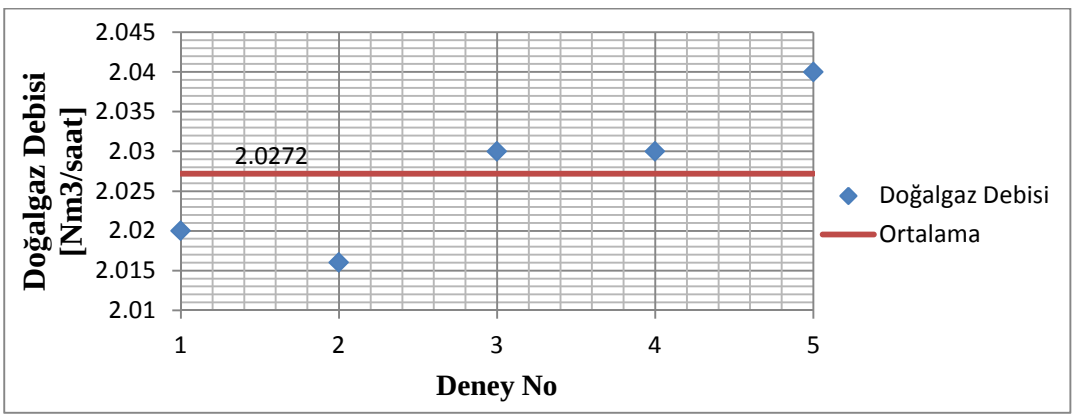
6.6 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi

Yukarıda birbirlerinden bağımsız şekilde detaylandırılmış olan deney sonuçları analiz edilmiş ve aşağıdaki grafikler yardımıyla görsel hale getirilmiştir.

Sayısal modelin kurgulanabilmesi için gerekli olan doğalgaz debisi, su debisi, hava-yakıt karışımı giriş sıcaklığı, ikincil hava giriş sıcaklığı, ısı değiştirici vasıtası ile ısınan suyun ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları sınır şartları bu sayede belirlenmiştir.

6.6.1 Doğalgaz Debisi

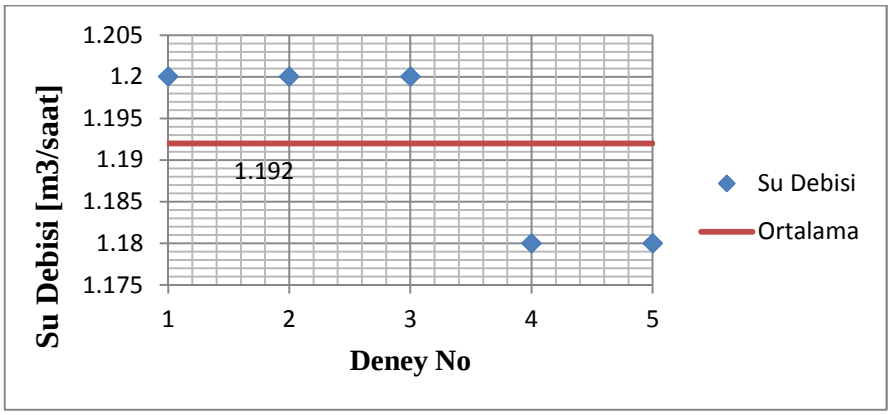
Gerçekleştirilen deneyler sonuçları Şekil 6.1'de gösterilmiş, sayısal modellemede kullanılacak olan doğalgaz debisi 2.03 (Nm^3/saat) olarak kabul edilmiştir.



Şekil 6.1 : Doğalgaz debisi ölçümleri.

