

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE REKÜPERATÖR  
TASARIMI VE ISIL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ONUR ÖZCAN**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**TEMMUZ 2016**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE REKÜPERATÖR  
TASARIMI VE ISIL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ONUR ÖZCAN**

**(301121023)**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK**

**TEMMUZ 2016**



İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301121023 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Onur ÖZCAN ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YÖNTEMİ İLE REKÜPERATÖR TASARIMI VE ISIL ANALİZİ " başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Üner ÇOLAK** .....

Istanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ** .....

Istanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Ali PINARBAŞI** .....

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :2 Mayıs 2016**

**Savunma Tarihi :13 Haziran 2016**





*Ailem'e*





## ÖNSÖZ

Tez çalışmasında her türlü yardımını esirgemeyen ve katkıda bulunan, hesaplamalı analiz sürecinde beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Üner ÇOLAK'a içten teşekkürlerimi sunarım. Yapmış olduğum çalışma boyunca yardım aldığım ve tecrübelerinden faydalanmama olanak tanıyan değerli Özgün GÜLER'e ve sevgili arkadaşlarım Cees Haringa ve Fırat Akar'a emeklerinden dolayı sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bütün eğitim hayatım boyunca bana her türlü desteği veren aileme teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2016

(Makine Mühendisi)

Onur ÖZCAN



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xiii
SEMBOLLER .....	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY .....	xxv
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Literatür Özeti .....	2
1.2 Atık Isının Çevreye Etkisi.....	3
1.2.1 Atık ısının sanayideki kayıplarının irdelenmesi.....	4
1.2.1.1 Atık ısı geri kazanım sistemine sahip olmayan tesislerdeki kayıplar ..	4
1.2.1.2 Atık ısı geri kazanım sistemine sahip tesislerin kayıpların azaltılması	4
1.3 Atık Isı Geri Kazanım Ekipmanları .....	5
1.3.1 Metalik reküperatörler.....	5
1.3.2 Gövde borulu ısı değıştiriciler.....	6
1.3.3 Hibrit reküperatörler.....	7
1.3.4 Seramik reküperatörler.....	8
1.3.5 Rejeneratörler .....	8
1.3.6 Isı tekerlekleri.....	9
1.3.7 Plaka tipi ısı değıştiricileri .....	10
1.4 Kanal Tipi Reküperatörün Çalışma Prensipleri .....	11
1.4.1 Reküperatörde ön ısıtılmış havanın sıcaklığına etkileyen parametreler ..	11
1.4.2 Reküperatörlerin imalatında kullanılan malzemelerin seçimi.....	12
1.5 Atık Isının Sıcaklık Değerlerine Göre Reküperatör Tercihleri .....	13
1.5.1 Işınım yoluyla ısı transferi yapan reküperatörler .....	13
1.5.2 Taşınım yoluyla ısı transferi yapılan reküperatörler .....	14
1.6 Reküperatörlerin Yakıt Tüketimine Getirdiği Artılar .....	14
1.7 Reküperatörlerdeki Akışkanların Yönlendirme Çeşitleri.....	15
<b>2. REKÜPERATÖR TASARIM KRİTERLERİ .....</b>	<b>18</b>
2.1 Boru Diziliminin Hıza Etkisi .....	19
2.2 Boru Dizilimlerinin Basınç Kayıplarına Etkisi.....	20
2.3 Reküperatörün Kompakt Yapıda Değerlendirme Kriterleri.....	23
2.4 Boru Dizilimlerindeki Blokaj Oranı ve Isı Transferine Etkisi.....	23
<b>3. REKÜPERATÖR TASARIMI .....</b>	<b>26</b>
3.1 Reküperatör Boru Malzeme Seçimi .....	26
3.2 Atık Gaz ve Yakma Havaasının Hacimsel Debi ve Sıcaklık Limitleri.....	28
3.3 Boru Adet Sayısı ve Boru Ara Mesafenin Tayini .....	30
3.3.1 Boylamasına boru adet ve mesafe tayini.....	30
3.3.2 Enlemesine boru adet ve mesafe tayini .....	31
3.4. Borularda Zorlanmış Isı Taşınım Katsayısı Hesabı .....	33

3.4.1 Dittus-Boelter denklemi .....	33
3.4.2 Sieder-Tate korelasyonu.....	34
3.4.3 Gnielinski korelasyonu.....	34
3.4.4 Hidrodinamik ve ısıl bakımından tam gelişmiş türbülanslı akış.....	35
3.4.5 Hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ısıl bakımından tam gelişmemiş türbülanslı akış .....	36
3.4.6 Churcill ve Berstein denklemi .....	37
3.4.7 Zukauskas korelasyonu .....	38
3.4.8 Hilpert korelasyonu .....	39
3.5 Akışkanların Giriş ve Çıkış Hızları .....	40
3.5.1 Yakma havasının reküperatör girişindeki hız tayini .....	40
3.5.2 Havanın çıkış hızı tayini.....	41
3.5.3 Atık gazın giriş ve çıkış hızları tayini .....	41
3.6 Geçiş Birim Sayısı ve Reküperatörün Verimliliği (Etkenliği).....	41
3.7 Basınç Düşümü ve Pompa Gücü .....	43
<b>4. CAD PROGRAMI İLE 3 BOYUTLU REKÜPERATÖR TASARIMI .....</b>	<b>44</b>
<b>5. İÇ ve DIŞ AKIŞLARDAKİ SINIR TABAKA HESAPLAMALARI.....</b>	<b>50</b>
5.1 Viskoz Akış Tanımı .....	50
5.1.1 Viskoz akışta hız dağılımı ve boru içerisindeki akışın gelişimi.....	50
5.1.2 Sınır tabaka oluşumu.....	51
5.2 Toplam Sınır Tabaka Kalınlığının Belirlenmesi .....	52
5.2.1 Düz yüzey üzerinde sınır tabaka yüksekliği.....	53
5.2.1.1 Blasius denklemi ile düz yüzey üzerinde laminar sınır tabaka kalınlığı .....	53
5.2.1.2 Düz yüzey üzerinde türbülans sınır tabaka kalınlığı .....	53
5.2.2 Boru dışındaki hız (momentum) sınır tabaka kalınlığı.....	54
5.2.3 Boru içerisindeki hız (momentum) sınır tabaka kalınlığı.....	55
5.3 Boru Yüzeyinde Oluşan Isıl (Termal) Tabaka Kalınlığı .....	56
5.4 Boru İçerisindeki Hidrodinamik Açından Isıl Sınır Tabakanın Gelişimi .....	57
5.5 Sınır Tabaka Ayrılması .....	58
<b>6. REKÜPERATÖRÜN SONLU ELEMANLARA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ .....</b>	<b>60</b>
6.1 CAD Programı İle Akış Hacimlerinin 3 Boyutlu Olarak Oluşturulması .....	60
6.2 Reküperatör Akış Hacminin ANSYS DesignModeler’da Tanıtımı.....	62
6.3 ANSYS Mesh İle $y^+$ Kullanımı .....	64
6.3.1 $y^+$ seçimi için kriterler ve dikkate alınacak hususlar .....	64
6.3.2 Yakma havasının ilk ve toplam sınır tabaka kalınlığı .....	66
6.3.3 Atık gazın ilk sınır tabaka kalınlığı .....	67
6.4 Atık Gazın ANSYS Mesh Yazılımı ile Sınır Tabaka Oluşturması .....	69
6.5 Yakma Havasının ANSYS Mesh Yazılımı ile Sınır Tabaka Oluşturması .....	70
<b>7. SONLU ELEMANLARIN KARARLI DURUM İNCELEMESİ.....</b>	<b>76</b>
7.1 Eddy Viskozite Modellerinin Sınıflandırılması .....	77
7.1.1 Stardant k- $\epsilon$ türbülans modeli .....	78
7.1.2 Realizable k- $\epsilon$ türbülans modeli .....	80
7.1.3 Standart, RNG ve realizable k- $\epsilon$ türbülans modellerinin karşılaştırılması .....	82
7.1.4 k- $\epsilon$ modellerinde taşınım yoluyla ısı ve kütle transfer modeli .....	82
7.2 Duvara Bağlı Türbülanslı Akış İçin Duvar Yakınındaki Yaklaşımı.....	83
7.2.1 Duvar fonksiyonları ve duvara yakın modelleme .....	84
7.2.2 Standart duvar fonksiyonları .....	85
7.3 Arayüzey Sınır Şartı .....	88

7.4 Akışkanların ve SUS410L Malzemesinin Fiziksel Özelliklerinin FLUENT'te Tanımlanması.....	89
7.4.1 Atık gaz ve yakma hava için fiziksel özelliklerinin FLUENT'e girilmesi .....	89
7.4.2 Boru malzemesinin fiziksel özelliklerinin FLUENT'e girilmesi .....	93
7.5 Yakma Havaasının Sınır Şartları .....	94
7.5.1 Yakma havaasının giriş sınır şartları.....	94
7.5.2 Yakma havaasının çıkış sınır şartları .....	96
7.5.3 Atık gazın giriş sınır şartları.....	97
7.5.4 Atık gazın çıkış sınır şartları .....	98
7.6 Sonlu Farklar Çözümüne Yönelik Sayısal Analiz Yöntemleri .....	99
7.6.1 Birinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemi.....	100
7.6.2 İkinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemi.....	101
7.7 Birinci Dereceden Ayrıklaştırma Metodu İle Kararlı Duruma Ulaşılması	102
7.8 İkinci Dereceden Ayrıklaştırma Metodu İle Kararlı Duruma Ulaşılması..	104
7.9 Birinci ve İkinci Dereceden Metot Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	105
7.10 Sonlu Elemanlara Dönüştürülmüş Modelin Örgü Yapısına Bağımlılığı .	105
<b>8. ÇÖZÜMLEMELERİN KONTURSEL DAĞILIMININ İNCELENMESİ..</b>	<b>108</b>
8.1 Yakma Havaasının Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının Gösterilmesi .....	108
8.2 Atık Gazın Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının Gösterilmesi .....	112
8.3 Atık Gaz ve Yakma Havaası İçin Kaymama Şartı .....	116
8.3.1 Yakma havaası kontrol hacmindeki kaymama şartı .....	116
8.3.2 Atık gazın kontrol hacmindeki kaymama şartı .....	117
8.4 Birleşik Kontrol Hacimlerinde Sıcaklık ve Hız Renk Konturlerinin Dağılımı .....	119
<b>9. SONUÇLAR .....</b>	<b>122</b>
<b>10. ÖNERİLER .....</b>	<b>128</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>130</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>132</b>



## KISALTMALAR

<b>AISI</b>	:American Iron and Steel Institute
<b>ANSI</b>	:American National Standarts Institute
<b>ASME</b>	:The American Society for Mechanical Engineers
<b>ASTM</b>	:American Society for Testing and Materials
<b>CAD</b>	:ComputerAided Design
<b>CFD</b>	:Computational Fluid Dynamics
<b>DB</b>	:Density-Based
<b>DIN</b>	:German Institute for Standardization
<b>DM</b>	:Design Modeler
<b>HAD</b>	:Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
<b>JIS</b>	:Japan Industrial Standarts
<b>LES</b>	:Large Eddy Simulation
<b>PB</b>	:Pressure-Based
<b>PBCS</b>	:Pressure-Based-Coupled-Solver
<b>PP</b>	:Post Processing
<b>RANS</b>	:Reynolds Averaged Navier Stokes
<b>RNG</b>	:Re Normalization Group
<b>RSM</b>	:Reynolds Stress Model
<b>SEY</b>	:Sonlu Elemanlar Yöntemi
<b>SI</b>	:International System of Unit
<b>SST</b>	:Shear Stress Transport
<b>UNS</b>	:Unified Numbering System
<b>US</b>	:Upwind Scheme





## SEMBOLLER

<b>A</b>	Alan
<b>C<sub>f</sub></b>	Yüzey Sürtünmesi
<b>C<sub>P</sub></b>	Özgül Isı
<b>D</b>	Kesit Çapı/Hidrolik Çap
<b>f</b>	Darcy Sürtünme Katsayısı
<b>h</b>	Isı Taşınım Katsayısı
<b>J</b>	Difüzyon Akısı
<b>k</b>	Türbülans Kinetik Enerjisi
<b>K</b>	Toplam Isı Taşınım Katsayısı
<b>k<sub>i</sub></b>	Düzeltilme Faktörü
<b>m</b>	Kütle Debisi
<b>Nu</b>	Nusselt Sayısı
<b>p</b>	Basınç
<b>P</b>	Güç
<b>Re</b>	Reynolds Sayısı
<b>S</b>	Uzama Tensörünün Ortalama Hızı
<b>t</b>	Zaman
<b>T</b>	Sıcaklık
<b>u</b>	Hız
<b>u<sub>T</sub></b>	Kayma Hızı
<b>u<sup>+</sup></b>	Birimsiz Hız
<b>y</b>	İlk Sınır Tabaka
<b>y<sup>+</sup></b>	Duvara Birimsiz Mesafe
<b>Q</b>	Isı
<b>β</b>	Termal Genleşme Katsayısı
<b>ε</b>	Türbülans Yayınım Hızı
<b>ν</b>	Kinematik Viskozite
<b>ρ</b>	Özkütle
<b>σ</b>	Türbülans Prandtl Sayısı
<b>τ</b>	Viskoz Gerilme
<b>λ<sub>m</sub></b>	Malzeme Isı İletim Katsayısı
<b>ω</b>	Özgül Türbülans Yayınımı
<b>ω</b>	Spesifik Dağılım Oranı
<b>δ</b>	Sınır Tabaka Kalınlığı
<b>μ</b>	Dinamik Viskozite
<b>η</b>	Verim
<b>K</b>	von Karman Sabiti



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 1.1: Tesislerde yanma prosesi sonucu ortaya çıkan ortalama sıcaklıklar.....	13
Çizelge 1.2: Yakılan yakıtlarda yüzdesel kazanım.....	14
Çizelge 2.1: Basınç kayıpları için Reynolds sayısına bağlı c katsayıları .....	20
Çizelge 3.1: SUS410L paslanmaz çelik malzemesinin fiziksel özellikleri .....	26
Çizelge 3.2: ANSI/ASME 36.19M paslanmaz çelik borularının standartları .....	26
Çizelge 3.3: Fırından çıkan atık gazın reküperatör girişindeki termal verileri.....	27
Çizelge 3.4: Yakma havasının reküperatör girişindeki termal verileri.....	27
Çizelge 3.5: Atık gazın ve yakma havasının ortalama sıcaklıkları.....	28
Çizelge 3.6: Giren akışkanların ortalama fiziksel özellikleri .....	28
Çizelge 3.7: Atık ısı ve yakma havası için birim zamandaki ısı transferi .....	29
Çizelge 3.8: Yakma havasının Reynolds sayısı ve hız değeri .....	32
Çizelge 3.9: Yakma havanın taşınım katsayısı .....	33
Çizelge 3.10: Yakma havasının taşınım katsayıları.....	34
Çizelge 3.11: Havanın tam gelişmiş türbülanslı akış için taşınım katsayıları .....	35
Çizelge 3.12: Havanın tam gelişmiş türbülanslı akış için taşınım katsayıları .....	35
Çizelge 3.13: Atık gazın Reynolds sayısı ve hız değeri .....	36
Çizelge 3.14: Atık gazın Nusselt sayısı ve taşınım katsayıları.....	37
Çizelge 3.15: Atık gazın Nusselt sayısı ve taşınım katsayıları.....	38
Çizelge 3.16: Boru eksenine dik akışlarda Nusselt sayısı için sabit değerler.....	38
Çizelge 3.17: Baca girişindeki yakma havasının hız, çap ve debi değerleri.....	39
Çizelge 3.18: Baca çıkışında yakma havasının hız, çap ve debi değerleri .....	40
Çizelge 3.19: Reküperatör tasarım sonucu elde edilen değerler.....	41
Çizelge 6.1: Akışın türüne göre $y^+$ aralığı .....	64
Çizelge 6.2: $C_f$ yüzey sürtünmesinin iç ve dış akışlardaki formülizasyonları .....	64
Çizelge 6.3: 1/26'lık yakma hava modelinin sınır tabakası için nümerik hesaplamalar. .....	66
Çizelge 6.4: 1/26 modelin atık gaz için nümerik hesaplamaları.....	67
Çizelge 6.5: Atık gazın sınır tabaka sayısı ve büyüme oranı.....	68
Çizelge 6.6: Yakma havasının sınır tabaka sayısı ve büyüme oranı.....	69
Çizelge 7.1: Standart k- $\epsilon$ türbülans model sabitleri.....	79
Çizelge 7.2: Realizable k- $\epsilon$ türbülans model sabitleri .....	81
Çizelge 7.3: Akışkanların ayrıklaştırma yöntemleri sonucu ortalama hızları .....	104
Çizelge 7.4: Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının ortalama hız değerleri.....	105
Çizelge 7.5: Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının ısı iletkenlikleri .....	105
Çizelge 7.6: Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının Prandtl sayıları .....	106
Çizelge 9.1: Atık gaz ve yakma havasının giriş ve çıkış kütledebileri .....	122
Çizelge 9.2: Atık gazın kabul edilen giriş ve sıcaklıkların karşılaştırılması .....	122
Çizelge 9.3: Yakma havasının kabul edilen giriş ve sıcaklıklarının karşılaştırılması. .....	122
Çizelge 9.4: Sonlu elemanlar yöntemi sonucu elde edilen ısı verimlik hesabı .....	123
Çizelge 9.5: Ticari reküperatör için kullanılan ısı verileri.....	125

<b>Çizelge 9.6:</b> HAD yöntemi ile reküperatör modelindeki ısı verileri çıktıları .....	<b>125</b>
<b>Çizelge 9.7:</b> Yakıt tasarruf oranlarının karşılaştırılması .....	<b>126</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Soğuk yakma havası ile ısıtım tesisinde enerji kullanımı .....	4
Şekil 1.2: Ön ısıtım yakma havası ile enerji ve yakıt tasarrufu .....	5
Şekil 1.3: Metalik reküperatörün kesitsel gösterimi .....	6
Şekil 1.4: Gövde borulu ısı değiştiricisi .....	7
Şekil 1.5: Hibrit reküperatörün gösterimi .....	8
Şekil 1.6: Rejenetörün kesitsel gösterimi .....	9
Şekil 1.7: Isı tekerlekleri .....	9
Şekil 1.8: Plaka tipi ısı değiştiricinin gösterimi .....	10
Şekil 1.9: Reküperatör çalışma prensibi .....	11
Şekil 1.10: Kanal tipi reküperatörün montajı .....	12
Şekil 1.11: Paralel, ters ve çapraz akışlarının gösterimi .....	15
Şekil 2.1: Boru dizilimlerinin yatay ve dikey düzenlemesi .....	17
Şekil 2.2: Boruların çapraz dizilimi .....	18
Şekil 2.3: Reynolds sayısına bağlı .....	21
Şekil 2.4: $k_3$ düzeltme faktörü ve $N_{SIRA}$ arasındaki ilişki .....	22
Şekil 2.5: $\beta$ , blokaj oranı gösterimi .....	23
Şekil 3.1: SUS410L paslanmaz çeliğin örneği .....	26
Şekil 4.1: CAD modelinde 2D 1720mm x 1590mm gösterimi. ....	44
Şekil 4.2: CAD modelinde 2D 1700 mm x 1590 mm gösterimi. ....	44
Şekil 4.3: 3D 1700 mm x 1590 mm gösterimi .....	45
Şekil 4.4: 3D 1720 mm x 1590 mm gösterimi .....	45
Şekil 4.5: Yakma havasının giriş kısmı .....	46
Şekil 4.6: Yakma havasının reküperatörden çıkış kısmı .....	46
Şekil 4.7: Tasarım montajı .....	47
Şekil 4.8: Tasarım montajı-2 .....	47
Şekil 4.9: Tasarım montajı-3 .....	48
Şekil 4.10: CAD modelinde tamamlanmış reküperatör montajı .....	48
Şekil 5.1: Viskoz akışta hız dağılımı .....	49
Şekil 5.2: Hızsınır tabakası .....	50
Şekil 5.3: Türbülanslı akışta hareket eden plaka üzerindeki düzensizlik .....	51
Şekil 5.4: Blasius laminar hız sınır tabaka .....	52
Şekil 5.5: Düz yüzey (levha) üzerindeki akış türlerine hız sınır tabaka gelişimi .....	53
Şekil 5.6: Boru içerisindeki akışta tamamen gelişmiş laminar ve türbülanslı akış ...	54
Şekil 5.7: Sıcaklık farkı ile ısıtım sınır tabaka oluşumunun gösterimi .....	56
Şekil 5.8: Boru yüzeyinde sınır tabaka ayrılması .....	57
Şekil 6.1: Atık gaz akış kontrol hacmi .....	59
Şekil 6.2: 3D atık gaz kontrol hacmi .....	60
Şekil 6.3: Yakma havasının kontrol hacmi .....	61
Şekil 6.4: Yakma havası ve atık gazın kontrol hacimleri .....	61
Şekil 6.5: DM (DesingModeler)'da unsur ağacı görünümü .....	62
Şekil 6.6: DM (DesingModeler)'da kontrol hacimlerinin tanımlanması .....	63