6.6.2 Su Debisi

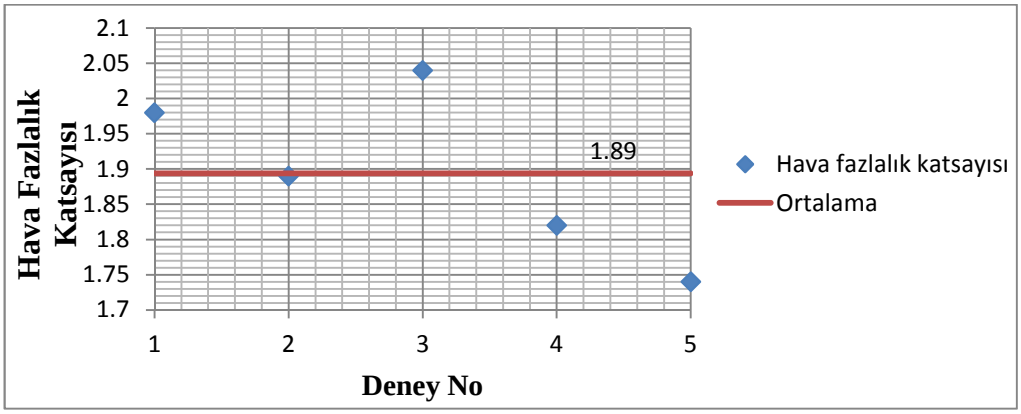
Gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen ölçüm değerleri Şekil 6.2'de gösterilmiş, su debisi ile ilgili ortalama değer 1.19 (m^3/saat) olarak hesap edilmiştir. Lakin, su sayacı ile yapılmış olan kalibrasyon çalışmasında, su sayacının, artı yönde, maksimum 3%'lük bir sapma gösterdiği tespit edilmiş olduğundan, sayısal modelin kurgulanmasında kullanılacak olan su debisi 1.16 (m^3/saat) olarak kabul edilmiştir.



Şekil 6.2 : Su debisi ölçümleri.

6.6.3 Hava fazlalık katsayısı

Mükemmel yanmanın gerçekleştirilebilmesi için yanma odası içerisine beslenen hava miktarı, teorik yanma havasından bir miktar fazla olmalıdır. Gerçek hava debisinin, teorik hava debisine oranı olarak tanımlanabilen bu büyüklük hava fazlalık katsayısıdır. Gerçekleştirilen gaz analizleri sonuçları Şekil 6.3'te gösterilmiştir.

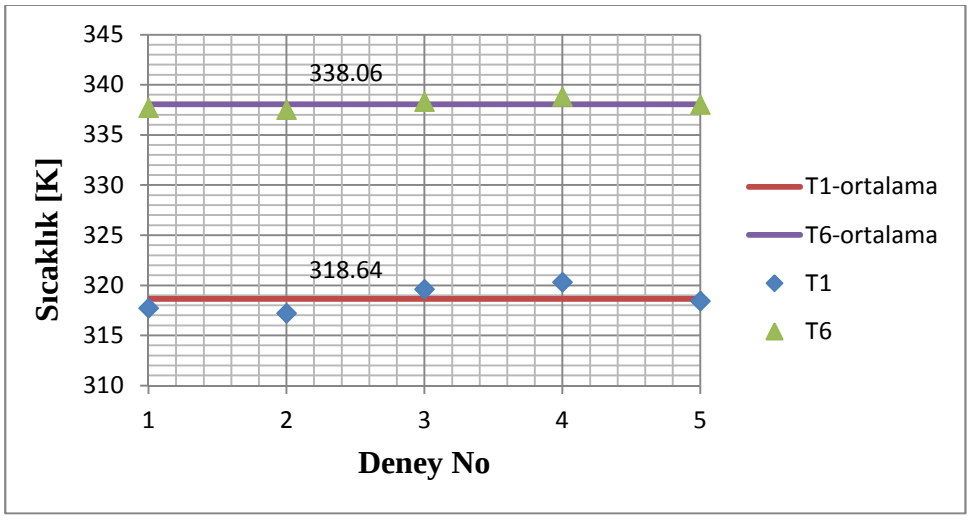


Şekil 6.3 : Hava fazlalık katsayısı ölçümleri.

Sayısal modelin kurgulanmasında kullanılacak olan hava fazlalık katsayısı 1.89 olarak kabul edilmiştir.