Şekil 6.7: Laminar sınır tabaka için Reynolds sayısı.....	67
Şekil 6.8: Atık gazın sınır tabaka adedinin ANSYS mesh'te tayini.....	68
Şekil 6.9: Atık gazın sınır tabakanın yer tayini .....	69
Şekil 6.10: Yakma havasının sınır tabaka yerinin gösterilmesi.....	70
Şekil 6.11: Yakma havasının sınır tabaka adedinin ANSYS mesh'te tayini.....	70
Şekil 6.12: Atık gaz kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi .....	71
Şekil 6.13: Yakma havasının kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi...	71
Şekil 6.14: Modelin örgü yapısı.....	72
Şekil 6.15: Örgü detay tablosu.....	73
Şekil 7.1: FLUENT çözümlene ara yüzü.....	76
Şekil 7.2: Duvara yakın bölgede tabakaların gösterilmesi .....	83
Şekil 7.3: Duvara yakın bölgelerin sınıflandırılması .....	84
Şekil 7.4: FLUENT türbülans model seçim ara yüzü .....	87
Şekil 7.5: FLUENT arayüzey sınır şart ara yüzü.....	88
Şekil 7.6: Her iki akışkanın yoğunluğunun değişimi.....	89
Şekil 7.7: Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı özgül ısısı .....	90
Şekil 7.8: Özgül ısı polinom denkleminin FLUENT'te tanımlanması.....	90
Şekil 7.9: Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı ısı iletkenliği .....	91
Şekil 7.10: Isıl iletkenlik polinom denklemi FLUENT'te tanımlanması .....	91
Şekil 7.11: Dinamik viskozite polinom denkleminin FLUENT'te tanımlanması.....	92
Şekil 7.12: FLUENT'te boru malzemesinin yoğunluğunun tanımlanması .....	92
Şekil 7.13: FLUENT'te boru malzemesinin özgül ısısının tanımlanması .....	93
Şekil 7.14: FLUENT'te boru malzemesinin ısı iletkenliğinin tanımlanması.....	93
Şekil 7.15: Yakma havasının reküperatör girişindeki hidrolik çap ve hızı tayini.....	94
Şekil 7.16: Yakma havasının reküperatör girişindeki kabul edilen sıcaklığı .....	94
Şekil 7.17: Girişteki tüm borulardaki ilk sınır şartlarının eşitlenmesi.....	95
Şekil 7.18: Yakma havasının reküperatör çıkışındaki hidrolik çap tayini.....	95
Şekil 7.19: Atık gazın reküperatör çıkışındaki kabul edilen sıcaklığı .....	96
Şekil 7.20: Yakma havasının çıkıştaki tüm borularda sınır şartlarının eşitlenmesi...	96
Şekil 7.21: Atık gazın girişteki hidrolik çap ve hız değerinin kabulü .....	97
Şekil 7.22: Atık gazın girişteki sıcaklık değerinin girilmesi .....	97
Şekil 7.23: Atık gazın çıkıştaki hidrolik çap kabulü.....	98
Şekil 7.24: Atık gazın çıkış sıcaklık değerinin kabulü .....	98
Şekil 7.25: En küçük kontrol hacmi.....	99
Şekil 7.26: 1. dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminin FLUENT çözümlenmesi. .....	100
Şekil 7.27: 2. dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminin FLUENT çözümlenmesi. .....	101
Şekil 7.28: Yakma havasının 1. dereceden kararlı durumda ortalama hızı .....	102
Şekil 7.29: Atık gazın kararlı durumda 1. dereceden ortalama hızı .....	102
Şekil 7.30: Yakma havasının kararlı durumda 2. dereceden ortalama hızı .....	103
Şekil 7.31: Atık gazın 2. dereceden kararlı durumda ortalama hızı .....	104
Şekil 8.1: Yakma havasının reküperatörün üst kesitindeki sıcaklık dağılımı.....	107
Şekil 8.2: Yakma havasının reküperatörün ön kesitindeki sıcaklık dağılımı .....	108
Şekil 8.3: Yakma havasının reküperatör üst kesitinden hız konturleri .....	109
Şekil 8.4: Yakma havasının çıkış kısmındaki boruların hız konturleri ile gösterimi. .....	109
Şekil 8.5: Yakma havasının reküperatörün ön görünüşündeki hız konturleri .....	110
Şekil 8.6: Yakma havasının reküperatörün ön görünüşündeki hız konturleri .....	111
Şekil 8.7: Üst kesitten ortalama sıcaklık dağılımı (yakma hava ve atık gaz) .....	111

<b>Şekil 8.8:</b> Üst kesitten ortalama sıcaklık dağılımı (yakma hava ve atık gaz) .....	<b>112</b>
<b>Şekil 8.9:</b> Ön görünüşten atık gazın ortalama sıcaklık dağılımı .....	<b>113</b>
<b>Şekil 8.10:</b> Atık gazın yakma havası çıkış kısmı için ortalama hız dağılımı .....	<b>114</b>
<b>Şekil 8.11:</b> Atık gazın yakma havası giriş kısmı için ortalama hız dağılımı .....	<b>114</b>
<b>Şekil 8.12:</b> Atık gaz akış (akım) çizgilerinin boru yüzeyleri üzerindeki gösterimi. ....	<b>115</b>
<b>Şekil 8.13:</b> Yakma havasının girişindeki boru iç yüzeylerinde kaymama şartı.....	<b>115</b>
<b>Şekil 8.14:</b> Yakma havasının çıkışında yer alan borulardaki kaymama şartı .....	<b>116</b>
<b>Şekil 8.15:</b> Atık gazın girişinde yer alan boruların kaymama şartı .....	<b>117</b>
<b>Şekil 8.16:</b> Atık gazın çıkışında yer alan boruların kaymama şartı .....	<b>117</b>
<b>Şekil 8.17:</b> Yakma havası ve atık gazın birleşik olarak sıcaklık dağılımı .....	<b>118</b>
<b>Şekil 8.18:</b> Yakma havası ve atık gazın bütünleşik olarak hız dağılımı .....	<b>119</b>
<b>Şekil 9.1:</b> Yakma havası girişindeboru adet başına taşınım yoluyla ısı transferleri. ....	<b>124</b>
<b>Şekil 9.2:</b> Yakma havası çıkışındaboru adet başına taşınım yoluyla ısı transferleri. ....	<b>124</b>







## HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE REKÜPERATÖR TASARIMI VE ISIL ANALİZİ

### ÖZET

Üretim teknolojisinin hızla gelişmesi ile fosil yakıtların verimli kullanımı için ertitme ve tav fırınlarındaki CO<sub>2</sub> salınımı en fazla dikkat edilmesi gereken unsurdur. Atık ısı geri kazanım sisteminin yoksunluğu ve ertitme fırınlarında yanma veriminin artırılması için ek çabalar harcanmadığı takdirde ne yakıt tüketiminde ne de CO<sub>2</sub>salınım azaltıcı hedeflerin hiç birinin yerine getirilmesi imkansız durumu gelecektir. Dolayısıyla küresel ısınma için sera etkisi ve hava kirliliği, endüstriyel fırınlardaki artan yakıt tüketimi ile ciddi boyutlara ulaşacaktır. Endüstriyel alanda gerçekleşecek bu durumun önüne geçebilmek için değerli olan atık ısının havaya direkt olarak atılmadan önce enerjisinin bir kısmını geri kazanabilecek atık ısı geri kazanım sistemlerine gerek duyulmaktadır. Endüstriyel alanda kullanımı giderek artması ile piyasada rekabetin artırılması için ertitme ve tav fırın sıcaklıklarına göre farklı tasarımların geliştirilmesi sağlanmıştır. Aynı zamanda az teorik ömüre sahip olan sistemler için hem malzeme cinsi hem malzeme üzerine kaplama yöntemleri üzerine de araştırma ve geliştirmeler sürmektedir. Genel itibari ile sanayilerde bulunan ertitme ve tav fırınlarında iki tip atık ısı geri kazanım sistemi bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla reküperatörler ve rejeneratörlerdir. Özellikle rejeneratörlere oranla daha az yer kaplayan ve fırınadaha uniform (eş değer) sıcaklıkta yakma havasının gönderilmesini sağlayan reküperatörler, kullanımı giderek artmaktadır. Endüstriyel reküperatörler içerisinde atık gaz sıcaklığına bağlı olarak modüler alternatif tasarımların sunulması ve bu tasarımların atık gazın ısı enerjisinden iki kez taşınım yoluyla ısı transferini gerçekleştiren kanal tipi reküperatörler, enerjinin yoğun tüketildiği bir çok sanayide tercih durumuna gelmiştir. Kanal tipi reküperatörler günümüzde çalışma sürelerine bağlı olarak teorik ömür süreleri 2-4 yıl arasındadır. Değerli atık ısının daha fazla geri kazanımı ve teorik ömür sürelerinin artırılması için kanal tipi reküperatörler araştırma ve geliştirmelerin temel odak noktası durumundadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ticari kanal tipi reküperatör üreticisinin bir çelik üretim tesisinde belirlemiş olduğu ısı verileri dikkate alınarak, reküperatör tasarımı nümerik hesaplamalar ile elde edilmiştir. Çelik üretim tesisinin reküperatör sistemi için ayırdığı bölgeye istinaden tasarım kriterleri dikkate alınarak boru dizilim optimizasyonu yapılmıştır. Yakma havasının reküperatöre giriş ve çıkışında 14 adet boylamasına 13 adet ise enlemesine boru adetleri olacak şekilde tasarımı yapılmıştır.

Hesaplamalı akışkan dinamiği yöntemi için hesaplama süreleri önemli bir parametredir. Dolayısıyla tasarlanan reküperatörün enlemesine 1/26'sı alınarak sonlu elemanlara dönüştürülmesi sağlanmıştır. Ticari reküperatör üreticisi tarafından verilen ısı değerlerine istinaden elde edilen nümerik hesaplamalar aynı şekilde 1/26'lık sistem için oluşturulmuştur. Taşınım yoluyla ısı transferini gerçekleştirecek olan

sistemin boru (duvar) yüzey bölgeleri sayesinde oluşan hız ve ısı sınır tabakalarının nümerik hesaplanması yapılmış olup. ANSYS mesh yazılımı ile 1/26'lık reküperatör modelinin sonlu elemanlara dönüştürülmesi sağlanmıştır.

FLUENT yazılımı ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlenmeleri için 1/26'lık modelden elde edilen nümerik hesaplamalar, atık gaz ve yakma havası için sınır şartları oluşturmuştur. Özellikle sanayi akış problemlerinde, k-ε türbülans modeli seçimi yapılarak çözümlenme yapılır. Bu türbülans modelinin en gelişmiş olarak realizable k-ε türbülans modeli çözümlenme için kabul edilerek kontrol hacimlerinde akışın incelenmesinde yararlanılmıştır. Birinci dereceden ve ikinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemleri kullanılmış ve birbirleriyle karşılaştırılması yapılmıştır. İkinci dereceden ayrıklaştırma yönteminin daha hassas sonuçlar üretmesi sebebiyle akışın modellenmesi ve incelenmesi için elde edilen değerler dikkate alınmıştır. Ayrıca sonuçların örgü (mesh) yapısına bağlı olup olmadığı da kontrol edilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde elde edilen sonuçlar ile nümerik olarak tasarımı yapılan reküperatörün karşılaştırılması yapılmıştır ve sonuçlar arasında ufak farklılıklar görülmüştür. Bunlar ise sırasıyla yakma havasının biraz daha fazla yüksek sıcaklığa ulaşmasından ve atık gazın ise daha düşük sıcaklıkta sistem atılmasından kaynaklanmıştır. Ticari reküperatör üreticisitarafından yapılan reküperatör tasarımı ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile elde edilen sonuçların yakıt tasarruf oranları üzerine karşılaştırılması yapılmıştır. Modelin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile çözümüyle elde edilen değerlere istinaden yakıt tasarruf oranının yaklaşık %24 olduğu görülürken, ticari reküperatör üretici tarafından aynı ısı şartlara istinaden yapılmış tasarımda ise bu değer %17,84'tür. Ayrıca nümerik olarak hesaplanan reküperatör tasarımının elde edilen ısı verimliliği (etkenliği) %45,22 iken, modelin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak çözümünde elde edilen verim değeri ise %49,4 olduğu görülmüştür.

## **DESIGNING RECUPERATOR AND ITS THERMAL ANALYSIS WITH THE METHOD OF COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

### **SUMMARY**

With the fast development of advanced manufacture technology, efficient use of fossil fuels and reducing CO<sub>2</sub> are very outstanding on the top priority list for melting furnaces. Without the increasing efficiency contribution of melting furnaces and waste-heat recovery systems, it would not be possible to success the fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission reduction targets. Nowadays, the rate of global warming, greenhouse effect and air pollution have tremendously increased because of combustion gases. Therefore, there has been put into action new regulation and applications on exhaust gas emission problems. Researchers and industrial partnership that have been working on how emissions level are minimal to have been taken into consideration efficiency of melting furnaces as far as possible. The points to consider are what types of waste-recovery system are used and made choice of materials that are such a massive critical as well as having been predicted convective heat transfer that puts into practice. The reason all parties dwelling on is waste heat that is produced by burning a fossil fuel, usually natural gas. In order to improve the furnaces energy efficiency, the exhaust gas from furnaces is used to preheat the air used in the combustion process. A number of heat exchanger designs are available for preheating the combustion air. Some studies have addressed materials issues associated with recuperator designs. Experience has shown that lifetimes of recuperator tubes in the highest temperature locations are often in the 2 to 4 years range. In order to improve the lifetime of these tubes is to need to take into consideration the very smooth burning practices but for materials used in waste-heat recovery.

Channel type recuperators, gas-gas heat exchanger and cross flow recuperator, one of the most developing heat exchangers equipment in industrial areas. The reasons why they have made real double time heat transfer in around all tubes that are welded on any piece of metal in recuperators, taking small spaces in comparison with newly or conventional regenerators that are in need for larger spaces, having different magnitudes (scales) depending on a wide range of flue gas temperatures that are dumped into environmental, having compact and modular types are found in industrial areas.

In this study, channel type recuperator fabricator has defined thermal limit values and a variety type of recuperator designs have been made. But both waste gas and preheated air has not simply been equal in terms of both fluids thermal energy (taking into consideration inlet and outlet parameters entering and leaving to recuperator) and heat transfer per unit time depending on mean temperatures of both fluids. Some tubes-array arrangement has been made. But  $(2 \times d_a)$  double tube diameters distance between two tubes has been decided on. It means that tubes area have been dramatically decreased in cross section of top plane not to increase pressure losses in control volume of recuperator. Because pressure losses are most impacted criteria as hydrodynamics parameters. That is why blockage ratio ( $\beta$ ) has been taken into

consideration. Blokage ratio also make a clear effect on local Nusselt numbers on tube surfaces.  $\beta=0,5$  has been accepted as almost optimumvalue that is between both pressure losses and local Nusselt numbers over tube banks surfaces as some studies has pointed out.

Numerically calculated and accepted mean velocity in and over tubes has been more realiable value to provide for turbulence flow (stepping up on critical Reynolds number in and over tubes) that is inevitable to used in industrial area with reference to channel type recuperator fabricator has defined thermal limit values .All tubes-array has been arranged 14x13 horizontally and vertically in both pre-heated air inlet and outlet of recuperator. Stainless steel is the most common material used in recuperative systems. Because it provides for convective heat transfer per unit area as far as possible. But thermal conductivity of material and conduciton heat transfer of recuperators that has been desinged are not worthy of note. That's why nurtured heat transfer of all tubes are convective heat transfer.

Some CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis has been done. All analysis have been taken into consideration to reach steady-state conditions. Because recuperators have been accepted to work continuously under accepted/spesified volumetric waste gas flow rate.

Designed recuperator model has been splitted up to 26 not to make more finite element and contribute economically. ANSYS mesh has been used in attaining finite element to analysis in computational fluid dynamics (CFD). Meshes nearer to tube walls have been taken into consideration to show viscous flow and to provide far from the tube walls different pyhsical properties. Flow inside tubes are be found turbulence regime with reference channel type recuperator fabricator thermal limits. But waste gas flow regime has laminar boundary layer (and seperation), having subcritical Reynolds number, controversy to flow in tubes. That is why accepted value is  $y^+=1$  for waste gas flow. However,  $y^+=30$  is accepted in internal flow inside tubes. First layer thickness and total boundary layer thickness have been calculated numerically. Equation of state  $y^+=u^+$  is accepted over tube surfaces in waste gas fluid domain, that is, it has been accepted in linear law of the wall. However, first layer thicknes of internal flow inside tubes are relevant to log-law that had been published by von Karman. As for total boundary layer thickness of internal flow of inside tubes, it has been almost equally accepted as internal diameter of tubes. That is why ithasbeen accepted all internal flow of inside tubes. Total boundary layer thickness over tube surfaces in waste gas fluid domain has been calculated numerically with regard to regarding equation that have been admitted and used for tube surfaces. As for waste gas fluid domain, first layer thickness and maximum layer thickness of total boundary layer thickness have been numerically calculated as linear changes  $y^+=u^+$ . On the other hand, maximum layer thickness in internal flow of tubes has been numerically calculated as log-law ( $\ln y^+$ ). Another important thing is skewness and it has been taken into consideration to be less value than 0,98.

FLUENT helps solution of computational fluid dynamics problems out with all regarding industries. k- $\epsilon$  turbulence model is the most preferred turbulence model in industrial process but for havingaccuracy values. Subdivision of k- $\epsilon$  turbulence model, realizable k- $\epsilon$  turbulence model has been chosen, as to have more accuray than standart k- $\epsilon$  turbulence model. Moreover it is the lasted developed turbulence model. Pressure based coupled solver that is convenient to a wide range of flow situations including single phase, multi phase incrompressible, compressible flow,

has been chosen and has more time-consuming than standard pressure solver. But it gets better results.

Waste gas and pre-heated air have been chosen and accepted to exhibit incompressible ideal gas behavior. Then both fluid densities have been a polynomial function of temperature changes with regard to continuity equation. Similarly as for  $c_p$ ,  $k$  and  $\mu$  values are variables to temperatures changes polynomially. All inlet and outlet boundary conditions have been defined to the degree ratio 1/26 of recuperator. But it not should be forgotten that channel type recuperator fabricator has given thermal limit values. 2nd upwind scheme is better accuracy to get better results than first upwind discretization method in turbulence models. Therefore first, first upwind scheme has been chosen to see what results have been. Then second upwind scheme has been used to get better accuracy results. Mesh dependency is always crucial criteria in CFD applications. That is why all results have been gotten has been shown whether or not mesh independency is. Because mesh of all finite elements of any model must not give results differently to mesh changes. All discretization methods are used in FLUENT has been solved in time independency, that is, reaching steady state condition.

In conclusion, both results of first and second upwind schemes have reached steady state in different iteration numbers. Especially mean velocity and mean temperature values make combustion chamber important. That's why two parameter contours have been reviewed. All inlet, outlet mean temperatures and mass flow have been compared between in numerically calculated recuperator design and the design that channel type recuperator fabricator has made. Model results that have been solved by computational fluid dynamics are accuracy to almost numerical calculated recuperator design. Moreover, another thing is, there has been seen a little bit difference between in both numerically calculated recuperator design and 1/26 model that has been solved by computational fluid dynamics. Reasons of differences area bit much increased preheated-air temperature and decreased waste heat gas temperature in outlet of recuperator, respectively. Therefore it has been seen that there is a little bit differences in efficiency. Efficiency of 1/26 model that has been solved by computational fluid dynamics and numerically calculated recuperator efficiencies are %49,4, %45,22, respectively. In addition to recuperator efficiency, fuel saving rate values of the model involving in 1/26 of recuperator used in computational fluid dynamics method and channel type recuperator fabricator are %24, %17,84, respectively. Reasons of difference between both saving rates are a little bit more increased preheated temperature and volumetric flow rate reaching to combustion chamber. A fully developed turbulent flow inside tubes (internal flow) made come true in pre-heated air fluid domain as tube lengths are enough to get it.  $\beta$ , blokage ratio also has retarded boundary layer separation over tubes that has come true, separations have been seen  $100^\circ$  and  $110^\circ$  in counter clock-wise over tube surfaces. Finally it is necessary to be spesified that before pre-heated flow that has not been entered to secondary tube banks, small regions of plenum is nearer to secondary tube banks, downward to secondary tube banks, it has been seen that flow has not been reached there. That's why it has been suggested and thought of newly design alternative of plenum regions.



## 1. GİRİŞ

Dünyada enerji ihtiyacı, artan nüfus ve gelişen teknolojiye bağlı olarak sürekli artmaktadır. Buna karşılık başta petrol olmak üzere sınırlı olarak bulunan fosil kaynaklar tüketilmektedir. Diğer yandan bu tür enerji tüketimini yoğun olarak yapan ülkelerin, enerjinin sağlanması ve kullanılmasında atmosfere bıraktıkları başta CO<sub>2</sub> olmak üzere dünyanın ısınmasına yol açan gaz emisyonlarının meydana getirdiği çevre sorunları gün geçtikçe artmaktadır. Canlıların yaşamını etkileyen bu çevre sorunlarının çözümü için ülkelerin bir dizi tedbirler alma zorunluluğu karşısında uluslararası sözleşmeler imzalanmaktadır. Tüm bu gelişmeler mevcut enerji kaynaklarının kullanımının yanı sıra yeni arayışları da zorunlu kılmaktadır. Özellikle, Türkiye gibi enerji açısından büyük ölçüde dışa bağımlı olan ülkeler için bu durum çok büyük önem taşımaktadır. Bugün herkes tarafından kabul edilebilen en değerli enerji, verimli kullanım sonucu tasarruf edilen enerjidir. Enerji tasarrufu enerji arz talep dengesini de etkiler. Savurganlığı kaldırarak, talebin abartılmış biçimde ortaya çıkmasını önler. Enerji tasarrufu, ekonomik büyümeden ve yaşam koşullarından ödün vererek enerjinin az kullanılması değildir. Enerji atıklarının değerlendirilmesi, enerji verimliliğinin artırılması ve mevcut enerji kayıplarının azaltılması son derece önemlidir. Bunun sonucu, sosyal refahı engellemeden yapılacak enerji tasarrufunun, kısa ve orta vadede, ülkelerin enerji teminiyle ilgili sorunlarının çözümüne azımsanmayacak katkıları vardır. Enerji üretimi, sanayi, ulaşım, konut ve hizmet sektörlerinde ortaya çıkan atık ısı enerjilerinin çeşitli araç ve yöntemlerle geri kazanılarak enerji/yakıt tasarrufu sağlanması mümkündür [1]. Endüstriyel tesislerde de enerjinin etkin ve verimli kullanılması için atık ısı geri kazanım ekipmanları tercih edilmektedir. Gelişen teknoloji ile hem imalat hem de malzeme seçimi için geliştirilen ürün yelpazesıyla çeşitlilik artmakta ve bununla birlikte günümüzde endüstriyel tesislerde kullanımı yaygınlaşmaya devam etmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemlerinden biri olan reküperatörlermodüler yapıda olması sebebiyle tesislerdeki sistemin kurulumu, yanma odasına en yakın alanda talep edilen kazanımları sağlayabilmek için kompaktlık özelliği göstererek kullanılmaktadır. Geliştirilen reküperatörlerin performansının incelenmesi ve artırılması için bütün

soruların cevabı günümüzde yoğun olarak HAD (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemine başvurulmaktadır. Bilgisayarların yüksek performanslı olması da HAD yardımıyla yapılacak simülasyonların analiz sürelerini kısaltması açısından önemlidir.

## 1.1 Literatür Özeti

Rekuperatörler atık gazın sahip olduğu ısıdan yararlanarak, bu ısının ısı transferi yolu ile ikincil bir akışkan olan yakma havasına aktarılmasını sağlayan özel bir ısı değiştiricisidir.