6.6.4 Isı değiştirici su giriş – çıkış sıcaklıkları

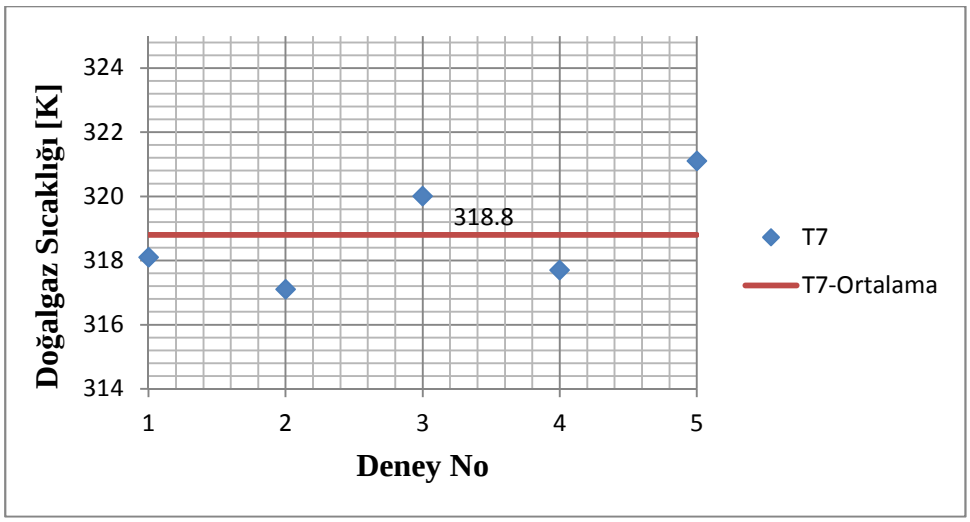
Isı değiştiricinin giriş ve çıkış kesitlerinden elde edilen sıcaklık ölçümleri Şekil 6.4'te gösterilmiştir. Su giriş kesitindeki (dönüş suyu) ortalama sıcaklık, $T1_{ort}$, 318.6 K ve çıkış kesitindeki (gidiş suyu) ortalama sıcaklık, T6, 338.1 K olarak kabul edilmiştir.



Şekil 6.4 : Isı değiştirici su giriş – çıkış sıcaklıkları.

6.6.5 Doğalgaz giriş sıcaklığı

Doğalgaz sayacından ortam sıcaklığında geçen doğalgaz, kombi içerisindeki yanma odası altına gelinceye kadar bir miktar ısınmaktadır. Sıcaklıktaki bu değişimi göz önünde bulundurabilmek için, doğalgaz manifoldunun hemen başlangıcında sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Şekil 6.5'te, doğalgazın kombi içerisine girdiği noktadan elde edilen sıcaklık ölçümleri gösterilmiştir.

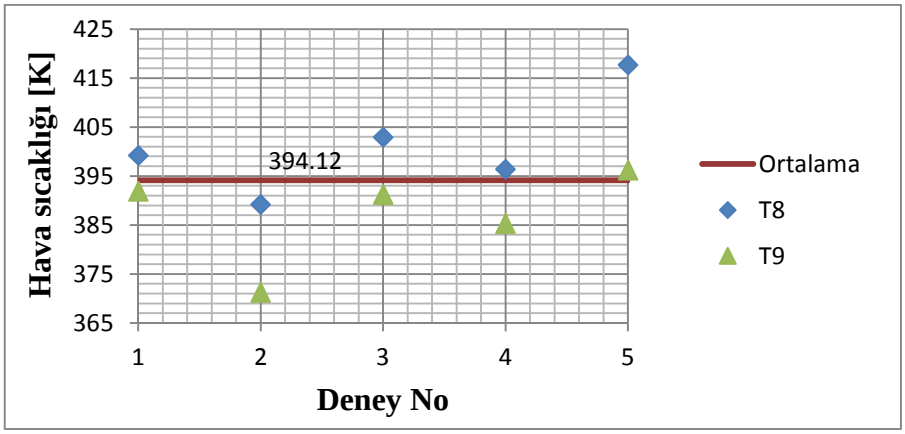


Şekil 6.5 : Doğalgaz giriş sıcakları.

Doğalgazın, manifoldlar yardımı ile yakıcıların içerisine püskürtüldüğü durumda sıcaklık ortalaması 319 K olarak kabul edilmiştir.

6.6.6 Yakma havası sıcaklığı

Fan vasıtası ile dış ortamdan emilerek, kombinin üst kısmında bulunan bacadan girmekte olan hava, yanma odasının yanlarından geçerek yakıcıların altına gelmektedir. Şekil 6.6'da, yakıcı grubu altındaki ölçüm noktalarından elde edilen sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

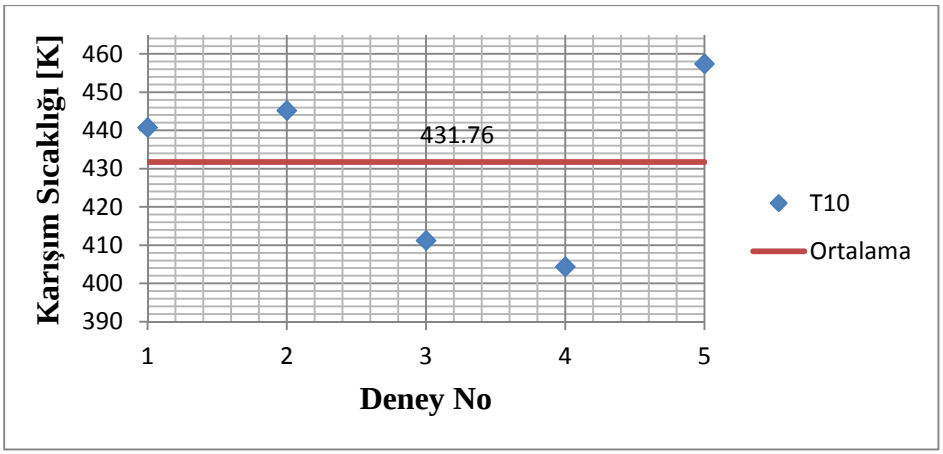


Şekil 6.6 : Yakma havası sıcakları.

Bu işlem havanın ısınmasını sağlamaktadır. İlgili sıcaklık ölçümleri yakıcı altındaki T8 (ön) ve T9 (arka) olmak üzere iki ayrı noktadan yapılmıştır. Yanma odasına beslenen havanın ortalama sıcaklığı 394 K olarak kabul edilmiştir.

6.6.7 Hava-yakıt karışımı sıcaklığı

Yakıcıların içerisine doğru püskürtülen doğalgaz, etrafından bir miktar havayı da süpürmektedir. Bu sayede yakıcı içerisinde bir hava-yakıt karışımı oluşmaktadır. Püskürtme işleminin başlamasından, karışımın yakıcı nozüllerinden yanma odasına çıkışına kadar geçen sürede karışım sıcaklığı yükselmektedir. Yanma odasına giren hava-yakıt karışımının sıcaklığı ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.7'de gösterilmiştir.



Şekil 6.7 : Hava-yakıt karışım sıcaklıkları.

Sayısal modelin kurgulanmasında kullanılacak olan hava-yakıt karışımının sıcaklığı 430 K olarak kabul edilmiştir.

7. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI

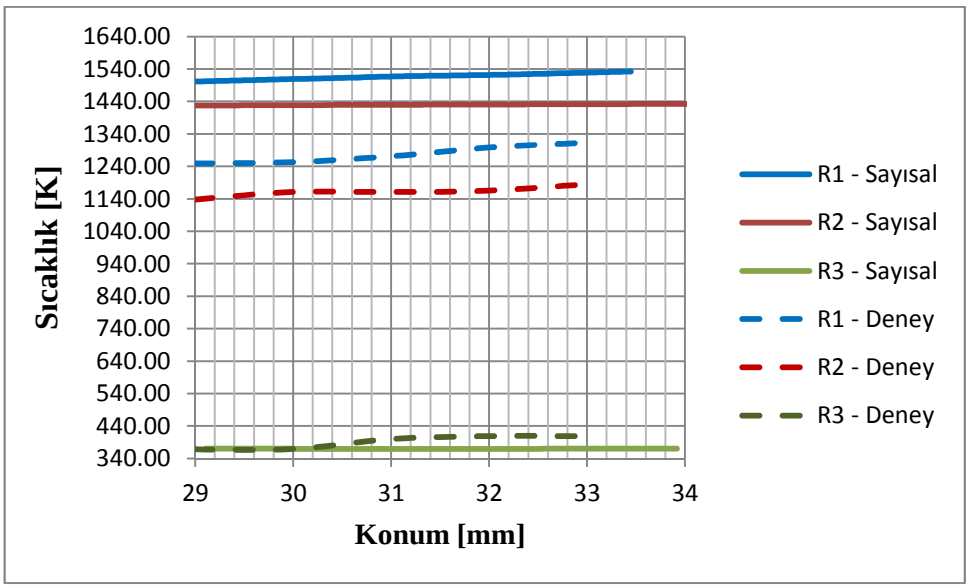
Bu başlık altında, deneysel veriler ile gerçek model için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması yapılarak, kurugulanan sayısal modelin doğruluğu gösterilmeye çalışılmıştır.