Ekonomik oluşu ve imalat açısından kolaylığı sebebiyle öncelikle alüminyum esaslı malzemeler ile geliştirilmeye çalışılan rekuperatörler günümüzde metal malzemeler dışında,seramik tipi rekuperatörler de alternatif olarak düşünülmektedir. Prensipde yüksek sıcaklıklarda çalışabilen ve paslanmaz çeliğe oranla yıpranma, korozyon ve oksidasyon sorunları yok denenecek kadar az olması sebebiyle tercih edilebilirliği üzerine düşünceler geliştirilmiştir. Fakat yapısal seramikler için uygun olarak belirlenmiş özelliklerin eksikliği, yetersiz tahribatsız muayene uygulamaları, bakım dönemlerinde yeterli görünmeyen tamirleri, sızdırmazlık problemleri ve son olarak bağlantı elemanlarına ilave çözümlerin getirilememesi sebebiyle hala geliştirilmeye açık yönleri mevcut olduğu görülmüştür. Ayrıca birim hacimdeki ve birim alandaki maliyetleri metalik rekuperatörlere oranla çok daha pahalıdır. Bu sebeplerin tümü ilehalen daha üzerine araştırma ve geliştirme yapılançesit olarak yerini almaktadır [2].

Metalik malzemeler ise ısı transferi özelliklerine göre tasarımları yapılmaktadır. Işıma yolu ile ısı transferi yapan rekuperatörler taşınım yolu ile ısı transferi yapan rekuperatörlere oranla daha yüksek atık gaz sıcaklığı ile çalışırlar. Lakin yüksek sıcaklıkta çalışan rekuperatörün malzemesinde oluşabilecek ergimeyi önleyebilmek için atık gazın, rekuperatör girişinde hava üfleyici sistemle seyreltilmesi sağlanır. Taşıma yoluyla ısı transferi yapan rekuperatörler atık gazın 980°C'nin altında olan tesislerde tercih edilirken, belirtilen bu atık gaz sıcaklığı değerinin biraz üstünde çalışılan tesislerde de kullanımı nadiren de olsa görülür. Bu tür durumlarda ise dışarıdaki çevre hava ile rekuperatörün girişinde atık gazın aynı şekilde seyreltilme işlemi yapılır. Işıma yolu ile ısı transferi yapan rekuperatörlere oranla daha kompakt yapıda olan bu sistemlerin termal verimliliği, akışkanların ters ve çapraz akış



hareketlerine sahip olması ile daha da artmaktadır. Her iki ısı transferini yapan metalik reküperatörlerin malzeme tercihi ise daha çok 300 ve 400 paslanmaz çelik serileridir [2].

Geliştirilmekte olan diğer bir kısım ise boruların sahip olduğu et kalınlıklarından ziyade uzunluğu ve dizilimi yapılan boruların yüzey kesit alanlarıdır. Her iki parametre de ısı transfer yüzey alanı hesaplanmasında kullanılırken, değerin büyümesi ile de ısı transferi artacaktır. Lakin ısı transfer yüzey alanı arttırılmaya çalışılırken boru dizilimlerinin basınç kayıplarına etkisi de dikkat edilmesi gereken en önemli parametre olduğu görülmüştür. Dizilimler düz, kare olabildiği gibi çapraz, üçgen olarak da modellendiği görülmüştür. Bu tür çeşitlilik ve gelişmelerin sebebi ise sistemi daha kompakt hale getirip müşteri yelpazesi genişletmektir [3].

Tek boyutlu sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak boru dizilimi üzerine yapılan çalışmada boru yüzeyinde gerçekleşen ısı transferinin arttırılması için borunun dış çapının akış kesit alanına oranı olarak blokaj oranı tanımlanmıştır. Oran arttırıldığında, boru yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Oranın arttırılması borunun dış çapından ziyade akış kesit alanı azaltılarak elde edilir. Fakat borular arası mesafe daha da azaltılmaya çalışıldığından blokaj oranı da bir o kadar artacaktır. Artan blokaj oranı yatay ve dikey olarak çok fazla boru sisteminden oluşan reküperatörlerde akışın en son ulaşacağı borulara geldiğinde çok fazla basınç kaybına uğraması sebebiyle daha az ısı transferi yapıldığı belirtilmiştir [3].

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) ile yapılan çalışmaların birinde, borularda eş değer olmayan ısı transferi gerçekleşmesi ile deformasyona sebebiyet verdiği ve bunu azaltabilmek için termal genişmesi düşük olan alaşımlı malzemelerin araştırılması düşüncesini geliştirmiştir [4].

## **1.2 Atık Isının Çevreye Etkisi**

Atık ısı, makinelerde ve diğer ihtiyaç duyulan tüm proseslerde sisteme verilen ısının o ekipmanda iş yapması sonucu oluşan, enerjisi düşük ısıdır. Diğer bir atık ısı kaynağı da yüksek sıcaklıkta gerçekleşen proseslerden çıkan ve söz konusu prosese düşük kaliteli ısı içeren çıktılardır [5].

Endüstriyel ve enerji üretim tesislerinde fosil yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı sistemde kullanıldıktan sonra soğutma amacıyla denizlere, akarsulara veya atmosfere

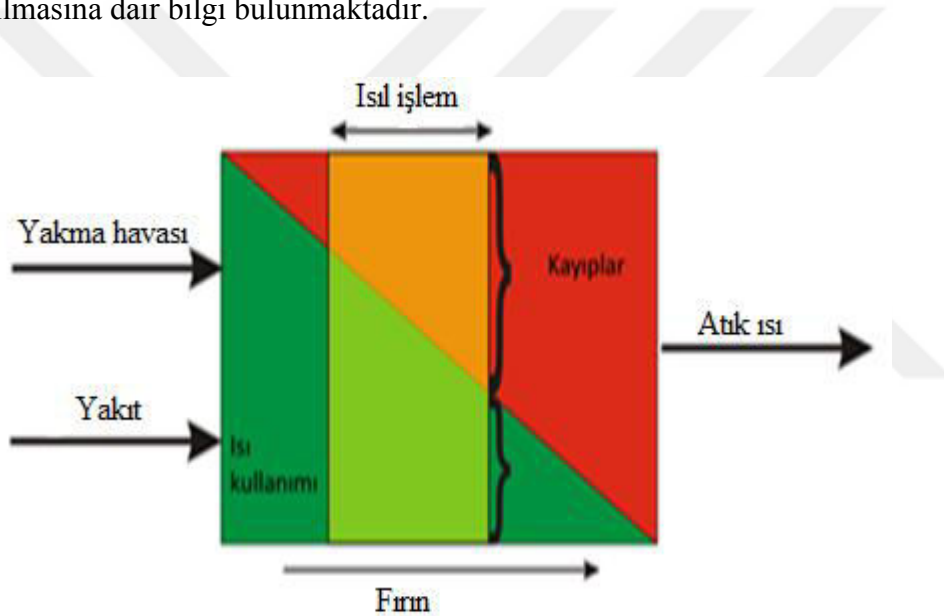
verilir. Bu ısı özellikle verildiği bölgede deniz suyunun ısınmasına ve oradaki canlı nüfusunu olumsuz yönde etkilenmesine sebep olabilir. Bu gibi olayların önüne geçmek için atık ısı geri kazanım sistemleri geliştirilmektedir [5].

### 1.2.1 Atık ısının sanayideki kayıplarının irdelenmesi

#### 1.2.1.1 Atık ısı geri kazanım sistemine sahip olmayan tesislerdeki kayıplar

Fırında yanma sonucu ortaya çıkan baca gazlarının sıcaklığı mamul sıcaklığından daha fazladır. Baca gazları fırını terk ederken fırına verilen enerjinin yaklaşık %30-%40'ı bacadan atmosfere bırakılır [6].

Şekil 1.1'de atık ısı geri kazanım sistemi olmadığı durumlarda fırından çevreye atık ısının atılmasına dair bilgi bulunmaktadır.



Şekil 1.1: Soğuk yakma havası ile ısı işlem tesisinde enerji kullanımı [5].

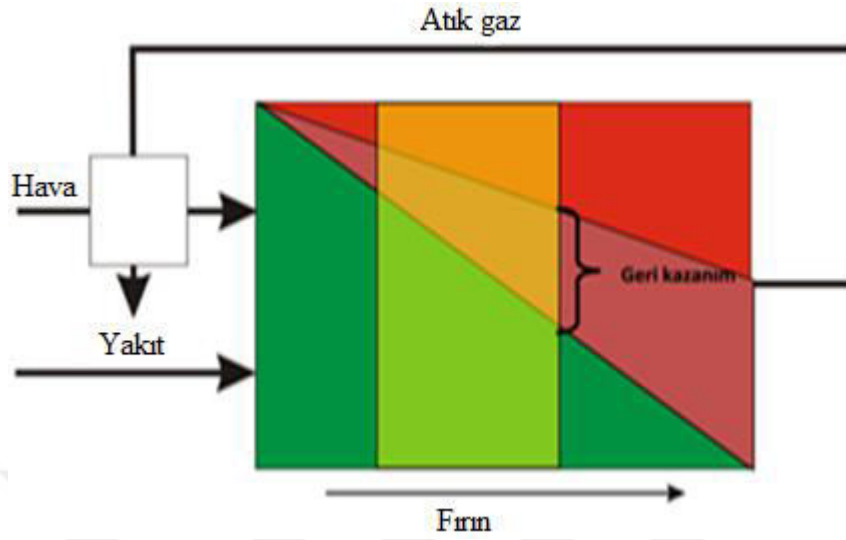
#### 1.2.1.2 Atık ısı geri kazanım sistemine sahip tesislerin kayıpların azaltılması

Endüstriyel tesislerde fosil yakıtın tüketilmesi sonucu oluşan yüksek sıcaklığa sahip baca gazları atmosfere atılırken, sahip olduğu enerji ile birlikte atılmaktadır. Bu enerjinin belli bir bölümünü geri kazanmak, işletmenin verimliliğinin etkileyerek işletmeye ekonomik kazanç sağlayacaktır [5].

Isının geri kazanımı, sıcaklığa, miktara, ısının kazanıldığı ve değerlendirilebileceği yere göre çok geniş uygulama olanakları sağlar [5].

Yakma sisteminin verimliliğinin artırılması için en etkili yöntem yakma havasının ön ısıtılmasıdır.

Şekil 1.2'de ön ısıtmalı yakma havasının, atık ısı enerjisi üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 1.2: Ön ısıtmalı yakma havası ile enerji ve yakıt tasarrufu [5].

### 1.3 Atık Isı Geri Kazanım Ekipmanları

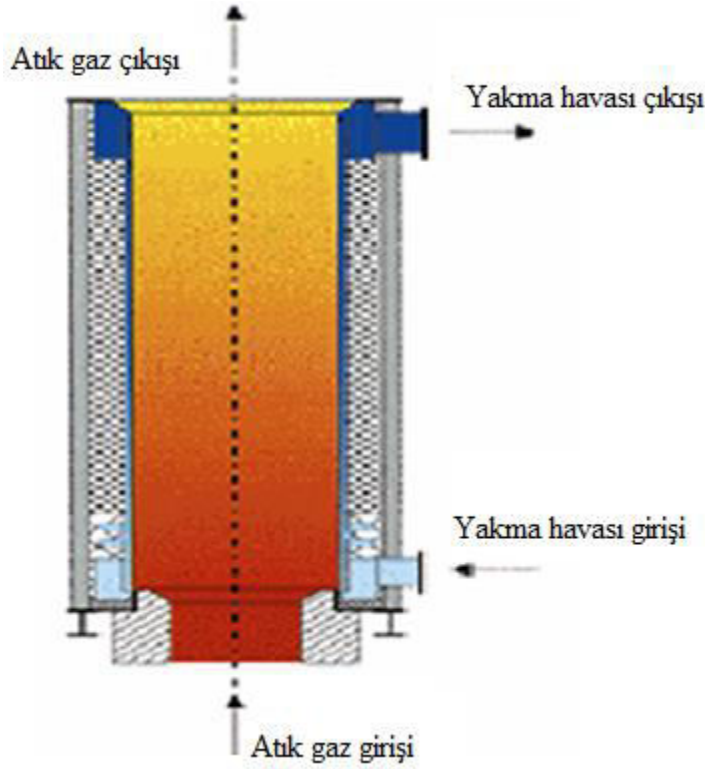
Atık ısı geri kazanım ekipmanları reküperatif ve rejeneratif sistemler olmak üzere ikiye ayrılır. En çok tercih edilen reküperatörler metalik, seramik, gövde borulu ısı değiştiricisi ve hibrit reküperatörleridir. Bunun dışında taşınım yoluyla ısı transferi yapan kanal tipi reküperatörler de atık gaz sıcaklığının yüksek olduğu metal ergitme tesislerinde kullanılır. Reküperatörlerin dışında rejeneratör sistemleri de yanma odasında fosil yakıt kullanılan tesislerde tercih edilmektedir [6].

#### 1.3.1 Metalik reküperatörler

Yaklaşık olarak 1 ve 2 m çapında, iç içe geçmiş iki adet konsantrik metalik borudan oluşan sistemin iç kısmından baca gazı, iki borunun arasından ise ısıtılacak yakma havası geçmektedir. Baca gazının sıcaklık değeri 980°C üzerinde iken yakma havası ise sisteme çevre havasının sıcaklığı ile giriş yapar. Her iki akışkan arasında oldukça yüksek sıcaklık farkı oluşması sebebiyle baca gazı tarafından ışıınım yoluyla ısı transferi yapılırken, iki boru arasında yüksek basınçtan düşük basınca doğru hareket eden yakma havası ise taşınım yoluyla ısı transferi gerçekleştirir. Metalik reküperatörlerde azami duvar sıcaklığı 800°C olarak belirlenmesi nedeniyle akışkanların hareketleri birbirlerine paralel olarak yönlendirilmesi sağlanır. Bu amaç

ile ısı transferi daha fazla arttırılmayarak duvardaki limit olarak belirlenen sıcaklık değerinin aşılması istenir. Aksi takdirde hem bakım ve hem de sistem ömrüne olumsuz etkileri olacaktır. Lakin baca gazının sıcaklık değerinin çok yüksek olduğu tesislerde ise reküperatör girişinde hava üfleyici sistem monte edilerek atık gazın seyreltilmesi sağlanır. Dolayısıyla duvardaki azami sıcaklığın aşılması için ek yatırımlar gerekebilir [6].

Şekil 1.3'te her iki akışkanın sisteme giriş ve çıkışlarını gösteren metalik reküperatöre ait görsel mevcuttur.

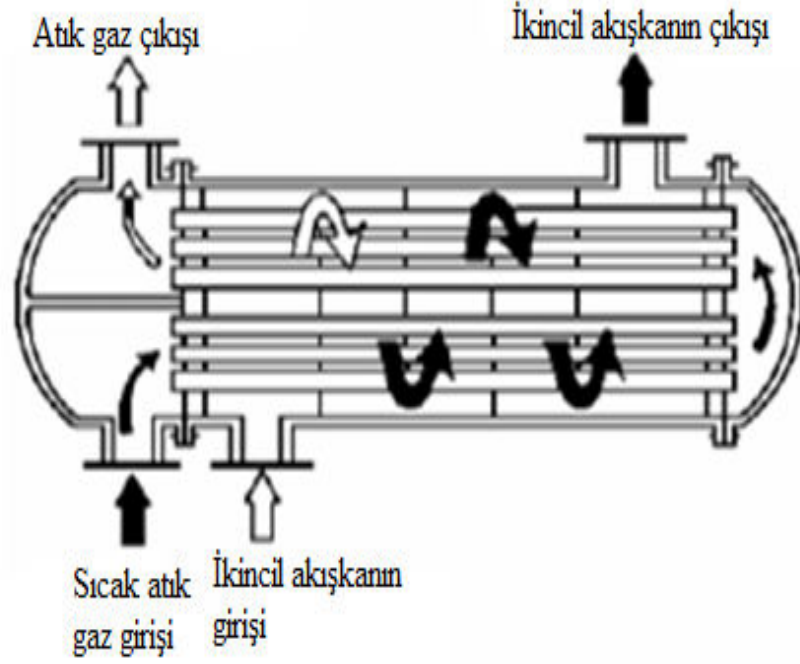


Şekil 1.3: Metalik reküperatörün kesitsel gösterimi [6].

### 1.3.2 Gövde borulu ısı değiştirciler

Yaygın kullanımı olan ve ısı transferini taşınım yoluyla gerçekleştiren gövde borulu ısı değiştirciler diğer adıyla tüp tipi reküperatörler veya taşınım reküperatörleri olarak da bilinir. Çok küçük çaplı boruların içinden atık gazlar, kapalı sistemin borularının dışından ise yakma havası geçmektedir. Sistemde ısıtılan yakmahavasının ise yanma odası girişindeki yakıcıya (burner) gönderilmesi sağlanır. Gövde borulu reküperatörler metalik reküperatörlere oranla daha kompakt ısı değiştircileri grubunda yer alır [6].

Şekil 1.4'te gövde borulu ısı değiştiricisine ait gösterim bulunmaktadır. Geçiş (bölme) sayısı iki veya üzerine çıkıldığında yakma havası daha fazla ısı transferi gerçekleştireceğinden, yakma hava sıcaklığı için önemli sonuç edilmesine sebep olacaktır.



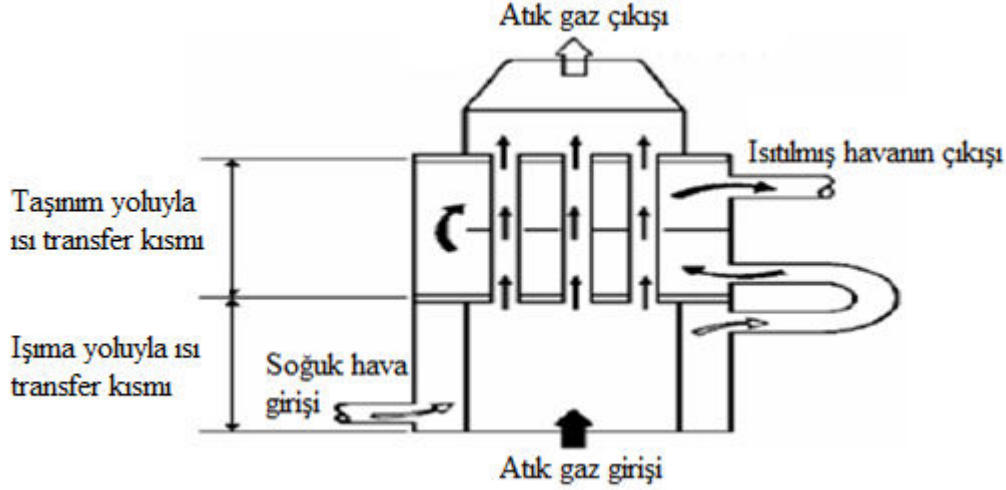
Şekil 1.4: Gövde borulu ısı değiştiricisi [6].

Aynı zamanda gövde borulu ısı değiştiricisi bir sıvıdan veya bir buhardan diğer bir sıvıya ısı transferi yapılmasını da sağlar. Gövde tipinin mekanik özellikleri boruların mekanik özelliklerinden yüksek olmadığından, gövde içinde dolaşacak olan akışkanın basıncı boruların içinden geçecek olan akışkanın basıncından daha düşük olmalıdır. Bu da sistemin teorik ömrünün karşılanması veya uzatılmasında etkili olacaktır [6].

### 1.3.3 Hibrit reküperatörler

Maksimum ısı transferi elde edilmesi planlandığında hibrit tipi reküperatörler tercih edilir. Hibrit kelimesinin ısı değiştiricilerindeki karşılığı hem taşınım hem de ışıma yoluyla ısı transferi gerçekleştirmesidir. Bu sistem metalik reküperatörlere göre daha pahalıdır [6].

Şekil 1.5'te ise hibrit sistemli reküperatöre ait gösterim bulunmaktadır.



Şekil 1.5: Hibrit reküperatörün gösterimi [6].

### 1.3.4 Seramik reküperatörler

Metalik reküperatörlerin bazı limitleri mevcuttur. Sistemin iç sıcaklığı  $1100^{\circ}\text{C}$ 'yi aştığında sistemin ömrü azalmaya başlar. Oysaki seramik reküperatörler atık gazın sisteme giriş sıcaklığının  $1550^{\circ}\text{C}$ 'yi aştığı durumlarda, yakma havasını yaklaşık  $815^{\circ}\text{C}$ 'de fırına veya yanma odasına gönderilmesini sağlar [6].

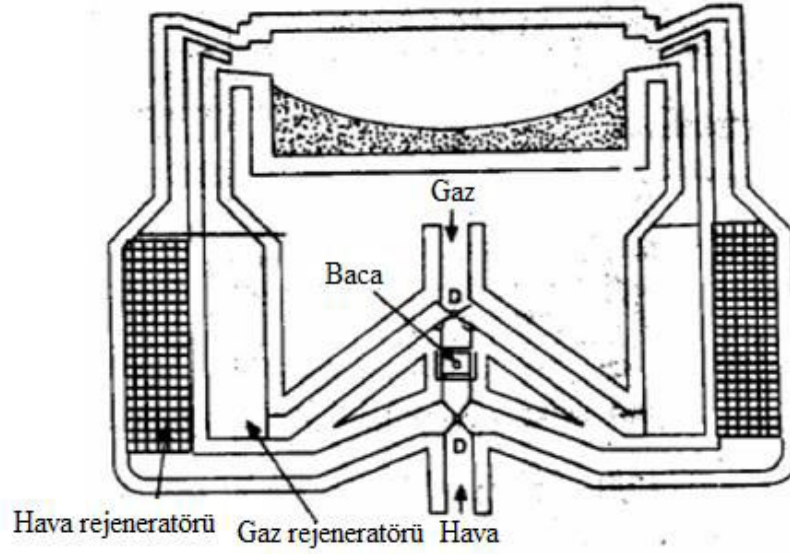
İlk seramik reküperatör çalışmalarında fayans kullanılarak fırın çimentosu ile bağlantıları yapılmıştır. Fakat ısıl döngü hem bağlantılarda hem de borularda hızlı bozunmalara neden olmuştur. Dolayısıyla ilk yapılan seramik reküperatörlerde sızdırmazlık problemi yaşanmıştır. Yaşanan bu durumların çözümünde ise silisyum karbürlü yapı düşünülmüştür [6].

### 1.3.5 Rejeneratörler

Cam sanayi ve çelik ergitme fırınlarında kullanılır. Geniş kapasiteye ihtiyaç duyar ve yakma havasını yüksek sıcaklığa ulaşmasını sağlar. Reküperatörlere oranla birim hacimde daha fazla ısı transferi yüzey alanına sahiptir [6].

Tersinir sistemin zaman aralığı, rejeneratörün boyutları, tuğlanın kalınlığı, tuğlanın ısı iletim katsayısı ve tuğlanın ısı depolama oranları arasında ciddi ilişkiler mevcuttur. Tersinir sistemin zaman aralığı ne kadar artarsa bir o kadar da ısı depolama gerçekleşir ve dolayısıyla maliyeti etkiler. Bu ise yakma havasının ortalama sıcaklığını ve yakıt tasarrufunu azaltır. Aynı zamanda toz ve curüf tabakalarının yüzeylerdeki birikimi fırın eskidikçe artacaktır. Bunun sonucunda ise ısı transfer verimliliği azalacaktır [6].