7.1 Kombi Anma Kapasitesi

Başlık 5.1'de detaylı olarak hesaplandığı ve gösterildiği üzere, sayısal çözüm ile elde edilen kombi anma kapasitesi 24368 W ile cihazın katalog özelliği olan 24000 W anma kapasitesi arasında %99'a yakın bir benzeşim olduğu görülmüştür.

7.2 Yanma Odası İçerisisinde Sıcaklık Dağılımı

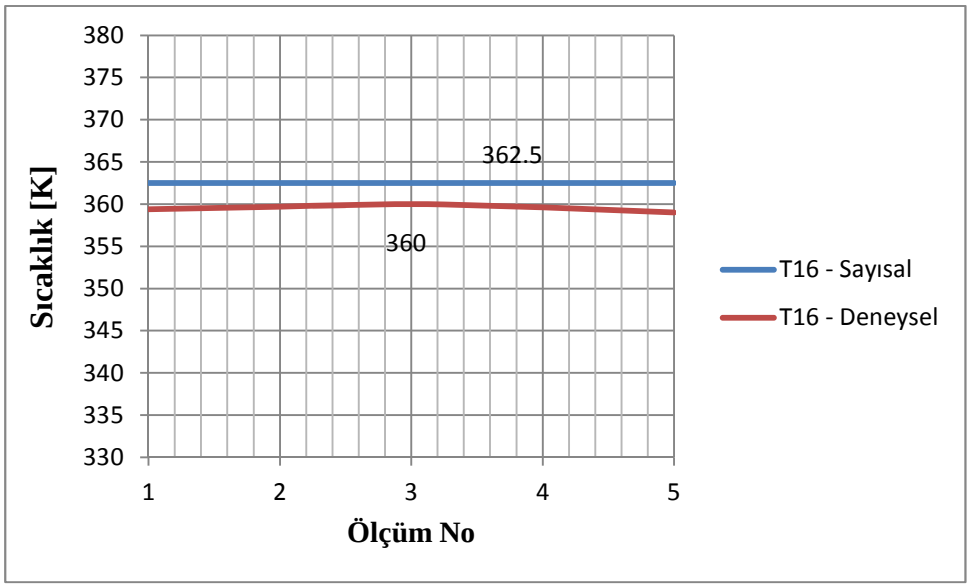
Deney düzeneği üzerinde T13, T14 ve T15 sıcaklık ölçüm noktarlarından elde edilen bilgiler ile sayısal model çözümlerinden R1, R2 ve R3 referans çizgileri boyunca elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 7.1'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.1 : Referenas çizgiler R1, R2, R3 boyunca deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

7.3 Kanat Üst Ucu Sıcaklıkları

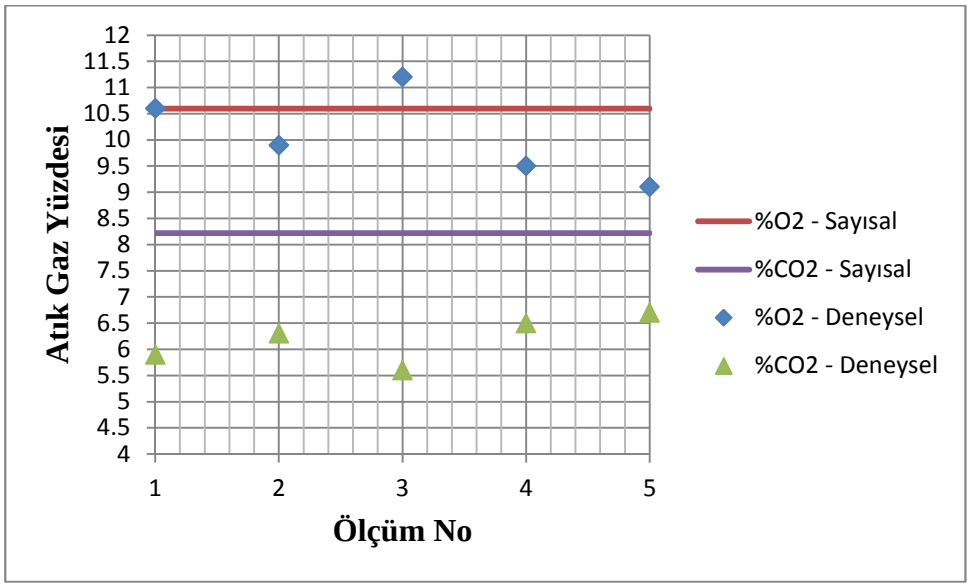
Deneyler sırasında T16 ölçüm noktasından alınan sıcaklık değeleri ile aynı noktın sayısal model ile çözümünden elde edilen sıcaklıklar Şekil 7.2'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.2 : Kanat üst ucu sıcaklıklarının karşılaştırması.

7.4 Atık Gaz Analizleri

Gaz analizörü ile elde edilen atık gaz sonuçları ile gerçek modelin basınç çıkış yüzeyindeki atık gaz oranları Şekil 7.3'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 7.3 : Atık gaz analizi sonuçlarının karşılaştırılması.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

8.1 Sonuçlar

Yapılan bu çalışmada, doğrudan ateşlemeli, kanatlı borulu tip ısı değiştiriye sahip olan bir kombi cihazının yanma odası ve ısı değiştiricisinin sayısal modeli oluşturulmuş, elde edilen sonuçlar deney verileri ile karşılaştırılarak modelin doğruluğu araştırılmıştır. Ayrıca, doğrulanan model özelliklerinden yola çıkarak üç ısı değiştirici üzerinde bazı şekilsel değişiklikler yapılmış ve bu değişikliklerin sonuçlara olan etkileri incelenmiştir.

Deney sonuçlarından yola çıkılarak kurgulanan sayısal modelden elde edilen sonuçların, deney sonuçlarıyla örtüştüğü ortaya konmuştur. Bu sayede doğrudan ateşlemeli, kanatlı borulu ısı değiştirinin modellenmesi amacına ulaşılmıştır.

Kanat aralığı mesafenin 0.5 mm azaltılmasıyla elde edilen “prototip model #1” için, eşitlik 5.4 ile hesaplanan 25120 W anma kapasitesi, kanat arası mesafesi 2.7 mm olan gerçek model için bulunan 24368 W’lık kapasiteye göre %3.1’lik bir artış getirmiştir. Kanat aralıklarının 0.5 mm kısaltılması ile birlikte, toplamda seksendokuz kanat içeren ısı değişticinin boru ekseni doğrultusundaki dış ölçüsünün yaklaşık olarak 44.5 mm düşürülebileceği görülmüştür. Dış ölçünün sabit kalması durumunda ise, ilave olarak yaklaşık on sekiz kanat daha ısı değiştirici boruları üzerine dizilebilecektir. Bu da ısı değiştiri kapasitesinin yaklaşık olarak %21 artırılabileceğini anlamına gelmektedir.

Kanat aralığı mesafenin 0.7 mm azaltılmasıyla elde edilen “prototip model #2” için, eşitlik 5.4 ile hesaplanan 25650 W anma kapasitesi, kanat arası mesafesi 2.7 mm olan gerçek model için bulunan 24368 W’lık kapasiteye göre %5.3’lik bir artış getirmiştir. Kanat aralıklarının 0.7 mm kısaltılması ile birlikte, toplamda seksendokuz kanat içeren ısı değişticinin boru ekseni doğrultusundaki dış ölçüsünün yaklaşık olarak 62.3 mm düşürülebileceği görülmüştür. Dış ölçünün sabit kalması durumunda ise, ilave olarak yaklaşık yirmiyedi kanat daha ısı değiştirici boruları

üzerine dizilebilecektir. Bu da ısı değiştiri kapasitesinin yaklaşık olarak %32 artırılabileceğini anlamına gelmektedir.

Kanat aralığı mesafe daraltılmaksızızın, yalnızca üst balkonların kaldırılması ile elde edilen “prototip model #3” için, eşitlik 5.10 ile hesaplanan 24115 W anma kapasitesi, kanat arası mesafesi 2.7 mm olan gerçek model için bulunan 24368 W’lık kapasiteye göre %1.0’lik bir düşüş göstermektedir. Buradan hareketle, kanat üzerindeki balkonların ısıl kapasite üzerinde fazlaca etkili olmadıkları sonucuna varılmıştır.