Şekil 1.6'da rejeneratörün kesitsel gösterimi yapılmıştır.

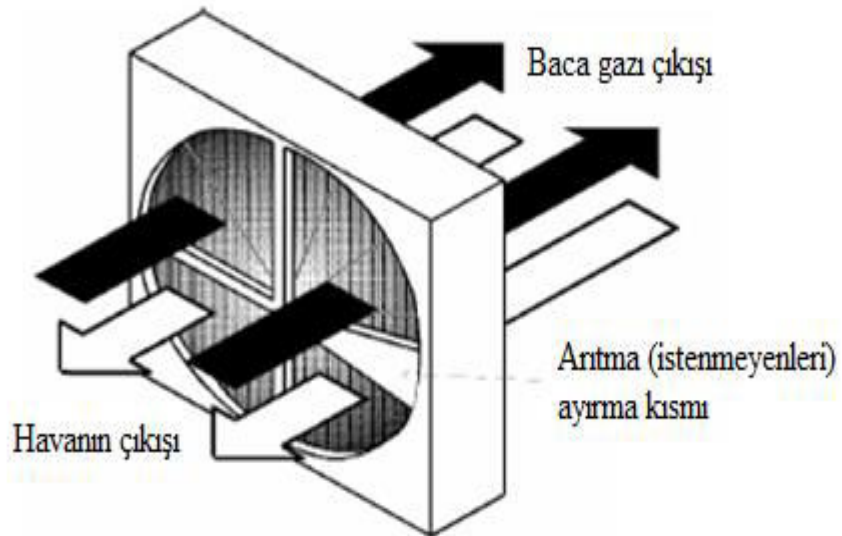


Şekil 1.6: Rejeneratörün kesitsel gösterimi [6].

### 1.3.6 Isı tekerlekleri

Yüksek ısı kapasiteye sahip malzemenin şekli disk görünümünde olup delikli yapısı mevcuttur. Isı tekerleği hem sıcak gazın bacasına hem de soğuk havanın bacasının içine yerleştirilir [6].

Isı tekerlekleri 1130 m<sup>3</sup>/dk hava kapasitesi olarak 21 metre çapında inşa edilir ve bu tip rejeneratörlerde ortalama duyulur ısı transferi verimliliği %85'e ulaşabilir. Şekil 1.7'de ısı tekerleğine ait gösterim bulunmaktadır [6].

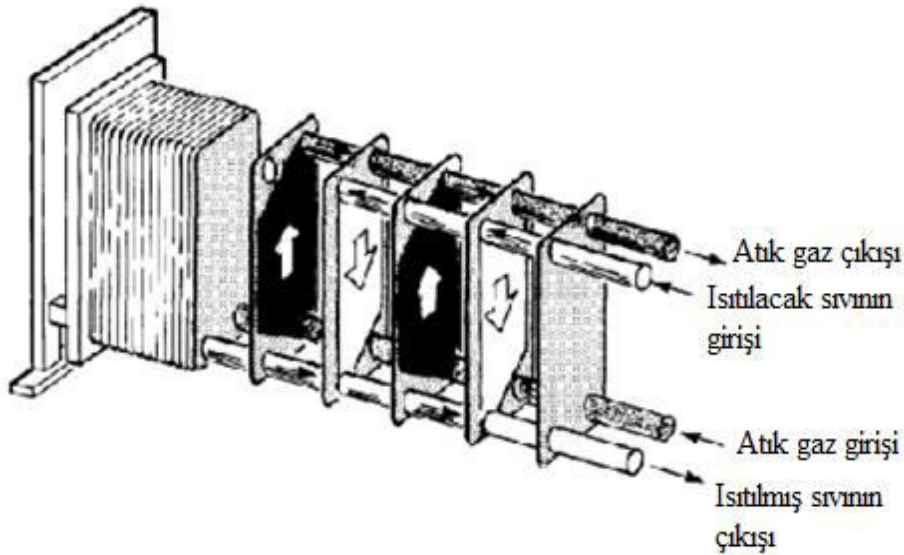


Şekil 1.7: Isı tekerlekleri [6].

### 1.3.7 Plaka tipi ısı değiştircileri

İki akışkan arasındaki ısı transferi için plakalar kullanılır. Geleneksel ısı değiştircilerine oranla, akışkanların plaka üzerindeki yayılımının fazla olması yüzey alanını arttırmaktadır. Isı transferi dışında, sıcaklık değişiminin hızını da artırır. Plaka tipli ısı değiştircileri lehimleme yapılarak küçük boyutlarda sıcak su kazanlarında kullanılır. Bu kadar küçük çaplı fiziksel boyutlar için yüksek termal verimliliği sayesinde kazandaki sıcak su debisini de oldukça arttırmıştır. Daha büyük yapılı olan plaka tipi ısı değiştircileri ticari alanda lehimleme yerine sızdırmazlığı sağlayan conta ile kullanımı mevcuttur [6].

şekil 1.8'de plaka tipi ısı değiştircisine ait resim bulunmaktadır.



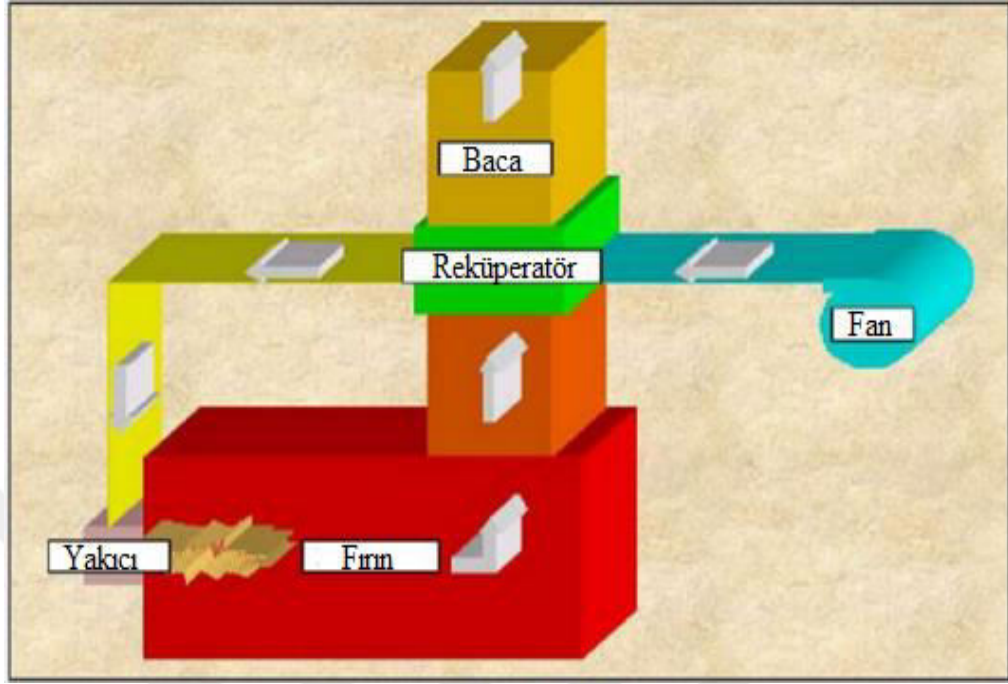
şekil 1.8: Plaka tipi ısı değiştircisinin gösterimi [6].

### 1.4 Kanal Tipi Reküperatörün alışma Prensibi

Diğer reküperatör türlerinde olduğu gibi kanal tipi reküperatörlerde akışkanların ikisinde tek fazlı, gaz halinde olması ve birbirine karışmaması için yüzey alanları sağlayan borulardan oluşturmaktadır. Sistemdeki birçok boru düz veya çapraz dizilime sahip olup sızdırmazlığın sağlanması için en iyi bağlantı elemanı olan kaynak yöntemi ile sistemin iç kısmına tutturulur. Amaç, gazların kontrol hacmi içerisinde ısıl kaybını önlenmektir. Yakma havası şekil 1.9'da olduğu gibi evre havadan fan veya kompresör yardımıyla yüksek basınçla sisteme gönderilir. Atık gaz da evre hava ya gönderilmeden önce reküperatörde boru dizilimine göre sahip



olduğu enerjinin bir kısmını ısı transferi ile aktarır. Isıl enerjisi artan yakma havası ise fırının girişinde yakıcıya gönderilir [6].



Şekil 1.9: Rekuperatör çalışma prensibi [6].

#### 1.4.1 Rekuperatörde ön ısıtılmış havanın sıcaklığına etkiyen parametreler

Sistemdeki ısının aktarımı, atık ısı ne kadar yüksek sıcaklıkta rekuperatöre gönderilirse bir o kadar da fırına gönderilecek ön ısıtılmış havanın sıcaklık değerini artırır. Bunu sağlayan etmenlerden biri, fırındaki yanma sıcaklığının, ergitilen malzemenin ergime sıcaklığına bağlı olmasıdır. Yakma havası ise, sisteme yüksek basınçla gönderimini sağlayan fan veya kompresörün tercihine bağlıdır. Ön ısıtılma işlemine tabi tutulacak havanın sıcaklığı, sistemin büyüklüğüne, geçiş sayısına ve birim zamanda sistem içerisinde geçireceği zamana bağlıdır. Bu süre zarfından birim zamanda ısı transferi artırılması sağlanır.

Atık gazın debisi ve sıcaklık değeri oldukça fazla olduğundan fırına gönderilecek olan havanın yakılması ve elverişli sıcaklığa ulaşabilmesi için oldukça fazla ısı transferi gerçekleşmesi gerekmektedir. Dolayısıyla sistemin boyutunun hacimce büyük olması gerekmektedir. Mevcut hacmi en iyi şekilde değerlendirebilmek için boruların uzunluklarının azami hale getirilmesive boruların optimumşekilde dizilmesi gerekmektedir.

### 1.4.2 Reküperatörlerin imalatında kullanılan malzemelerin seçimi

Reküperatörlerin imalatında kullanılan malzemelerin seçimini etkileyen faktörler, ısı transferinden ziyade eküperatörün sızdırmazlığı, kullanım ömrü, bakım ve maliyet kalemleridir.

Atık gazın sahip olduğu kimyasal bileşim, fırında yakılan yakıtın veya üretimi yapılan metalürjik malzemenin bileşim türüne bağlıdır. Yanma sonucu oluşan atık gazın kimyasal bileşimleri reküperatör boru yüzeylerinde kirlilik, paslanma, oksidasyon ve korozyona sebebiyet vermektedir. Bu ise reküperatörlerin teorik ömrünü ciddi anlamda etkiler.

Kanal tipi reküperatörlerde belirtilen dezavantajlar sebebiyle ortalama teorik ömür süresi iki yıl iken, bazı sanayi uygulamalarında bu süresinin azami olarak dört yıla çıktığı belirtilmiştir [7].

İmalat montajı tamamlanmış kanal tipli reküperatöre ait fotoğraflar Şekil 1.10'da gösterilmiştir.



**Şekil 1.10:** Kanal tipi reküperatörün montajı [8].

Atık gazın sisteme gönderildiği sıcaklık değeri malzeme seçiminde bir parametredir. İlk çalışmalarda alüminyum malzeme seçimi yapılırken, günümüzde daha çok çelik, paslanmaz çelik ve alaşımlı çeliklerin kullanımı giderek artmaktadır.

Metalik reküperatörlerin başlıca dezavantajlarına hemen hemen hiç sahip olmayan ve alternatif olarak seramik malzemedan üretilen reküperatörler geliştirilmiştir. Böylece uzun süre kullanılıp, yüksek sıcaklıklara karşı dayanabilmektedir. Fakat sahip olduğu dezavantajlar sebebiyle bugün seramik tipi reküperatörlerin yapılan çalışmaların

sonuçlarında metalik reküperatörlere kıyasla piyasada henüz yerini alamamıştır. Seramik tipi reküperatörlerin başlıca dezavantajları: sızdırma problemleri, üretim ve montaj sırasında esnekliğindeki zayıflıklar, metalik reküperatöre oranla daha fazla yer kaplaması ve birim hacimde on kat, birim alanda ise üç kat daha maliyetli olmasıdır [8].

### 1.5 Atık Isının Sıcaklık Değerlerine Göre Reküperatör Tercihleri

Atık gazın sıcaklığı ve ısı transfer çeşitine bağlı olarak iki tipi mevcuttur.

#### 1.5.1 Işınmın yoluyla ısı transferi yapan reküperatörler

980°C üzerindeki atık gaz sıcaklıklarında, ısıtılacak hava ile arasında çok fazla sıcaklık farkı olması sebebiyle ışımın yoluyla ısı transferi yapılır.

#### 1.5.2 Taşımın yoluyla ısı transferi yapılan reküperatörler

Azami izin verilen ortalama atık gaz sıcaklığı 980°C'dir. Bunun sebebi metalik olan reküperatörlerin mekanik özellikleri, oksidasyon ve korozyon direnci ile birlikte yüksek sıcaklıkta giderek azalmasıdır.

Tesislerde yanma işlemi sonucu ortaya çıkan ortalama sıcaklık değerleri Çizelge 1.1'de verilmiştir. Bu sıcaklık limitlerine göre reküperatör seçimi yapılır.

**Çizelge 1.1:** Tesislerde yanma prosesi sonucu ortaya çıkan ortalama sıcaklıklar [9].

Tesis Tipleri	Sıcaklık (°C)
Nikel Arıtma Fırını	1370-1650 °C
Alüminyum Arıtma Fırını	650-760 °C
Çinko Arıtma Fırını	760-1100 °C
Bakır Arıtma Fırını	760-815 °C
Çelik Tav Fırını	925-1050 °C
Bakır Yansımali Fırını	900-1100 °C
Açık Ocak Fırını	650-700 °C
Çimento Fırını	620-730 °C
Cam Ergitme Fırını	1000-1550 °C
Hidrojen Üretim Tesisleri	650-1000 °C
Katı Atık Yakma Fırınları	650-1000 °C

## 1.6 Reküperatörlerin Yakıt Tüketimine Getirdiği Artılar

Fırında (yanma odası) gerçekleşen yanma işleminin verimi, atık gazın ısı enerjisinden yararlanarak yakma havasına aktarılması ile arttırılır.

Tesislerdeki yanma sıcaklıkları işlem görülen proseslere bağlı olarak değişmektedir. Yüksek sıcaklıkta yanma işlemi gerçekleşen fırınlarda yakma havasının sıcaklığını ne kadar fazla arttırılırsa yanma için tutuşma süresi azalması ile yakıt tüketimi de azalacaktır. Yanma veriminin artması ile yanma odasında kullanılan refrakter malzemelerin teorik ömrü korunabilir. Aynı zamanda bu da fırının teorik ömrüne ulaşmasına sebebiyet verir.

Çizelge 1.2'de atık gaz sıcaklığının artmasıyla yakıt tasarrufundaki artış görülmektedir. İstenilen veya daha fazla yakıt tasarrufu için fırın yakınlarında yeteri kadar alan gerekmektedir.

**Çizelge 1.2:** Yakılan yakıtlarda yüzdesel kazanım [9].

Atık gaz sıcaklığı(°C)	Yakma havası sıcaklığı(°C)					
	320°C	430°C	540°C	650°C	760°C	870°C
540	13	18	-	-	-	-
650	14	19	23	-	-	-
760	15	20	24	28	-	-
870	17	22	26	30	34	-
980	18	24	28	33	37	40
1095	20	26	31	35	39	43
1200	23	29	34	39	43	47
1320	26	32	38	43	47	51

## 1.7 Reküperatörlerdeki Akışkanların Yönlendirme Çeşitleri

Akışkanların sistem içerisinde birbirlerine göre akışları çeşitli sistemlerin gelişimine sebep olmuştur. Bu çeşitlilik her sistemin birbirlerine üstünlüklerini de sağlamaktadır. Bu üstünlükler bazı şartlar altında teknik ve ekonomik duruma göre değişmektedir [10].

3 akış yönlendirmesi mevcut olup sırasıyla incelemek gerekirse;

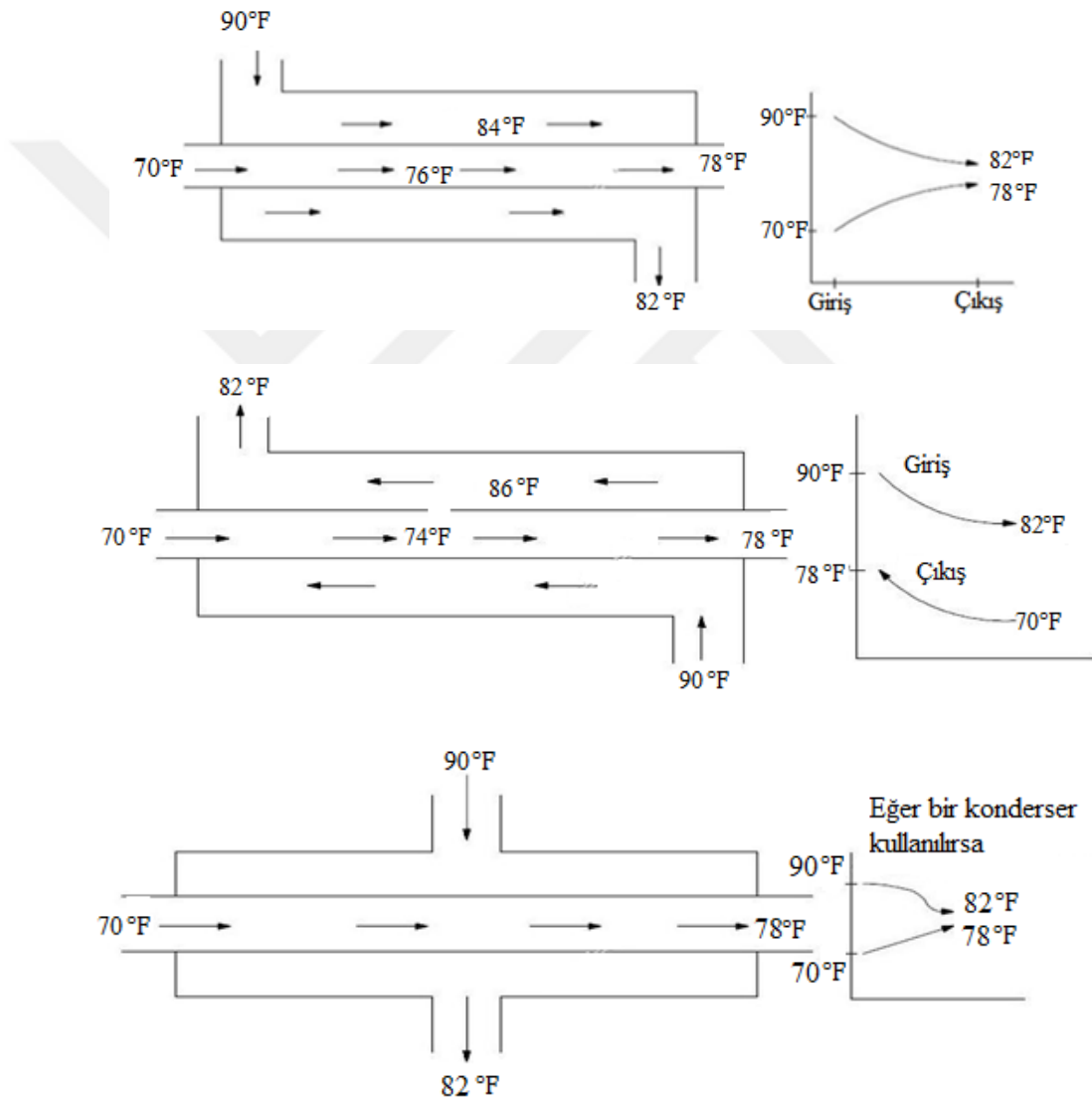
-Paralel akış

-Ters akış

-Çapraz akış

Boyutsal anlamda ciddi kazanımları olan ve yüksek ısı verime sahipatik ısı geri kazanımı elde etmek için akışkanların çapraz akışlı olması gerekirken, ekonomik koşullar göz önüne alındığında ise paralel akış sistemleri tercih edilmektedir [10].

Şekil 1.11'de ise örnek olarak paralel, ters ve çapraz akışlı sistemlere ait gösterimi mevcuttur.



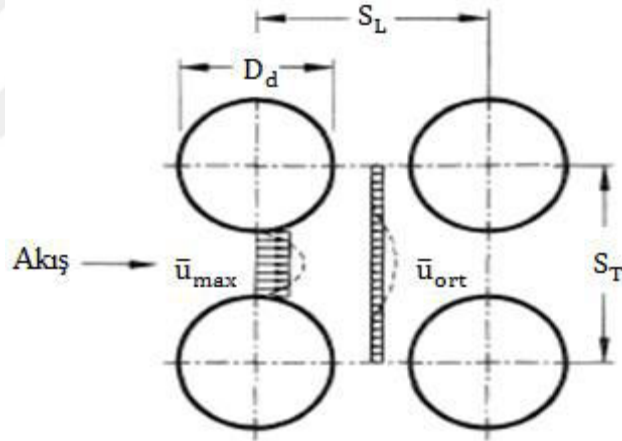
Şekil 1.11: Paralel, ters ve çapraz akışlarının gösterimi [10].



## 2. REKÜPERATÖRTASARIM KRİTERLERİ

Isı transferi reküperatörlerin en önemli parametresidir. Bunu azami olarak değerlendirebilmek için, ısı transfer yüzey alanını artırma çalışması yapılırken, akışkanların basınç kayıplarındaki artışın da göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) ise bu iki parametrenin optimizasyon çalışmaları için araç olarak kullanılmaktadır.

Optimizasyon için alternatif yapıyı geliştiren en önemli etmen boru dizilimleridir. İki tip boru dizilimi mevcuttur. Bunlar sıralı yatay-dikey dizilim ve çapraz dizilimlerdir. Sıralı yatay-dikey dizilim piyasada en çok tercih edilendir. Şekil 2.1'de boruların örnek dizilimi gösterilmiştir [11].



Şekil 2.1: Boru dizilimlerinin yatay ve dikey düzenlemesi [11].

Şekil 2.1'de gösterilen kısaltmaların tanımları ise sırasıyla;

$S_L$  : boylamasına iki borunun merkezleri arası mesafesi,

$S_T$  : enlemesine iki borunun merkezleri arası mesafesi,

$D_d$  : boru dış çapı,

$A = \frac{S_T}{D_d}$  :  $S_T$  ve  $D_d$ 'nin oranına bağlı değişken,

$B = \frac{S_L}{D_d}$  :  $S_L$  ve  $D_d$ 'nin oranına bağlı değişken,

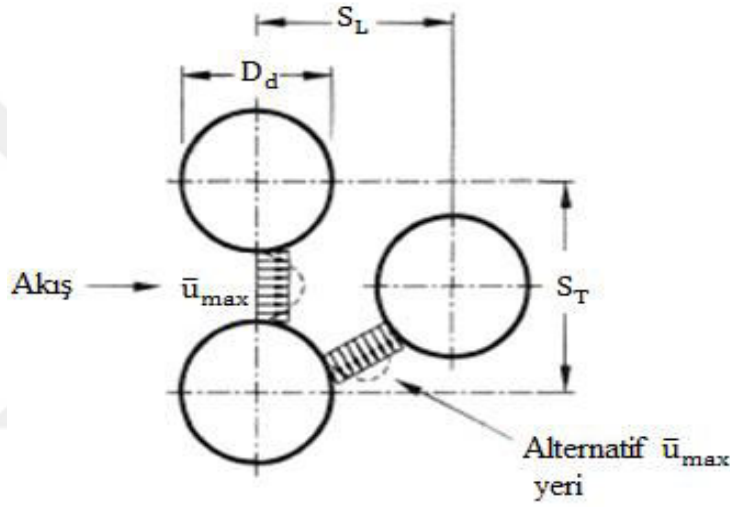
$\bar{u}_{ort}$  : sistemde boru olmadığı varsayılarak akışkanın sahip olduğu hız değeri,

$\bar{u}_{max}$  : borular arasındaki en düşük kesit alanındaki akışkanın elde ettiği azami hız,

En çok tercih edilen  $A=B$ ,  $A=2B$  ve üçgen dizimli yapılarıdır. Basınç kayıpları da dikkate alındığında bu çeşitlerin alternatifleri de geliştirilmiştir [11].

Çapraz dizilim boru düzeninde ise boruların dizilimi  $60^\circ$  olup ısı transfer alanını olabildiğince artırılması için geliştirilmiştir. Bu dizilim bir bakıma eşkenar üçgen boru dizilimi olarak da anılır [11].

Şekil 2.2'de çapraz dizilimin gösterimi mevcuttur.



Şekil 2.2: Boruların çapraz dizilimi [11].

Denklem (2.1) ile çapraz dizilimde enlemesine ve boylamasına yerleştirilen boruların kısa ara mesafeleri arasındaki bağıntı verilmiştir [11].

$$A = 2B/\sqrt{3} \quad (2.1)$$

## 2.1 Boru Diziliminin Hıza Etkisi

Çapraz dizimli veya düz sıra dizimli borularda  $A < 2B^2 - 1/2$  dizilimi olduğunda, hızın azami ve ortalama değeri deneysel olarak denklem (2.2)'de gösterilmiştir [11].

$$\bar{u}_{max} = \left( \frac{A-1}{A} \right) \bar{u}_{ort} \quad (2.2)$$



$A > 2B^2 - 1/2$  formülizasyonunu sağlayan dizilimlerde ise asgari kesitteki azami hız ve ortalama hızın değeri denklem (2.3) ile gösterilmiştir [11].

$$\bar{u}_{\max} = \frac{\sqrt{4B^2 + A^2}}{A} \bar{u}_{\text{ort}} \quad (2.3)$$

## 2.2 Boru Dizilimlerinin Basınç Kayıplarına Etkisi

Rekuperatör tasarımcılarının en çok ilgilendiği hidrodinamik parametre, toplam basınç kayıp katsayısıdır. Toplam basınç kayıp katsayısı Euler sayısı ile tanımlanır. Deneysel olarak hesaplanan formül denklem (2.4) ile gösterilmiştir.  $\Delta \bar{p}_{\text{sıra}}$ , tek sıradaki ortalama basınç kaybı,  $\rho$ , akışkanın yoğunluğu,  $\bar{u}_{\max}^2$ , maksimum ortalama akış hızının karesidir [11].

$$Eu = \frac{\Delta \bar{p}_{\text{sıra}}}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_{\max}^2} \quad (2.4)$$

Euler sayısından yola çıkılarak Bergelin tarafından tanımlanan sürtünme katsayısı denklem (2.5) ile gösterilmiştir [11].

$$f = 4Eu \quad (2.5)$$

Birçok bilim adamı tarafından Euler sayısını tanımlamak için sürtünme katsayısından yararlanılmıştır. Kays ve London tarafından sürtünme katsayısı formülizasyonu için, dizilimdeki boru sayısının fazla olduğu durumlarda denklem (2.6) tercih edilir [11].

$$f = (a - 1)Eu/\pi \quad (2.6)$$

Denklem (2.7) Zukauskas ve çalışma arkadaşları tarafından Euler sayısı ile Reynolds sayısının korelasyonu üzerine yapmış oldukları deneysel sonuçların bir tür cevabıdır [11].

$\bar{u}_{\max}$  değeri Euler ve Reynolds sayılarının fonksiyonlarıdır. Hem düz hem de çapraz dizilimlerinde analitik olarak kuvvet serisi kullanılarak Euler sayısı denklem (2.7)'deki gibi hesaplanır [11].

$$Eu = \sum_{i=0}^4 \frac{c_i}{Re_i} \quad (2.7)$$

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlerine oranıdır.  $c_i$ , boru dizilim ve Reynolds sayısına bağlı olarak belirlenen bir katsayıyı temsil eder [11].

Düz sıra dizilimli reküperatörde denklem (2.7) kullanılarak elde edilen Euler sayısı değerleri Çizelge 2.1'de gösterilmiştir [11].

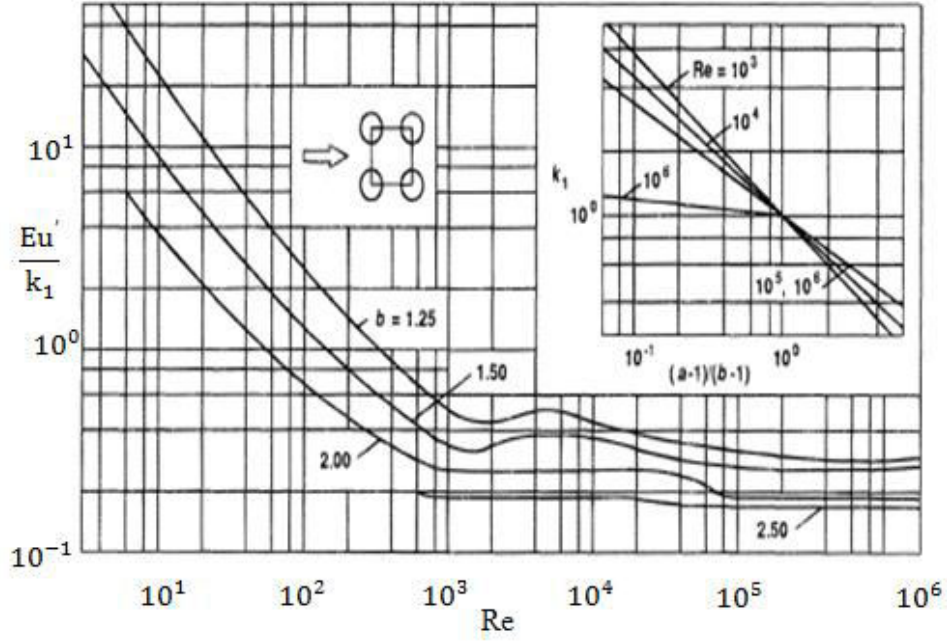
**Çizelge 2.1:** Basınç kayıpları için Reynolds sayısına bağlı c katsayıları [11].

A,B	Re aralığı	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$
1,25	$2-3 \times 10^3$	0.272	$0.207 \times 10^3$	$0.102 \times 10^3$	$-0.28 \times 10^3$	-
1,25	$2 \times 10^3 - 2 \times 10^6$	0.267	$0.249 \times 10^4$	$-0.927 \times 10^7$	$0.1 \times 10^{11}$	-
1,5	$2-3 \times 10^3$	0.263	$0.867 \times 10^2$	$-0.202 \times 10^0$	-	-
1,5	$2 \times 10^3 - 2 \times 10^6$	0.235	$0.197 \times 10^4$	$-0.124 \times 10^8$	$0.3 \times 10^{11}$	$0.27 \times 10^{14}$
2	7-800	0.188	$0.566 \times 10^2$	$-0.646 \times 10^3$	$0.6 \times 10^4$	$0.18 \times 10^5$
2	$800-2 \times 10^6$	0.247	-0.595	0.15	-0.137	0.396

Boru diziliminin birçok uygulamalarında  $k_i$ , düzeltme faktörü, için Euler sayısının modifiye edilmesi gerekir. Euler sayısı hesabının formülizasyonu denklem (2.8)'de belirtilmiştir [11].

$$Eu = k_1 k_2 k_3 \dots k_n Eu' \quad (2.8)$$

Şekil 2.3'te düz sıra diziliminde Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kaybı hesabı için  $Eu'$  ve  $k_1$  faktörlerinin oranı elde edilmeye çalışılır.  $k_1$ , ideal boru dizilimi için geometri, boyut ve boruların konumuna ait düzeltme faktörüdür.[11].



Şekil 2.3: Reynolds sayısına bağlı  $Eu'/k_1$  oranı [11].

Şekil 2.3'teki görünüm çapraz akış dizilimine de benzerdir. Görüldüğü üzere Reynolds sayısını arttırdığında basınç kayıpları azalmaktadır. Daha detaylı incelendiğinde 2x2 boru diziliminde  $Eu'/k_1$  oranı daha da azalmıştır [11].

$k_2$ , düzeltme faktörü ise boru duvarındaki viskozitenin serbest akış bölgesindeki viskoziteye oranıdır. Denklem (2.9)'da gösterimi yapılmıştır [11].

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^p \quad (2.9)$$

$p$ , Reynolds sayısına bağlı değişken olup  $k_2$  düzeltme faktörü için kullanılan üssel sayıdır.  $\mu < \mu_w$  olduğu durumlarda  $p$  değeri denklem (2.10)'da verilmiştir [11].

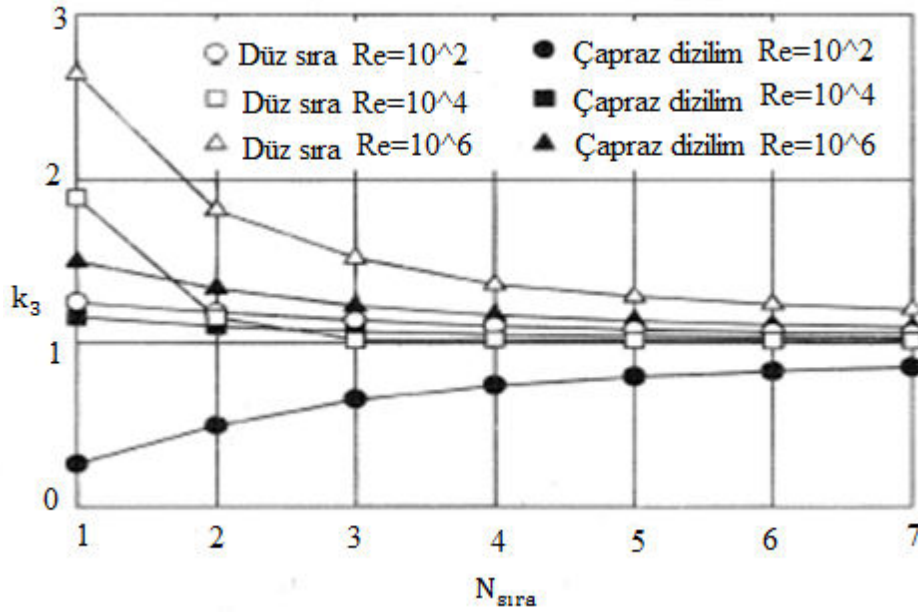
$$p = 0.776 \exp(-0.545 Re^{0.256}) \quad (2.10)$$

Reynolds sayısının 1000'den küçük ve  $\mu > \mu_w$  şartı sağladığından denklem (2.11)'de gösterilen  $p$  değeri hesaplanarak  $k_2$  katsayısı bulunur [11].

$$p = 0.968 \exp(-1.076 Re^{0.196}) \quad (2.11)$$

$k_3$ , düzeltme faktörü,  $N_{sıra}$ , boylamasına boru dizilimi adetidir.  $N_{sıra}$  eğer fazla değilse giriş uzunluk etkilerini inceleyebilmek için Euler sayısı,  $k_3$  ile modifiye

edilme ihtiyacı duyar. Şekil 2.4'tek<sub>3</sub> ile N<sub>sıra</sub> arasındaki bağıntı verilmiştir [11]. Dizilimdeki boru sayısının artması ile k<sub>3</sub> değeri 1 değerine doğru yaklaşır.



Şekil 2.4: k<sub>3</sub> düzeltme faktörü ve N<sub>sıra</sub> arasındaki ilişki [11].

### 2.3 Reküperatörün Kompakt Yapıda Değerlendirme Kriterleri

Boruların diziliminde A ve B değerlerisistemin kompakt yapıda olup olmadığı konusunda bilgi verir. Reküperatörler için kompaktlık, denklem (2.12)'deki formülizasyon ile sağlanır [11].

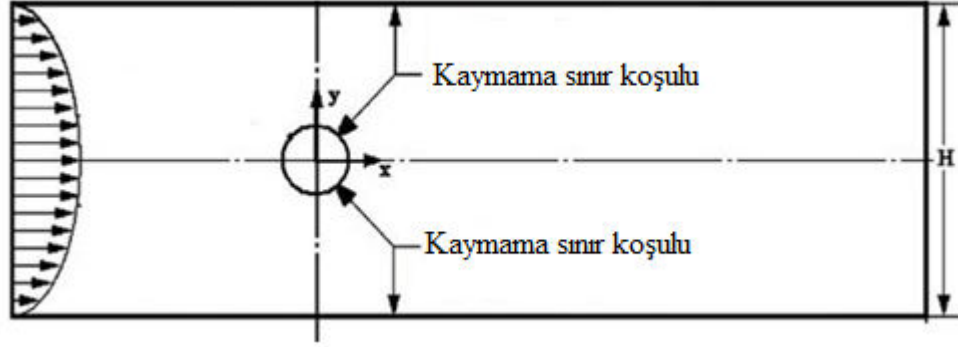
$$AB < 1.25^2 \quad (2.12)$$

Kompakt olmayan geniş dizilimli olanlar için denklem (2.13)'ün sağlanması gerekir [11].

$$AB > 4 \quad (2.13)$$

### 2.4 Boru Dizilimlerindeki Blokaj Oranı ve Isı Transferine Etkisi

Boru yüzeylerinde akışların incelenmesi ve sonuçlarının da ısı transferine olan etkisini inceleyebilmek için yapılmış araştırmalara bakıldığından β, blokaj oranı, tanımının ifade edilebilmesi için Şekil 2.5 gösterilmiştir [12].



Şekil 2.5:  $\beta$ , blokaj oranı gösterimi [12].

$\beta$  olarak tanımlanan birimsiz bir değişken üzerinden boru yüzeyleri üzerindeki ısı transferi etkisi araştırılmıştır.  $\beta$  oranı ise denklem (2.14)'te belirtilmiştir. Buradaki  $d_d$ , boru dış çapı,  $H$ , akışın kesitidir.

$$\beta = \frac{d_d}{H} \quad (2.14)$$

Çalışmalar tek bir boru yüzeyinde ve sıralı olarak boylamasına, enlemesine dizilmiş borular üzerinde yapılmıştır. Tek borulu sistemlerde  $\beta$  değerinin artırılması, boru çapından ziyade kontrol hacmindeki  $H$  değerinin düşürülmesi ile sağlanırken, enlemesine ve boylamasına boru dizilimlerinde bu durum enlemesine boru adetleri artırılarak sağlanmıştır. Dolayısıyla artan  $\beta$  değeri ile boru yüzeyinde yerel Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir [12].

Boru yüzey/yüzeylerindeki laminar sınır tabaka, durma noktasında (stagnation point) en ince iken kalınlığı giderek artar. Laminar sınır tabaka ayrılması, duvara yakın akış hızının borunun arka tarafındaki ters basınç gradyanına üstün gelememesi sonucu gerçekleşir. Dolayısıyla akış durur ve ters yöne dönmeye başlar, girdap oluşur. Yani, sınır tabaka ayrılması iç sürtünmeler nedeniyle oluşur. Akışla gelen enerji, durma noktasında bir miktar enerjisini harcar ve aynı zamanda sınır tabaka içerisinde azalan hız değeri ile de basınç artmaya başlar. Fakat borunun arka kısmında mevcut basınç değerinin üstüne çıkmayı başaramaz ve ayrılma gerçekleşir.

Yerel Nusselt sayısının en fazla değeri durma noktasında (stagnation point) gerçekleşirken, en düşük Nusselt sayısı ise ayrılma noktasının yakınında oluşur [12].

İkinci sıradaki boruların ön tarafında, blokaj oranı ve türbülansın sebebiyle yerel Nusselt sayısı daha da artmıştır. Artan türbülans aynı şekilde boruların arka tarafındaki (wake) Nusselt sayısını da arttıracaktır [12].

Diğer bir konu ise boruların yerleştirilmesi üzerinedir. Çapraz veya düz dizilime sahip borular için bazı araştırmalar yapılmış olup, çapraz dizilimli sistemlerde enlemesine boru aralarının mesafesi azaltılarak  $\beta$  değeri arttırılmaya çalışılmıştır. Fakat bu durum oldukça fazla basınç kayıplarının oluşmasına neden olmuştur. Enlemesine borular arasındaki mesafe arttırılarak bu sorun giderilebilmiştir. Boylamasına boru dizilimlerinin basınç kayıpları üzerindeki etkisi ise azdır. Dolayısıyla  $\beta$  için optimum parametrenin belirlenmesi gerekmektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda  $\beta$  değerinin 0.131'den 0.5'e çıkartılması sonucu yerel Nusselt sayısında %10 civarında artışı belirtilmiştir. Yerel Nusselt sayısı boruların arka tarafında (wake) artan türbülansın etkisi ile oldukça fazladır. Fakat buradaki Nusselt sayısı, borunun ön tarafındaki yani durma noktasındaki (stagnation point) Nusselt sayısından fazla değildir. İlerleyen akışla birlikte (üçüncü, dördüncü ve devam eden dizilim) türbülansın etkisiyle laminar sınır tabakada kalınlık giderek azalmaya başlar [12].

Minimum yerel Nusselt sayısından sonra (ayırılma noktasının yakınlarında) Nusselt sayısı artmaya başlar. Fakat ikinci bir yerel Nusselt minimumu değeri gerçekleşir. Bunun açıklaması ise laminar kayma gerilmesi sayesinde olması ve tekrar bu noktadan sonra Nusselt sayısının artmaya başlamasıdır [12].

### **3. REKÜPERATÖR TASARIMI**

Bir çelik üretim tesisinin kanal tipi reküperatöre ayırmış olduğu alan için reküperatör imalatçısı tarafından belirtilen ısı verileri dikkate alınmıştır. Basınç kayıplarının fazla olmaması için oluşturulan boru diziliminde atık gazın ve yakma havasının birim zamandaki ısı transferleri eşitlenip, nümerik olarak iç ve dış taşınım katsayıları hesaplanarak reküperatör tasarımı yapılmıştır.

#### **3.1 Reküperatör Boru Malzeme Seçimi**

Metalik reküperatör malzeme seçiminde 300-400 serilerindeki paslanmaz çelik boru malzemesi tercih edilmektedir.

Çelik üretim tesisinin atık ısı geri kazanım sistemi ile ayırdığı bölgede yakıt tasarrufu, yanma verimliliği ve daha düşük enerjiye sahip atık gazın çevreye atılmasını planlamıştır. Ticari kanal tipi reküperatör imalatçısı ise çelik üretim tesisi için boru malzemesi olarak paslanmaz çelik malzemesi tercih etmiştir.

Boru malzemesi seçiminde JIS (Japan Industrial Standards) 410L tercih edilmiştir. Ferritik paslanmaz çeliği olduğundan bu malzemenin önemli bir özelliği, ısıya dayanıklı olmasıdır. Nikel malzemesi oldukça fazla iken karbon miktarı düşüktür. Korozyon direnci, tokluk değeri yüksek ve önemli artışı ise kaynak yapılabilirliği oldukça fazladır. Bu da sanayilerde sızdırmazlığın önlenmesi düşüncesi ile tercih edilebilmesinde önemli bir sebeptir [13].

SUS410L paslanmaz çelik malzemesinin ASTM, AISI, DIN, UNS standartlarında karşılıkları mevcuttur. AISI'deki karşılığı 4140 olmalıdır. Malzeme hakkında detaylı bilgi alınabilmesi için bu standart üzerinden araştırmalar yapılmıştır. Çizelge 3.1'de SUS410L'nin fiziksel özellikleri verilmiştir.

**Çizelge 3.1:** SUS410L paslanmaz çelik malzemesinin fiziksel özellikleri [13].

Özellikler	Birim	Değeri
Yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	7700
Elastik modül	GPa	200
Ort.thermal genleşme katsayısı	mm/m/°C	9,9
İletim katsayısı	W/m. K	24,8
Özgül ısı	J/kg. K	460

Şekil 3.1'de SUS410L paslanmaz çeliğine ait resim görülmektedir.



**Şekil 3.1:** SUS410L paslanmaz çeliğin örneği [13].

Çelik üretim tesisinin reküperatör için ayırmış olduğu bölgede reküperatör üreticisi tarafından proje geliştirilerek tesise uygun ısı verileri ortaya çıkarılmıştır. Tez çalışmasında çelik üretim tesisinin ayırmış olduğu bölgede reküperatörde optimum boru dizilim ve adet sayısının belirlenmesi için boru çapının tayinin yapılması gerekmektedir.

Kanal tipi reküperatörde kullanılacak boru çapının belirlenmesi için, Çizelge 3.2'de belirtildiği gibi paslanmaz çelik boru çap değerleri tercih edilebilir.

**Çizelge 3.2:** ANSI/ASME 36.19M paslanmaz çelik borularının standartları [14].

Nominal boru çapı (inç)	Dış çap (mm)	Et kalınlığı (mm)
1/2	21,3	1,65
3/4	26,7	1,65
1	33,4	1,65
1 1/4	42,2	1,65
1 1/2	48,3	1,65
2	60,3	1,65



### 3.2 Atık Gaz ve Yakma Havaasının Hacimsel Debi ve Sıcaklık Limitleri

Çelik üretim tesisindeki fırınların çalışma devirlerine bağlı olarak atık gaz debisi, basınç kayıpları ve reküperatöre giriş-çıkış sıcaklık değerleri Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Atık gazın nümerik hesaplamalarında '1' nolu indis kullanılırken, yakma havası için ise "2" nolu indis kullanılacaktır.

**Çizelge 3.3:** Fırından çıkan atık gazın reküperatör girişindeki termal verileri.

Özellikler	Birim	Minimum	Normal	Maksimum
Atık gaz debisi	Nm <sup>3</sup> /h	12000	18000	21800
Giriş sıcaklığı	°C	600	820	900
Çıkış sıcaklığı	°C	330	465	535
Basınç kaybı	mmAq	3	8	13

Her fırın için tasarım şartları atık gazın özelliklerinden ziyade tesisin bulunduğu yere bağlıdır. Çevreden sağlanacak olan havanın yüksek basınç ile reküperatöre gönderileceği debisi, reküperatör sistemi içerisinde gerçekleşecek olan basınç kaybı ve havanın giriş-çıkış sıcaklık değerlerine göre alternatiflerin sunulması Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

**Çizelge 3.4:** Yakma havaasının reküperatör girişindeki termal verileri.

Özellikler	Birim	Minimum	Normal	Maksimum
Yakma havası debisi	Nm <sup>3</sup> /h	10000	16500	19000
Giriş sıcaklığı	°C	5	25	40
Çıkış sıcaklığı	°C	355	460	510
Basınç kaybı	mmAq	40	120	165

Yakma havası sıcaklığının tesisin ortam sıcaklık değerinden daha düşük değere düşürülebilmesi için, ortamdaki hava kompresöre gönderilmeden önce ara soğutma işlemine tabi tutulur. Sıcaklık düşürülüp birim zamandaki moleküler yapı artırılarak, aynı zamanda viskozitenin de düşürülmesi sağlanır. Yakma havaasının sıcaklığının düşmesi ve basınç kaybının azalması ile yoğunluk artar. Ardından bu havayı kompresöre göndererek kompresörün yapacağı iş de azaltılmış olur. Kompresör

sadece basıncı arttırır. Basınç artınca da ufak da olsa sıcaklık artacak ve yakma havası için ortamdaki daha düşük sıcaklıklar elde edilmesi sağlanacaktır.

Denklem (3.1)'de enerji korunumu ile her iki akışkanın birim zamandaki ısı enerjilerinin eşit olduğu kabul edilir [15].

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (3.1)$$

Atık gaz ve sisteme gönderilen yakma havasının Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'teki değerleri dikkate alındığında birim zamandaki ısı transferlerini eşitleyebilmek için nümerik hesaplamalar yapılır.

Atık gaz için aritmetik ortalama sıcaklık değeri olarak Çizelge 3.3'te belirtilen "normal" sütununda yer alan değerler dikkate alınmıştır. Aynı şekilde Çizelge 3.4'te belirtilen yakma havası için ise "minimum" olarak tanımlanmış sütundaki giriş ve çıkış sıcaklıkların aritmetik ortalaması alınır. Çizelge 3.5'te her iki akışkan için ortalama sıcaklık değerleri verilmiştir.

**Çizelge 3.5:** Atık gazın ve yakma havasının ortalama sıcaklıkları.

Özellikler	Tanım	Birim	Değeri
Atık gazın ortalama sıcaklığı	$T_{ort,1}$	K	915,65
Yakma havasının ortalama sıcaklığı	$T_{ort,2}$	K	450,15

Çizelge 3.5'te elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre her iki akışkan için fiziksel özellikler Çizelge 3.6'da verilmiştir.

**Çizelge 3.6:** Giren akışkanların ortalama fiziksel özellikleri.

Özellikler	Birim	$T_{ort,1}$	$T_{ort,2}$
Yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	0,3859583	0,7830645
Özgül ısı	kJ/kg°C	1,12461	1,02072
Kinematik viskozite	Pa.s	$3,93 \times 10^{-5}$	$2,4845 \times 10^{-5}$
Dinamik viskozite	m <sup>2</sup> /s	$102,08 \times 10^{-6}$	$28,88 \times 10^{-6}$
Isıl iletkenlik	W/m°C	0,06355998	0,03707993
Prandtl sayısı		0,696939	0,682991

Her iki akışkanın elde edilen fiziksel özellikleri ile birim zamandaki ısı transferleri içindenkleme (3.2) kullanılır.  $\dot{m}$ , akışın kütleli debisi,  $\dot{V}$ , akışın hacimsel debisi olup kütleli debinin hacimsel debiye oranı ise akışkanın yoğunluğunu verir.  $\Delta T$ , giriş ve çıkış sıcaklık farkıdır [15].

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T, \dot{Q} = \dot{V}\rho\Delta T \quad (3.2)$$

Denkleme (3.2) ile elde edilen sonuçlar Çizelge 3.7'de gösterilmiştir. Elde edilen birim zamandaki ısı transferleri yaklaşık %1 farklılık olduğu görülmüştür.

**Çizelge 3.7:** Atık ısı ve yakma havası için birim zamandaki ısı transferi.

Tanım	Birim	$\dot{Q}$
Atık ısı	kJ/s	770,444
Yakma havası	kJ/s	777,092

### 3.3 Boru Adet Sayısı ve Boru Ara Mesafenin Tayini

#### 3.3.1 Boylamasına boru adet ve mesafe tayini

Çelik üretim tesisinin reküperatör uygulaması için sahip olduğu yer 3550 mm x 4000 mm x 1590 mm ölçülerindedir. Bu ölçülere istinaden tasarım kriterlerinde bahsedilen parametreler dikkate alınarak boru dizilimi yapılır. Basınç kayıplarının Euler sayısı ve boru yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının artırılması için blokaj oranı dikkate alındığından AxB değerinin 2x2 olması gerekmektedir. Sistem boyutsal olarak büyük ve Çizelge 3.3'te tanımlanan "normal" sütunundaki atık gaz sıcaklığının fazla olması sebebiyle boru diziliminde boylamasına boru adeti fazla olacaktır. Atık gazın sistem çıkışından önceki son dizilimdeki boru yüzeylerinde birim zamandaki ısı transferinin çok düşük olmamasını sağlayabilmek için denkleme (2.12)'de belirtilen kompaktlık tanımını sağlayan formülizasyon ikincil öneme sahiptir.

Enlemesine ve boylamasına dizilecek boruların sayısının belirlenmesi için bazı tanımlar yardımcı olacaktır.  $x$ , boylamasına tek sıra halinde dizilen boruların, ilk ve son borunun kontrol hacmini sınırlayan kısım arasındaki mesafedir.  $y$ , enlemesine tek sıra halinde dizilen boruların, ilk ve son borunun kontrol hacmini sınırlayan kısım arasındaki mesafedir.  $n$ , boylamasına borulardaki kaç tane  $S_L$  ölçüsünün olduğunun adettir.

Öncelikle boylamasına boru adet sayısını belirleyebilmek için denklem (3.3) ve denklem (3.4) kullanılır. Yakma havasının girişinde ölçüler sırasıyla 1700 mm x 1590 mm'dir (1700 mm boylamasına, 1590 enlemesine uzunluktur.).

$$nS_L+d_d+x=1700 \quad (3.3)$$

$$2d_d=S_L \quad (3.4)$$

İç ve dış ısı taşınım katsayıları, boru malzemesinin ısı iletim katsayısı, ısı transferi için toplam yüzey alanı ve logaritmik sıcaklık farkını dikkate alınarak hesaplanır. Toplam birim zamanda elde edilen Çizelge 3.7'deki ısı transfer değerlerini elde edebilmek için boru dış çapı, Çizelge 3.2'e istinaden  $d_d=60,3$  mm olarak belirlenmiştir. Boylamasına yakma havasının giriş kısmındaki kanal tipi reküperatör için tanımlanan 1700 mm x 1590 mm ölçülerinde en fazla 14 adet boru yerleştirilmesi yapılabilir.

### 3.3.2 Enlemesine boru adet ve mesafe tayini

Denklem (3.5)'te yer alan formül ile enlemesine boruların adet hesabı yapılır. m, enlemesine borulardaki kaç tane  $S_T$  ölçüsünün olduğunun adetidir.

$$mS_T+d_d+y=1590 \quad (3.5)$$

Çizelge 3.2'de verilen  $d_d=60,3$  mm değeri tüm borularda geçerlidir. Böylece enlemesine 13 adet boru dizilimi sağlanabilir. Dolayısıyla yakma havası girişinde 14x13 yani 182 adet boru azami olarak yerleştirebilir. Yakma havasının çıkış kısmında 1720 mm x 1590 mm ölçüsü yakma havası giriş kısmındaki 1700 mm x 1590 mm ölçüsüne yakın olduğundan yani enlemesine 20 mm fark olduğundan aynı şekilde 14x13 boru dizilimi yapılabilir.

Yakma havası için ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken Çizelge 3.5'te belirtilen ortalama sıcaklık değeri dikkate alınarak fiziksel özellikler her iki kısım için (yakma havası giriş ve çıkışında) aynı değerlere sahip olacaktır. Dolayısıyla tüm boru çapları aynı olduğundan kabul edilen bu durum için giriş ve çıkışta Reynolds sayıları eşit olacaktır. Reynolds sayısını hesaplayabilmek için,  $\rho$  yoğunluk, u, hız, D, dairesel çap,  $\mu$ , dinamik viskozite, denklem (3.6) kullanılır [15].

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (3.6)$$

Buna ilaveten Reynolds sayısını hesaplanması için  $u$  değerini belirlenmesi gerekir.  $\dot{V}$ , hacimsel debi,  $A_y$ , yüzey alanı, kullanılarak hız değeri elde edilir. Denklem (3.7)'de hızın hesaplanması için formülizasyon verilmiştir [15].

$$\dot{V} = u A_y \quad (3.7)$$

Sistem içintoplam ısı transfer yüzey alanında belirlenmesi gerekmektedir.  $z$ , tüm boruların kesit alanı,  $L$ , boru yüksekliği,  $c$ , giriş veya çıkış kısmı için toplam boru dizilimi,  $14 \times 13$ ,  $A$ , yüzey alanı denklem (3.8) ile gösterilmiştir [15].

$$A = 2(\pi z L c) \quad (3.8)$$

Denklemin son olarak 2 ile çarpılma sebebi ise yakma havasının reküperatöre giriş ve çıkışındaki toplam boru sayısı aynı olduğundan toplam yüzey alanlarının da aynı olmasıdır.

$\Delta T_M$ , logaritmik sıcaklık farkı,  $K$  toplam ısı taşınım katsayısı olup, denklem (3.9)'da birim zamanda ısı transferi, denklem (3.10)'da ise logaritmik sıcaklık farkı ve son olarak denklem (3.11)'de ise toplam ısı taşınım katsayısı formülizasyonu gösterilmektedir [15].

$$\dot{Q} = K \Delta T_M A \quad (3.9)$$

$$\Delta T_M = \frac{\sqrt{(t_{1g} - t_{1ç})^2 + (t_{2ç} - t_{2g})^2}}{\ln \left[ \frac{(t_{1g} + t_{1ç}) - (t_{2g} + t_{2ç}) + \sqrt{(t_{1g} - t_{1ç})^2 + (t_{2ç} - t_{2g})^2}}{(t_{1g} + t_{1ç}) - (t_{2g} + t_{2ç}) - \sqrt{(t_{1g} - t_{1ç})^2 + (t_{2ç} - t_{2g})^2}} \right]} \quad (3.10)$$

$$t_{1g} = 820^\circ\text{C}, t_{1ç} = 465^\circ\text{C}, t_{2g} = 5^\circ\text{C}, t_{2ç} = 355^\circ\text{C},$$

$$t_{1g} + t_{1ç} = 1285^\circ\text{C}, t_{2g} + t_{2ç} = 360^\circ\text{C}, t_{1g} - t_{1ç} = 355^\circ\text{C}, t_{2ç} - t_{2g} = 350^\circ\text{C}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d_d}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_d}{2\lambda_m} \ln \left( \frac{d_d}{d_i} \right) + \frac{1}{h_d} \quad (3.11)$$

$\lambda_m=23,8$  W/mK, SUS410L malzemesinin ısı iletkenliğidir ve Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.  $h_i$ , boru içerisindeki ısı taşınım katsayısı,  $h_d$ , boru dışındaki taşınım katsayısı,  $d_i$ , boruların iç çapıdır ve Çizelge 3.2'e göre 57 mm alınır.

Yakma havasının sahip olacağı Reynolds sayısına göre akışın türü belirlenir. Reynolds sayısı için hacimsel debi ve girişteki toplam boru adeti ve boru çapına bağlı olarak yakma havası için akışın kesit alanı belirlenmelidir. Yakma havası nümerik hesaplamalarında "2" no'lu indis kullanılmıştır.

Denklem (3.12) ile yakma havanın hız değerinin belirlenmesi için verilmiştir [15].

$$\dot{V}_2 = u_2 A_{y2} \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)'de yakma havasının kabul edilen hız değeri ile ve Çizelge 3.5'te verilen ortalama sıcaklığına göre fiziksel özellikleri tanımlanarak nümerik olarak Reynolds sayısı hesaplanır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 3.8'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.8:** Yakma havasının Reynolds sayısı ve hız değeri.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Yakma havanın hız değeri	m/s	$u_2$	5,981
Yakma havanın Reynolds sayısı		$Re_{d,2}$	10745,07

### 3.4. Borularda Zorlanmış Isı Taşınım Katsayısı Hesabı

Çizelge 3.3'te atık gazın "normal" sütünü ile Çizelge 3.4'te yakma havasının "minimum" sütunları kabul edilerek, iç ve dış taşınım katsayılarının iç akış ve boru eksenine dik akışlarda kabul edilen denklem ve korelasyonlar kullanılarak nümerik olarak hesaplanacaktır.

#### 3.4.1 Dittus-Boelter denklemi

Dittus-Boelter tam türbülanslı akış için kullanılan bir denklemdir ve  $Re_{d,2} \gg 10000$  şartı sağlanması gerekir [19]. Denklem (3.13)'te boru içerisindeki  $h_i$  (taşınım) katsayısının belirlenmesi için Nusselt sayısının formülizasyonu gösterilmiştir [19]. Pr, Prandtl sayısıdır [15].

$$Nu_D = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (3.13)$$

n değeri iki akışkandan daha düşük sıcaklıkta olan kısımların ısı transferi hesabı için 0.3 sabiti alınarak denklem (3.13)'te kullanılır [19]. Çizelge 3.9'da ise nümerik hesaplanan iç taşınım katsayısı ve denklem (3.9)'da belirtilen birim zamandaki ısı transferi denkleminde yerine koyularak elde edilen dış taşınım katsayıları verilmiştir.

**Çizelge 3.9:** Yakma havanın taşınım katsayısı.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Yakma havanın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_i$	22,402
Atık gazın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_d$	16,651

### 3.4.2 Sieder-Tate korelasyonu

Dittus-Boelter denklemindeki gibi tam gelişmiş türbülanslı akış modellemelerinde yalnızca tercih edilen Sieder-Tate korelasyonu, iç akışlardaki  $h_i$  değerinin bulunmasında kullanılır. Denklem sınırları olarak denklem (3.14) ve (3.15)'te verilen ön şartlar sağlanması gerekir [15].

$$Pr > 0,7 \quad (3.14)$$

$$Re \geq 10^4 \quad (3.15)$$

Şartların sağlanmasının ardından ise denklem (3.16) kullanılarak birimsiz Nusselt sayısı hesaplaması yapılır. Formülde görülen son çarpım terimi denklem (3.16)'da düzeltme faktörü olarak kullanılır.  $\mu_o$ , ortalama duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite,  $\mu$ , akışkanın sahip olduğu ortalama sıcaklık değerindeki dinamik viskozitedir. Son çarpım terimi 0 ile 1 arasında değişkenliğe sahip olup, boru adet sayısının artmasıyla bu değer 1'e yaklaşır.

$$Nu_D = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_o} \right) \quad (3.16)$$

### 3.4.3 Gnielinski korelasyonu

Tam türbülanslı akış modellemelerinde tercih edilen Gnielinski korelasyonu için ön şart, Prandtl ve Reynolds sayılarının denklem (3.17) ve (3.18) belirtilen değerler arasında olmalıdır [15].

$$0,5 < Pr < 2000 \quad (3.17)$$

$$3000 < Re < 5 * 10^6 \quad (3.18)$$

Bu şartlar sağlandığı takdirde, f, sürtünme faktörü için denklem (3.19) kullanılabilir. Bu arada f, Moody diyagramından yada Petukhov tarafından geliştirilen Darcy sürtünme faktörüdür [15].

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (3.19)$$

Dittus-Boelter, Sieder-Tate ve Gnielinski korelasyonlarında elde edilen birimsiz Nusselt sayıları denklem (3.20)'de gösterildiği gibi  $h_i$  iç taşınım katsayısının nümerik hesaplanmasında kullanılır [15].  $k_2$ , akışkanın ısı iletim katsayısı olup burada yakma havasının ısı iletim katsayısı olarak kullanılmaktadır.

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_2} \quad (3.20)$$

Çizelge 3.10'da Gnielinski korelasyonu sonucu sırasıyla nümerik olarak elde edilen, sürtünme katsayısı, birimsiz Nusselt sayısı ve  $h_i$ ,  $h_d$  taşınım katsayıları elde edilmiştir.

**Çizelge 3.10:** Yakma havasının taşınım katsayıları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Sürtünme faktörü		f	0,031
Nusselt sayısı		$Nu_{D,2}$	31,19
Yakma havasının taşınım katsayısı	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	$h_i$	20,292
Atık gazın taşınım katsayısı	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	$h_d$	18,134

#### 3.4.4 Hidrodinamik ve ısıl bakımından tam gelişmiş türbülanslı akış

Literatürde (iç akışlarda) hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş türbülanslı akışın  $P \cong 1$  atm şartını sağlanmasıyla kullanılacak  $h_i$  katsayısı denklem (3.21)'de belirtilmiştir.  $t_m$ , iç akıştaki Kelvin cinsinden sıcaklık değeridir [15].

$$h_i = \left[ 4.13 + 0.23 \left( \frac{t_m}{100} \right) - 0,0077 \left( \frac{t_m}{100} \right)^2 \right] \frac{u^{0,75}}{d_i^{0,25}} \quad (3.21)$$



Çizelge 3.11'de hidrodinamik ve ısı bakımdan tam gelişmiş türbülanslı akış için nümerik olarak elde edilmiş  $h_i$  ve  $h_d$  katsayıları verilmiştir.

**Çizelge 3.11:** Havanın tam gelişmiş türbülanslı akış için taşınım katsayıları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Yakma havasının taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_i$	35,372
Atık gazın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_d$	12,925

### 3.4.5 Hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ısı bakımından tam gelişmemiş türbülanslı akış

Literatürde (iç akışlarda) hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ısı bakımından tam gelişmemiş türbülanslı akış için de bazı ön şartlarında sağlanması gerekecektir. Denklem (3.22), (3.23), (3.24)'deki şartların sağlanmasının ardından denklem (3.25)'te belirtilen Nusselt sayısı hesaplanır [15].

$$\frac{L}{d_i} = 60 \quad (3.22)$$

$$0,6 < Pr < 1000 \quad (3.23)$$

$$2300 < Re < 15 \cdot 10^4 \quad (3.24)$$

$$Nu_{D,2} = 0,16 \left( Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{2/3} \left[ 1 + (d/L)^{2/3} \right] \quad (3.25)$$

Çizelge 3.12'de hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ısı bakımından tam gelişmemiş türbülanslı akış için nümerik olarak elde edilen  $h_i$  ve  $h_d$  taşınım katsayılarının değerleri verilmiştir.

**Çizelge 3.12:** Havanın tam gelişmiş türbülanslı akış için taşınım katsayıları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Nusselt sayısı		$Nu_{D,2}$	54,713
Yakma havanın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_i$	35,592
Atık gazın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_d$	12,893

Nümerik olarak elde edilen  $h_d$  değerleri, boru eksenine dik akışlarda elde edilecek  $h_d$  değerleri ile karşılaştırılması yapılmalıdır. Kabul edilen şartlara göre sonuçların

birbirine yakın değerler olması tasarımın tutarlılığını gösterir. Atık gazın nümerik hesaplamalarında "1" no'lu indis kullanılmıştır.

Öncelikle reküperatöre girecek olan atık gazın denklem (3.26)'da belirtilen  $u_1$  değerinin nümerik olarak hesaplanması gerekmektedir.  $A_{y1}$ , atık gaz akışının kesit alanıdır. Boru dizilimi ve sistemin enlemesine sahip olduğu ölçüye istinaden boru dış yüzeylerinde akışın geçebileceği kesit alanı hesaplanmalıdır ( $A_{y1}$ ) ve hacimsel debi kullanılarak  $u_1$  elde edilir. Denklem (3.27)'de hidrolik çap değerinin belirlenmesi için,  $\zeta$ , atık gaz akış kesitinin çevresi ve denklem (3.26)'daki  $A_{y1}$  kullanılır. Bunun sonucunda ise denklem (3.28)'de belirtilen "1" no'lu indise sahip atık gazın Reynolds sayısı hesaplanır. Nümerik olarak elde edilen sonuç atık gazın akışı hakkında bilgi verir [15].

$$\dot{V}_1 = u_1 A_{y1} \quad (3.26)$$

$$D_H = \frac{4A_{y1}}{\zeta} \quad (3.27)$$

$$Re_{d,1} = \frac{\rho_1 u_1 D_h}{\mu_1} \quad (3.28)$$

Çizelge 3.13'te atık gaz için kabul edilen ısı (termal) şartlara istinaden nümerik olarak hesaplanan Reynolds sayısı ve sistem boyunca kabul edilen ortalama hız değeri verilmiştir. Bu değerler ile atık gazın sistemde tanımlanan dış taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılacaktır. Hesaplamalarda kullanılacak yöntemler ise boru eksenine dik akışlardaki korelasyon ve denklemlerden oluşmaktadır.

**Çizelge 3.13:** Atık gazın Reynolds sayısı ve hız değeri.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Atık gazın hız değeri	m/s	$u_1$	2,1389
Atık gazın Reynolds sayısı		$Re_{d,1}$	26466,504

### 3.4.6 Churchill ve Berstein denklemi

Boru eksenine dik akışlarda, Churchill ve Berstein denkleminde yararlanılarak ısı taşınım katsayısı denklem (3.29)'da gösterimi yapılan ön şartı sağlamalıdır. Denklem

(3.30) ile birimsiz Nusselt sayısı nümerik olarak hesaplanır.  $h_d$ , taşınım katsayısı hesabı için  $k_1$ , atık gazın ısı iletim katsayısından yararlanılarak denklem (3.31) ile hesaplanır [15].

$$Re_{d,1}Pr_1 \gg 0,2 \quad (3.29)$$

$$\overline{Nu}_{D,1} = 0,3 + \frac{0,62Re^{0,5}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.30)$$

$$\overline{Nu}_{D,1} = \frac{h_d D_h}{k_1} \quad (3.31)$$

Churcill ve Berstein denklemi ile kabul edilen şartlara istinaden atık gazın Nusselt sayısı ve  $h_d$  katsayısı Çizelge 3.14'te verilmiştir.

**Çizelge 3.14:** Atık gazın Nusselt sayısı ve taşınım katsayıları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Nusselt sayısı		$\overline{Nu}_{D,1}$	92,685
Atık gazın taşınım katsayısı	W/m <sup>2</sup> °C	$h_d$	4,67

### 3.4.7 Zukauskas korelasyonu

Boru eksenine dik akışlarda Zukauskas korelasyonu ile ısı taşınım katsayısı hesabı için sağlanması gereken ön şartlar vardır. Denklem (3.32) ve (3.33)'te belirtilen şartların sağlanması ile ısı taşınım katsayısı hesabı için denklem (3.34)'te Nusselt sayısı hesaplanır [15].

$$1 \leq Re_1 \leq 10^6 \quad (3.32)$$

$$0 < Pr_1 \leq 500 \quad (3.33)$$

Eğer  $Pr_1 < 10$  şartı mevcut ise denklem (3.34)'te gösterimi yapılan  $Pr_1$ 'e ait "n" üstel değeri 0.36 olarak alınabilir.  $C=0.27$  ve  $m=0.63$  sabitleri ise düz sıra dizilimde Reynolds sayısına bağlı olarak alınan sabit değerlerdir [15].  $Pr_{s,1}$ , yoğunlaşan sıvının Prandtl sayısıdır. Reküperatör sistemlerinde dolayısıyla denklem (3.35) yaklaşık olarak 1'dir.

$$\overline{Nu_{D,1}} = C(Re_{d,1}^m)Pr_1^n \frac{Pr_1}{Pr_{s,1}} \quad (3.34)$$

$$\frac{Pr_1}{Pr_{s,1}} \approx 1 \quad (3.35)$$

Kabul edilen şartlara istinaden atık gazın birimsiz Nusselt sayısı Zukauskas korelasyonu kullanılarak hesaplanır ve elde edilen Nusselt sayısı ile atık gazın ısı iletim katsayısı da kullanılarak  $h_d$  (boru dışındaki, boruya dik eksendeki akışlarda ısı taşınım katsayısı) taşınım katsayısı nümerik olarak hesaplanır. Elde edilen sonuç ve nümerik olarak hesaplanan birimsiz Nusselt sayısı Çizelge 3.15'te verilmiştir.

**Çizelge 3.15:** Atık gazın Nusselt sayısı ve taşınım katsayıları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Nusselt sayısı		$\overline{Nu_{D,1}}$	224,13
Atık gazın taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$	$h_d$	11,292

### 3.4.8 Hilpert korelasyonu

Boru eksenine akışlarda taşınım katsayısı hesaplanmasında kullanılan bir diğer korelasyon ise Hilpert korelasyonudur. Her tür boru diziliminde kullanılan ve uygulanabilen C ve m sabitleri boru eksenine dik akışlarda Reynolds sayısına bağlı olarak değişmektedir [15]. Düz sıra dizimli borularda Çizelge 3.16'ya göre seçimi yapılır. Reynolds sayısına göre C ve m sabitleri hesaplanması sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanılabilir. Elde edilen değerler denklem (3.37)'de kullanılacaktır.

**Çizelge 3.16:** Boru eksenine dik akışlarda Nusselt sayısı için sabit değerler.

$Re_{d,1}$	C	m
0,4-4	0,989	0,33
4-40	0,911	0,385
40-4 * 10 <sup>3</sup>	0,683	0,466
4 * 10 <sup>3</sup> -4 * 10 <sup>4</sup>	0,193	0,681
4 * 10 <sup>4</sup> -4 * 10 <sup>5</sup>	0,0266	0,805

Hilpert korelasyonu için denklem (3.36)'da belirtilen ön şart sağlanmalıdır. Denklem (3.37)'de ise Nusselt sayısı hesaplanır [15].

$$0.7 < Pr < 500 \quad (3.36)$$

$$\overline{Nu}_{D,1} = C(Re_{d,1}^m)Pr_1^{1/3} \quad (3.37)$$

Zukauskas korelasyonun vermiş olduğu  $h_d$  taşınım katsayısı ile literatürde tanımlanan hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş, hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ısıl bakımdan tam gelişmemiş türbülanslı akışlarda nümerik olarak elde edilen  $h_d$  değerleri Çizelge 3.11 ve 3.12'deki gösterimi ile tutarlılığı görülebilir.

### 3.5 Akışkanların Giriş ve Çıkış Hızları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yönteminde ihtiyaç duyulabilecek bir diğer konu ise atık gaz ve havanın sisteme giriş ve çıkış hızlarıdır. Bu konuda atık gazın ve yakma havasının hacimsel debi veya kütleli debileri kullanılır. Yakma havasının için bacanın (duct) giriş, çıkış çapları gerekirken atık gazın için ise hidrolik çap yardımcı olacaktır.

#### 3.5.1 Yakma havasının reküperatör girişindeki hız tayini

Yakma havasının reküperatör borularına girişinden önceyer alan bacanın (duct) çap değeri tayini yapılır. Bu çap değerine istinaden denklem (3.38)'de belirtilen nümerik formül kullanılır [15]. Denklemden kullanılan terimlerin "2" no'lu indise sahip olmasının sebebi ise yakma havasını tanımlamalarıdır.

$$\dot{V}_2 = u_{giriş,2} A_{giriş,2} \quad (3.38)$$

Kabul edilen şartlara istinaden yakma havasının reküperatöre giriş şartları Çizelge 3.17'de verilmiştir.

**Çizelge 3.17:** Baca girişindeki yakma havasının hız, çap ve debi değerleri.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Üst giriş çapı	mm	$d_{giriş,2}$	700
Havanın debisi	$m^3/h$	$\dot{u}_2$	10000
Giriş hızı	m/s	$u_{giriş,2}$	7,22

### 3.5.2 Havanın çıkış hızı tayini

Yakma havasının fırına gönderilmeden önce sistemin çıkışında, baca kısmı yer almaktadır. Bir bakıma belirlenen çap değeri ile basıncı artırılarak fırına yakma havasının yönlendirilmesi sağlanır. Denklem (3.39)'da nümerik olarak yakma havasının reküperatör sistemi çıkışındaki hız değeri elde edilir [15].

$$\dot{V}_2 = u_{\text{çıkış},2} A_{\text{çıkış},2} \quad (3.39)$$

Kabul edilen şartlara istinaden yakma havanın reküperatörden çıkış şartları Çizelge 3.18'de verilmiştir.

**Çizelge 3.18:** Baca çıkışında yakma havasının hız, çap ve debi değerleri.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Üst çıkış çapı	mm	$d_{\text{giriş},2}$	900
Havanın debisi	$\text{m}^3/\text{h}$	$\dot{u}_2$	10000
Çıkış hızı	m/s	$u_{\text{giriş},2}$	4,37

### 3.5.3 Atık gazın giriş ve çıkış hızları tayini

Düz dizilimli ve her iki boru düzeneğinde 60,3 mm çapına sahip 14x13 adet borudan oluşan yapıların  $D_h$  değeri sabit olacağından  $u_{\text{giriş},1} = u_{\text{çıkış},1}$  şartı sağlanmalıdır.

### 3.6 Geçiş Birim Sayısı ve Reküperatörün Verimliliği (Etkenliği)

Kays ve London genel bir formül oluşturup, farklı tipte olan reküperatör tasarımlarının birbirleriyle performans karşılaştırması için termal verimlilik (etkenlik) tanımını öne sürerek dikkat çekmişlerdir.

$\epsilon$  ile gösterilen termal verimlilik hesaplaması ise denklem (3.40)'da belirtilmiştir. "1" no'lu indis atık gaz için tanımlanmış iken "2" no'lu indis ise yakma havası için tanımlanmıştır.  $(\dot{m}c_p)_{\min}$  ise atık gaz veya yakma havası için hangisinin değeri küçük ise ona eşittir. Yani  $\dot{m}_1 c_{p1} < \dot{m}_2 c_{p2}$  olursa  $\dot{m}_1 c_{p1} = (\dot{m}c_p)_{\min}$  olarak düşünülmelidir [15].

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{mevcut}}}{Q_{\text{mak}}} = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} \Delta T_1}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{1h})} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} \Delta T_2}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{1h})} \quad (3.40)$$

Çapraz akışlı ve akışların birbirine karışmadığı durumlarda farklı bir hesaplamada bulunmaktadır. Burada ise formülizasyon için farklı bir yorumlama yapılmasına da olanak sağlanmıştır. C değeri  $(\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$  olarak değerlendirilmiştir. n değeri ise N, değeri geçiş birim sayısı, termal etkenliğinin (verimliliğinin) bir fonksiyonudur. Basitleştirilmiş olarak ise  $n = N^{-0,22}$  verilir. Bu değerler bir araya getirildiğinde ise termal verimliliğinin çapraz akışlı akışlar için uygulanabilirliği denklem (3.41) ve (3.42)'de gösterilmiştir [15].

$$N = \frac{KA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (3.41)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn}\right] \quad (3.42)$$

Çelik üretim tesisi tarafından reküperatör uygulaması için ayrılan alana istinaden boru dizilimi, 2x2,  $\beta=0,5$ , Çizelge 3.3'te atık gaz için "normal" ve yakma havası için "minimum" sütunlarını kabul alınarak tasarlanılan reküperatör için elde edilen nümerik değerde ısı verimliliği %45,22 civarındadır. Çizelge 3.19'da kabul edilen ısı verilerine istinaden tasarlanılan reküperatörün birim zamandaki ısı transferi formülündeki terimlerin değerleri ve elde edilen ısı etkenlik verilmiştir.

**Çizelge 3.19:** Reküperatör tasarım sonucu elde edilendeğerler.

Tanım	Veri	Birimi
K	9,315	W/m <sup>2</sup> K
A	199,97	m <sup>2</sup>
$\Delta T_M$	413,6	K
$\varepsilon$	0,4522	
$(\dot{m}c_p)_{\min}$	2,0902	W/K

### 3.7 Basınç Düşümü ve Pompa Gücü

Sistemin bir ucundaki basınç değeri ile çıkışındaki basınç değeri arasında farkın oluşması sistem içerisindeki akışın kesitindeki değişimler sebebiyle gerçekleşir.  $\sum(\Delta_P)_t$ , boru içindeki havanın ve atık gazın basınç kayıplarının toplamıdır. Sonuç olarak, toplam basınç düşüşü hesabı için denklem (3.43) kullanılır [15].

$$\sum(\Delta_P)_t = \Delta_{P_1} + \Delta_{P_2} \quad (3.43)$$

yakma havasının sistem içerisinde hareketini sağlayan gerekli fan, kompresör veya pompa gücü nümerik olarak hesaplanabilir. P, harcanan güç,  $\eta_{pompa}$ , pompa verimi,  $\dot{V}_2$ , pompa vasıtasıyla zorlanmış akışın hacimsel debisidir. Denklem (3.44)'te yakma havasının sistem içerisinde hareketinin sağlanması için gerekli olan güç hesabı verilmiştir [15].

$$P = \frac{\dot{V}_2 \sum(\Delta_P)_t}{\eta_{pompa}} \quad (3.44)$$

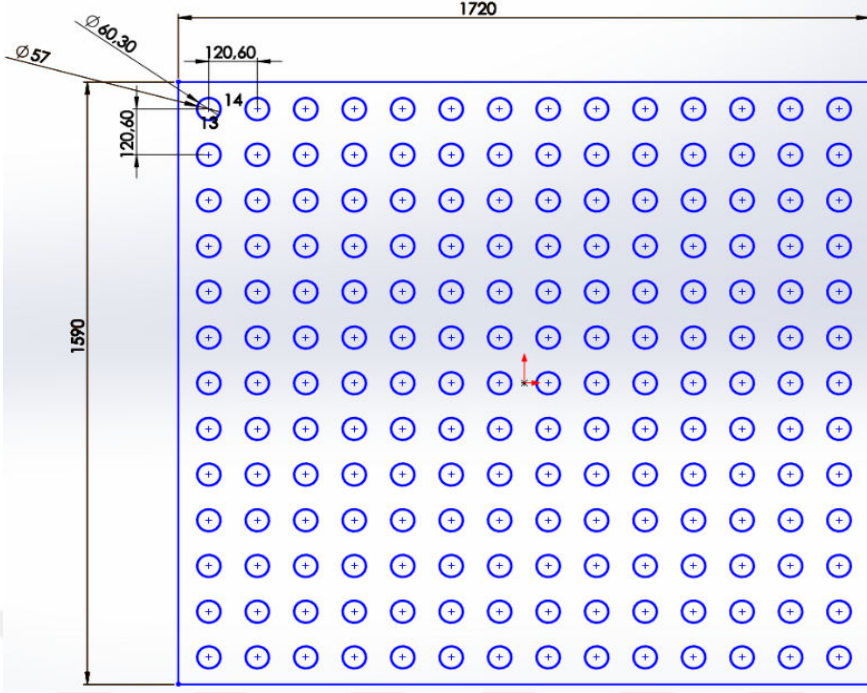


#### 4. CAD PROGRAMI İLE 3 BOYUTLU REKÜPERATÖR TASARIMI

Çelik üretimi yapan tesisin reküperatör uygulaması için ayrılmış olduğu kısım 3550 mm x 4000 mm x 1590 mm ölçülerindedir. Dikkate alınan reküperatör tasarımında 3550 mm boy ölçüsü olup, yakma havasının çıkış kısmının uzunluğu 1720 mm olarak belirtilmiştir. Giriş kısmı ise 1700 mm ölçüsündedir. 130 mm ise her iki borulu sistemi birbirinden ayırma için kullanılmıştır. 4000 mm yükseklik ölçüsü ise, 2900 mm boru uzunluğu, 400 mm boruların altındaki plenumun yüksekliği ve boruların üst kısmında yer alan yakma havasının giriş ve çıkış kısmındaki baca (duct) kısmı için 700 mm ölçüsü olarak tasarlanmıştır. 1590 mm ölçüsü ise sistemin genişliği olup atık gazın boru dizilimleri sonucu geçebileceği akış bölgesidir.

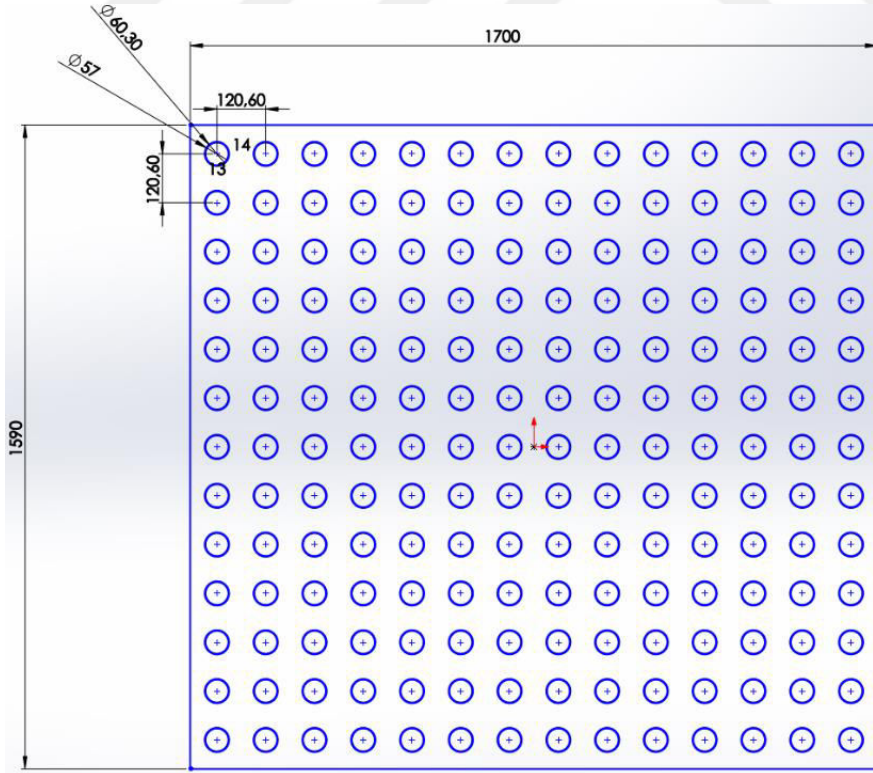
Modelin sonlu elemanlara dönüştürülmesi ve sonlu hacim yöntemi kullanılarak elde edilecek sonuçlara istinaden, kısmi olarak tanımlanan bölgelerin ölçülerinde değişiklik yapabilme fırsatı da sunacaktır. Örneğin tam gelişmiş türbülanslı akışın elde edilememesi sonucu boru uzunluklarını arttırılarak ya plenum ya da baca kısmı için tanımlanan ölçülerin azaltılması düşünülebilir.

Şekil 4.1'de CAD (Computer Aided Design) programı ile 2D (iki boyutlu) olarak yapılmış olan boru dizilimine ait gösterim mevcuttur ve 1720 mm x 1590 mm ölçülerindeki yakma havasının çıkışındaki boruların dizilimine dair bilgi vermektedir. Çalışmada Çizelge 3.2'de belirtilen 60,6 mm dış çap ve 1,65 mm et kalınlığındaki boru tipi tercih edilmiştir. Borular arası mesafe basınç kayıplarının daha fazla oluşmaması için 2x2 dizilimi ile  $S_T=S_L=120,6$  mm olacak şekilde belirlenmiştir.



**Şekil 4.1:** CAD modelinde 2D 1720 mm x 1590 mm gösterimi.

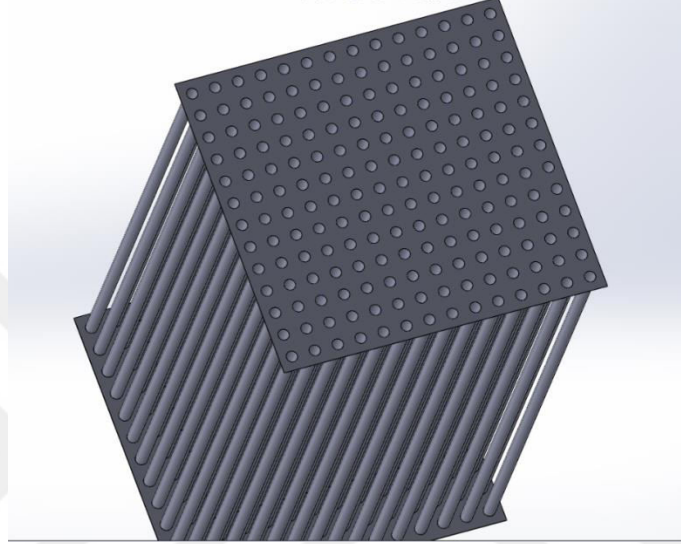
Şekil 4.2'de ise yakma havasının reküperatörün girişindeki tanımlanan 1700 mm x 1590 mm ölçülerindeki boru dizilimine dair 2D (iki boyutlu) gösterimi mevcuttur.



**Şekil 4.2:** CAD modelinde 2D 1700 mm x 1590 mm gösterimi.

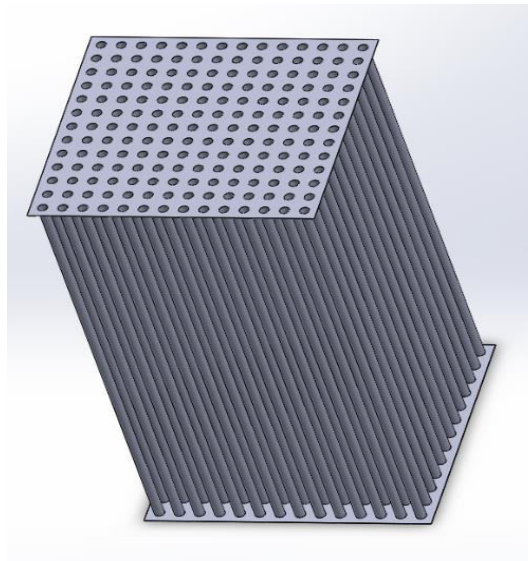
Sistemin her iki dizilimide düz sıra olup boru adetleri 14x13 olacak şekildedir. Hem basınç kayıplarını hem de ısı transferinin etkisini dikkate alarak  $\beta$  oranı 0.5 olarak tercih edilmiştir.

Şekil 4.3'te 1700 mm x 1590 mm ölçülerindeki reküperatörün üç boyutlu gösterimi mevcuttur. Boruların altına ve üstüne gelebilecek diğer parçaların montajını sağlayabilmek için düz sac ile bağlantısı yapılmıştır.



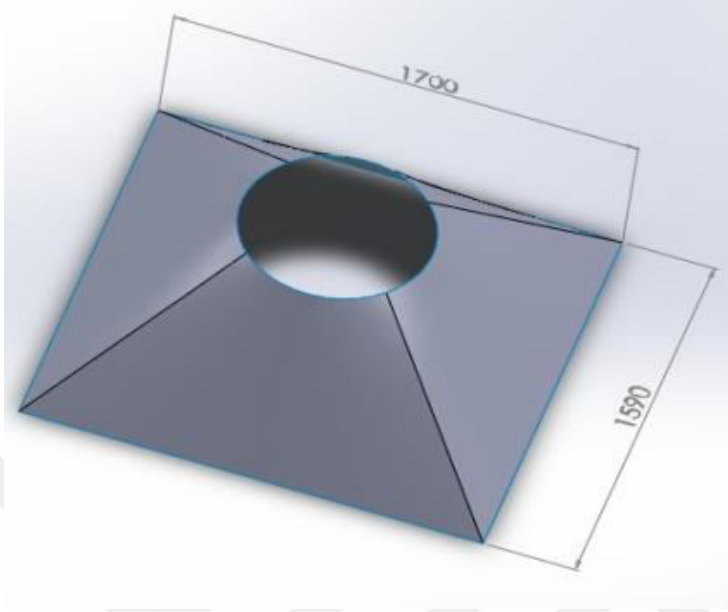
**Şekil 4.3:** 3D 1700 mm x 1590 mm gösterimi.

Şekil 4.4'te aynı şekilde 1720 mm x 1590 mm ölçülerindeki reküperatörün üç boyutlu gösterimi mevcuttur.



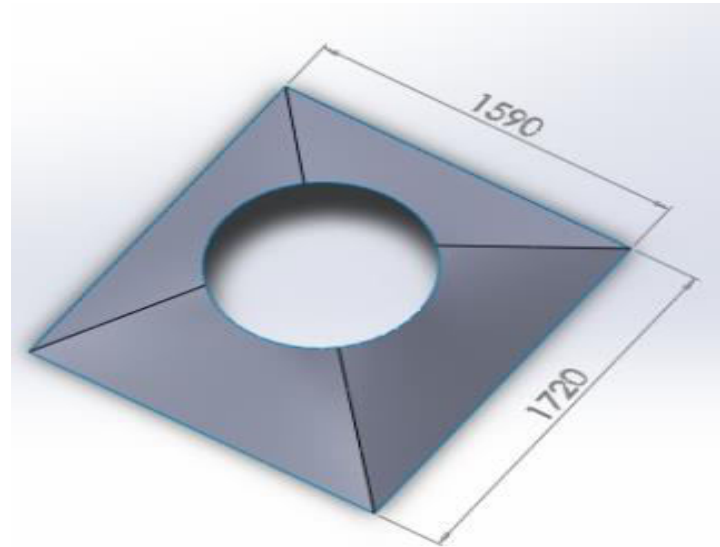
**Şekil 4.4:** 3D 1720 mm x 1590 mm gösterimi.

Şekil 4.5'te ise 1700 mm x 1590 mm ölçüsündeki reküperatörün üst kısmında yer alan baca (duct) kısmının tasarımı mevcuttur. Bir bakıma yakma havasının girişi de burada yapılır.



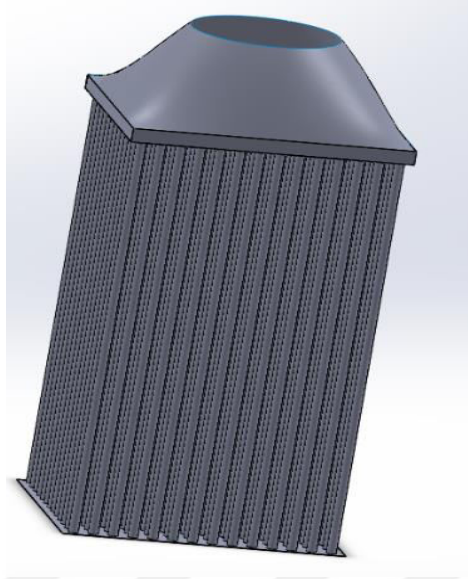
**Şekil 4.5:** Yakma havasının giriş kısmı.

Şekil 4.6'da ise reküperatör borularından ayrılan ve yüksek sıcaklığa ulaşmış yakma havasının sistemden terk ederken geçeceği baca (duct) kısmına ait gösterim bulunmaktadır.



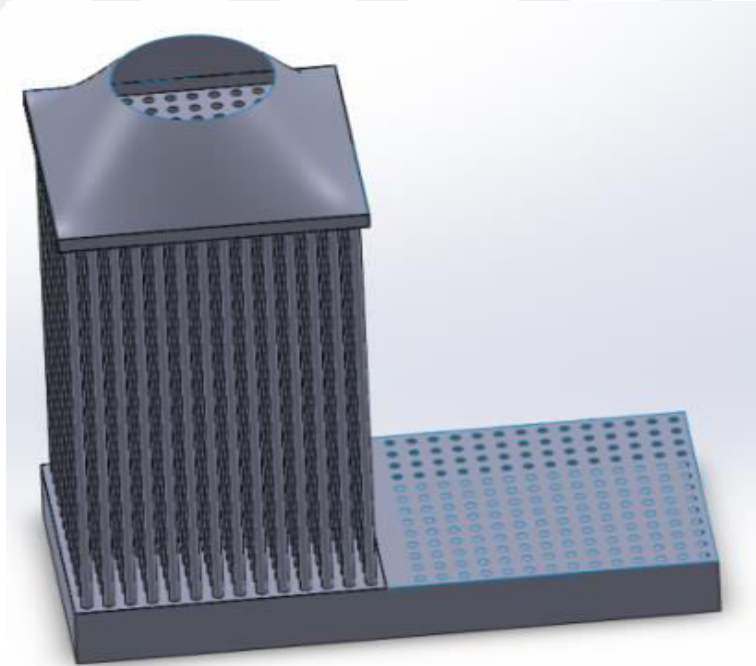
**Şekil 4.6:** Yakma havasının reküperatörden çıkış kısmı.

Şekil 4.7'de ise Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'teki tasarımı yapılan parçaların montajı yapılmıştır.



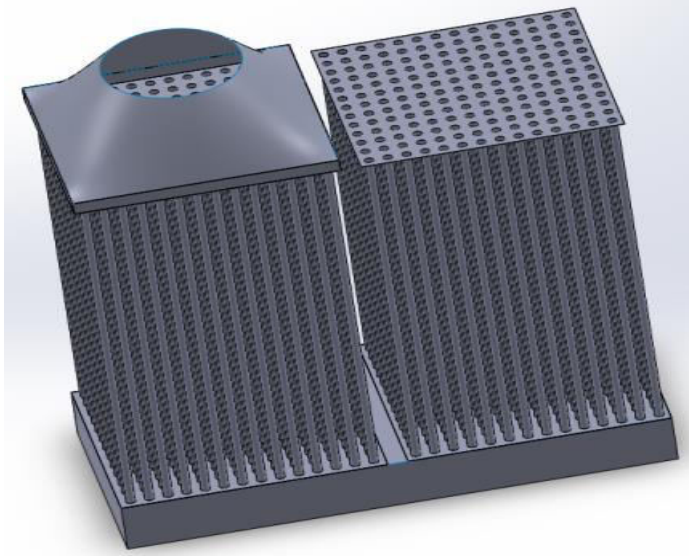
**Şekil 4.7:** Tasarım montajı.

Şekil 4.8'de ise Şekil 4.7'deki montajın plenum ile montajı yapılmıştır.



**Şekil 4.8:** Tasarım montajı-2.

Şekil 4.9'da ise Şekil 4.3'te gösterimi yapılan boru düzeneğinin Şekil 4.8'e dahil edilmiş hali gösterilmiştir.



**Şekil 4.9:** Tasarım montajı-3.

Şekil 4.10'da ise Şekil 4.5'teki baca ile her iki bacanın arasına atık gazın kontrol hacminin dışına çıkışını (sızdırma) önleyebilmek için 130 mm x 1590 mm ölçülerinde parça monte edilmiştir.



**Şekil 4.10:** CAD modelinde tamamlanmış reküperatör montajı.

Reküperatör tasarımı üç boyutlu (3D) olarak yapılmıştır. Tasarım, SEY (sonlu elemanlar yöntemi) ile akış kontrol hacimlerinin oluşturulmasında araç olarak kullanılacaktır.

## 5. İÇ ve DIŞ AKIŞLARDAKİ SINIR TABAKA HESAPLAMALARI

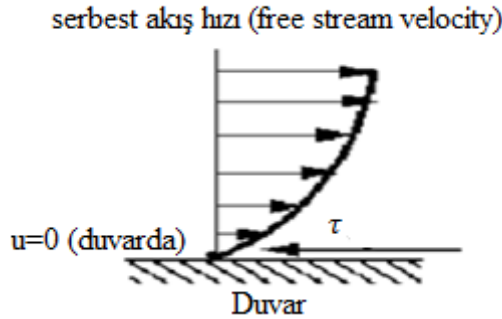
### 5.1 Viskoz Akış Tanımı

Akışta viskozite etkisi büyük ise akış ‘viskoz (sürtünmeli) akış’ adını alır. Akışın viskozitesinden dolayı, yüzey ile akışkan arasında hız sınır tabakası oluşur. Viskoz akışlarda, akışın karakterine bağlı olarak iki tür akış türü söz konusudur. Bunlar sırasıyla laminar ve türbülans akışlardır [16].

Laminar akışta, akış yapısı, akış tabakalarının hareketi ile tanımlanır. Komşu tabakalar birbirlerine karışmaz ve tek bir çizgi halinde hareket ederler. Türbülanslı akışta ise, akış yapısı düzensiz olup üç boyutta hareket eden partiküllerle tanımlanır. Hız dalgalanmaları nedeniyle tabakalar arası momentum transferi söz konusudur [16].

#### 5.1.1 Viskoz akışta hız dağılımı ve boru içerisindeki akışın gelişimi

Viskoz akışlarda, akışkan viskozitesinden dolayı katı yüzeyde bir yapışma, yani akış hızının sıfır olması söz konusudur. Katı yüzeyden uzaklaştıkça hızın sıfır değerinden, serbest akış hızı değerine ulaştığı tabakalaşmaları mevcuttur. Şekil 5.1'deki örnek olarak (laminar) akışta hızın levha uzunluğu boyunca nasıl geliştiği gösterilmiştir [16].



Şekil 5.1: Viskoz akışta hız dağılımı [16].

Boru içerisinde akışın hidrodinamik açıdan gelişim mesafesi, laminar ve türbülans akışta farklı olduğu kabul edilir [16].

Laminar akış için hidrodinamik açıdan hızın parabolik yapısı sağlanması için gerekli akışın uzunluğu, denklem (5.1)'deki gibi bulunabilir [16].

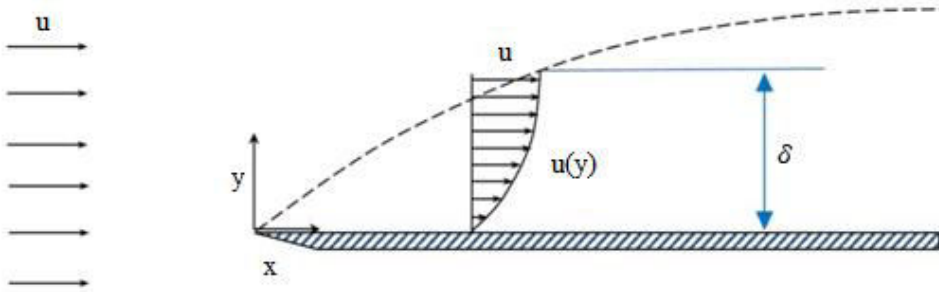
$$L_{\text{hidrolik}} = 0,0288Re d_i \quad (5.1)$$

Boru içerisindeki türbülanslı akışın hidrodinamik açıdan gelişimi için denklem (5.2)'deki formülizasyon kabul edilir [16].

$$L_{\text{hidrolik}} = 0,693Re^{0.25} d_i \quad (5.2)$$

### 5.1.2 Sınır tabaka oluşumu

Şekil 5.2'de gösterilen viskoz bölgedeki hız gelişimi, katı düz yüzey (levha, dış akış) üzerinden akabilmek için akışın sahip olduğu hızın sıfır değerinden itibaren artar. Duvara yakın akış tabakaları aralarındaki sürtünmenin etkisi fazla olduğundan hız oldukça yavaştır. Serbest akış hız profiline %1'i kadar düşük değerde olması, viskoziteden etkilendiğini ifade eder ve duvardan itibaren bu hız değerine ulaşmasına kadar olan kısma hız (momentum) sınır tabakası denir [16].



Şekil 5.2: Hızsınır tabakası [16].

Eğer sınır tabaka çok ince ise, yüzeye normal hız gradyeni ( $du/dy$ ) büyür. Dolayısıyla Newton'un viskozite yasasına göre kayma gerilmesi  $\tau = \mu(du/dy)$  değeri de aynı şekilde artar [16].

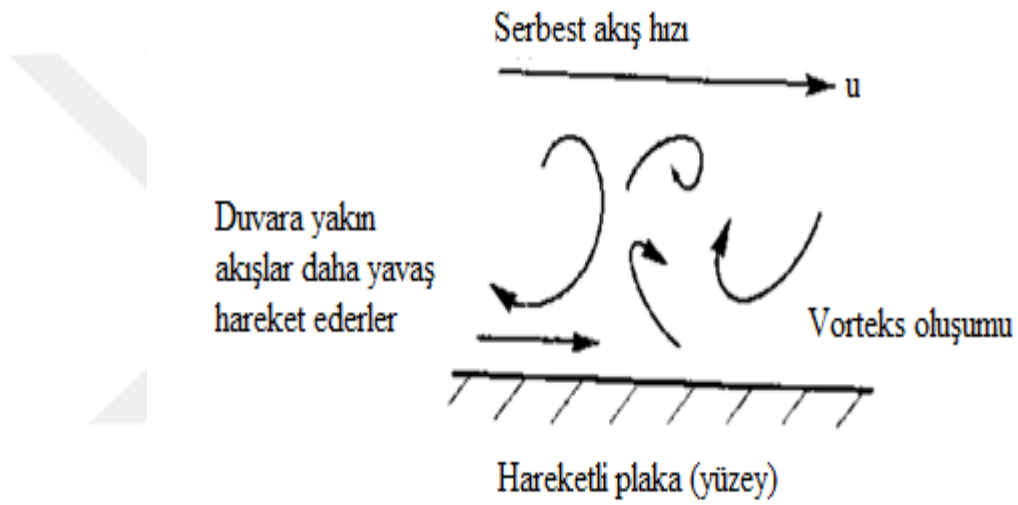
Sınır tabaka kalınlığı büyük olduğu zaman ise, hız gradyeni ve kayma gerilmesi azalır. Eğer yalnızca viskoz kuvvetler daha güçlü ise akış yavaşlar ve durur [16].

Akışın durmadığı ve viskoz kuvvetlerin etkili olduğu durumlarda ise akış laminar olur ve Newton'un viskozite yasası uygulanır. Sınır tabakanın bu kısmındaki bilinen adı ise laminar sınır tabakadır [16].



Akışkanın hızlı hareket ettiği bölgeden daha yavaş hareket ettiği bölgeye doğru momentum transferi olur. Tam tersine durumlarda ise, yavaş hareket eden akışkan daha hızlı hareket eden akışkanı yavaşlatır. Net etki sınır ise sınır tabakadaki momentumun artışı sağlar ve bu da türbülans sınır tabaka olarak adlandırılır. Türbülans sınır tabakadaki kütle, momentum, enerji, laminar sınır tabakaya oranla daha büyük ölçeklidir. Türbülans sınır tabakası yalnızca çok yüksek Reynolds sayılarında gerçekleşir [16].

Şekil 5.3'te akışın tam gelişmiş veya gelişmemiş durumunda hareket eden bir plaka üzerindeki düzensizliği gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Türbülanslı akışta hareket eden plaka üzerindeki düzensizlik [16].

## 5.2 Toplam Sınır Tabaka Kalınlığının Belirlenmesi

$\delta$ , sınır tabaka kalınlığı, akışın tam gelişmiş veya gelişmemiş durumlarında serbest hız profilinin %99'una ulaşmış hızı ile duvar arasındaki mesafedir. Denklem (5.3)'te bu yaklaşım gösterilmiştir. Buradaki mesafe ise duvarın normaline doğru oluşur. Nümerik olarak serbest akış hızının değeri bilinmesi dahilinde sınır tabakadaki maksimum hız değeri elde edilir.  $u(y)$ , sınır tabakadaki  $y$  eksenine (duvarın normali) bağlı maksimum hız,  $u_\infty$ , serbest akış hızıdır [16].

$$u(y) = 0,99u_\infty \quad (5.3)$$

## 5.2.1 Düz yüzey üzerinde sınır tabaka yüksekliği

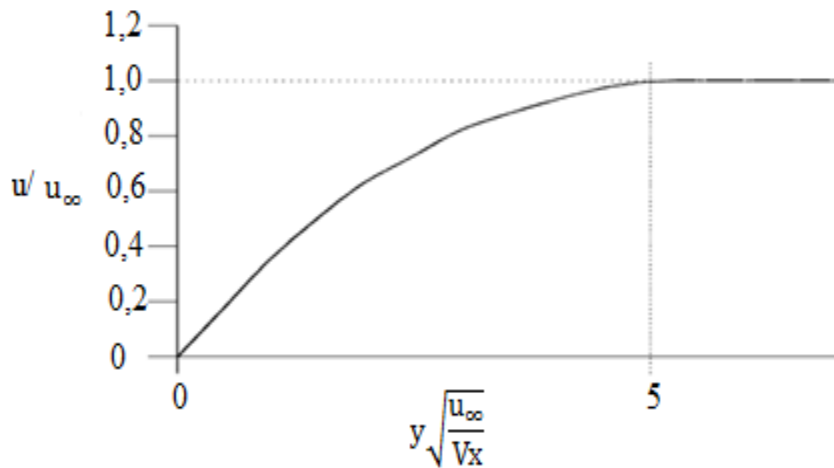
### 5.2.1.1 Blasius denklemi ile düz yüzey üzerinde laminar sınır tabaka kalınlığı

Blasius denklemi ile düz yüzey (levha, dış akış) üzerinde laminar hız sınır tabaka kalınlığının nümerik hesabı yapılır. Blasius denklemi, denklem (5.4)'te gösterilmiştir.

$\delta_L$ , laminar sınır tabaka kalınlığı,  $x$ , duvara paralel yatay eksen uzunluğu,  $\nu$ , kinematik viskozite,  $u_\infty$ , serbest akış hızı,  $Re_x$ ,  $x$ 'e bağlı Reynolds sayısıdır. Denklem (5.4)'te belirtilen formülizasyon ile  $\delta_L$  nümerik olarak hesaplanabilir [16].

$$\delta_L(x) = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (5.4)$$

Laminar hız sınır tabaka kalınlığı  $u(y)=0.99u_\infty$  şartı sağlandığında Şekil 5.4'te grafik elde edilir. Blasius, laminar sınır tabakası hesabı için tek yönde sabit hızda sonsuz uzunluktaki düz yüzey (levha) üzerinde ilerleyen dış akışı inceler [16].



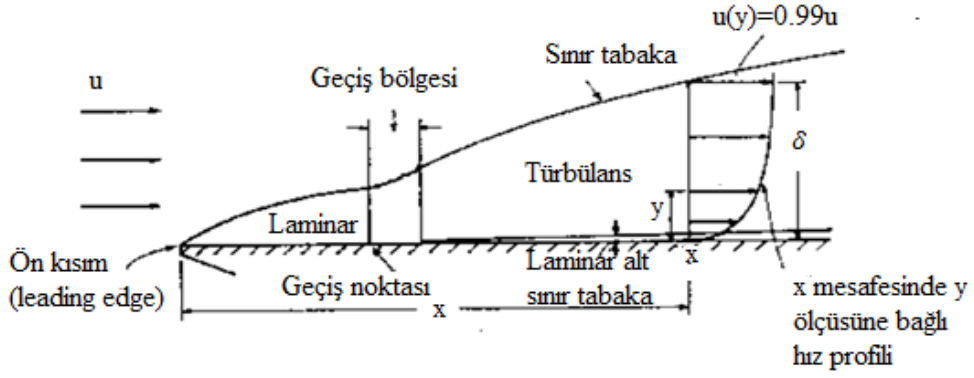
Şekil 5.4: Blasius laminar hız sınır tabaka [16].

### 5.2.1.2 Düz yüzey üzerinde türbülans sınır tabaka kalınlığı

Düz yüzey (levha, dış akış) üzerinde türbülans sınır tabaka kalınlığı denklem (5.5)'te gösterildiği gibi hesaplanır.  $\delta_T$ , dış akışlarda türbülans sınır tabaka kalınlığıdır [16].

$$\frac{\delta_T}{x} \approx 0,37 \sqrt{Re_x^{1/5}} \quad (5.5)$$

Düz yüzey (levha) üzerindeki akışların akış türlerine göre hız sınır tabaka gelişimi Şekil 5.5'te gösterilmiştir.



**Şekil 5.5:** Düz yüzey (levha) üzerindeki akış türlerine hız sınır tabaka gelişimi [16].

Düz yüzey (levha) üzerindeki yerel Reynolds sayısı hesabı için denklem (5.6) kullanılır.  $x$  değerine bağlı serbest akış bölgesinde Reynolds sayısı hesaplanır. Buna istinaden de hız sınır tabakanın maksimum değeri nümerik olarak hesaplanabilir.

$$Re_x = \frac{u_\infty x}{\nu} \quad (5.6)$$

Düz yüzey (levha) üzerindeki kritik Reynolds sayısı ise denklem (5.7)'de belirtilmektedir.

$$(Re_x)_{kr} = 5 \cdot 10^5 \quad (5.7)$$

Dolayısıyla  $Re_x < 5 \cdot 10^5$  durumunda laminar akış, tam tersi durumda yani  $Re_x > 5 \cdot 10^5$  iken türbülanslı akış olarak kabul edilir.

### 5.2.2 Boru dışındaki hız (momentum) sınır tabaka kalınlığı

Boru yüzeylerindeki hız sınır tabakası hesabında taşınım kuvveti ve viskoz kuvvetinin denklemleri kullanılarak birimsiz Reynolds sayısı ile tahmini yapılabilir. Her iki denklemin eşitliği denklem (5.8)'de verilmiştir [16].

$$\frac{\rho u^2}{L} = \frac{\mu u}{\delta^2} \quad (5.8)$$

$\delta$ , boru yüzeyindeki hız (momentum) sınır tabakası kabul edilen hesabı denklem (5.9)'da verilmiştir.

$$\delta = L Re^{0.5} \quad (5.9)$$

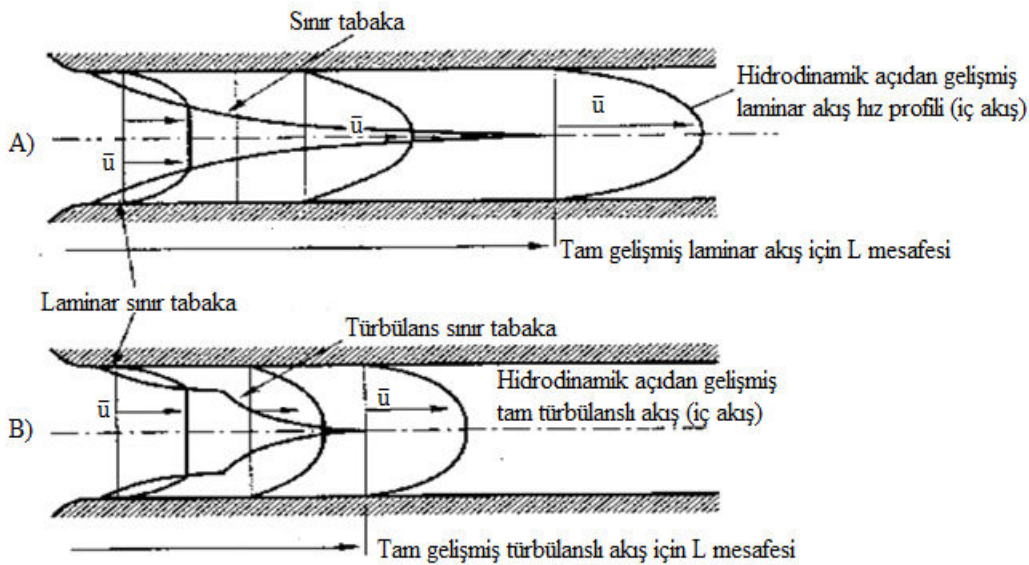
### 5.2.3 Boru içerisindeki hız (momentum) sınır tabaka kalınlığı

Reynolds sayısına bağılı olarak boru içerisinde akış türü belirlenir. Birimsiz Reynolds sayısına bağılı olarak değerlendirilen bu kritere göre  $Re < 2300$  olduğu takdirde laminar,  $2300 < Re < 4000$  arasındaki iken geçiş akışı ve son olarak ise  $Re > 4000$  olduğu takdirde türbülanslı