8.2 Öneriler

Doğrudan ateşlemeli, kanatlı borulu tip bir ısı değiştiricinin sayısal model ile kurgulanabilmesi ve modelin doğrulanabilmesi için kati surette deney yapılması gerekmektedir. Bu noktadan sonra, katı modelde yapılacak değişikliklerin etkileri çok farklı noktalarda sınanabilir.

KAYNAKLAR

[1] **International Energy Agency** (2001) **"**Energy Policies of IEA, Countries-Turkey", Review, 6-25.

[2] **Genceli, O.F.** (1999). *Isı değiştiricileri.* Birsen Basın Yayın**,** İstanbul.

[3] **Daloğlu, A., Ayhan, T.** (1999). Natural Convection in a Periodically Finned Vertical Channel. *Int. Comm. Heat and Mass Transfer,* **30,** 1175-1182.

[4] **Gökçe A.G.,** (1985). *Isı Transferine Giriş*. Selçuk Üniversitesi Yayınları, 124-190, Konya,

[5] **Fraas, Arthur P.,** (1989). *Heat Exchanger Design.* John Wiley&Sons, 200-272 New York.

[6] **Erek A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z.** (2005). Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plane Fin and Tube Heat. *Applied Thermal Engineering,* **25,** 2421-2431.

[7] **Shepherd, D.G.** (1956). Performans of One Row Tube Coils With Thin Plate Fins Low Velocity Forced Convections. *Heating Piping & Air Conditioning,* **28**, 137-*144*.

[8] **Rich, D.G.** (1973). The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multirow, Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger. *Ashrae Transactions,* **79(2)**, 137-145.

[9] **Rich, D.G.** (1975). The Effect of the Number Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger. *Ashrae Transactions,* **81(1)**, 307-317.

[10] **Kayansayan, N.** (1986). Tasarım Noktasından Sapma Durumunda Değiştirici Davranışı, *Isı Bilimi Tekniği Dergisi*, **9**, 2.

[11] **Forgo, L.** (1974). Some Extra High Capacity Heat Exchangers of Special Design in Heat Exchanger. *N.H. Afgan and EU Schliinder,* Hemisphere, Washington.

[12] **Chang, Y.C., Wang, C.C.** (1997). Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, *International Journal Heat and Mass Transfer,* 533-544.

[13] **Lee, K., Kim, W., Si, J.** (2001). Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *International Journal Heat and Mass Transfer*, **44**, 3223-3231.

[14] **Uzol, N.S.** *"Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Üç-Boyutlu Karmaşık Akış Problemlerinin Yüksek Başarımlı Hesaplamaları"*

[15] **Uzol, N.S., Modi, A., Long, N., Plassmann, P.E.** (2005) Scalable Computational Steering for Visualization/Control of Large-Scale Fluid Dynamics Simulations, *Journal of Aircraft*, **42(4)**, 963–975

[16] **Uzol**, **N.S.** (2006). "*Unsteady Flow Simulations around Complex Geometries using Stationary or Rotating Unstructured Grids*" PhD Thesis, Dept. of Aerospace Eng. Pennsylvania State University

[17] **Uzol, N.S., Jindal, S., Long, N., Plassmann, P.E.** (2004) "*Real-Time Visualization and Steering of Large-Scale Parallel Simulations*" 11th International Symposium on Flow Visualization, University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana, USA

[18] **Fluent User's Guide** (1998). Fluent incorporated Centerra Resource park, Lebanon.

[19] **Aydın, Ö.**, 2005. *"Gaz yakıtlı ocaklarda katı yüzeyin emisyona ve verime etkisi"*, Doktora Tezi, ESOGÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

[20] **Incropera, F. P. ve Dewitt, P. D.** (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons, New York.

[21] **TS EN 625** (1995). *"Gaz Yakan Merkezi Isıtma Kazanları-Anma Isıtma Kazanları-Anma Isı Yükü 70 kW'ı Aşmayan Kombine Kazanlar" (Birleşik Isıtma Cihazları 'Kombi") "Sıcak Kullanım Suyu Üretimi İçin Belirli Şartlar"*

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Muhammed Oğuzhan ÖZÇELİK

Doğum Yeri ve Tarihi: Erzincan, 1987

E-Posta: ozcelik.oguzhan@hotmail.com

Lisans: Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği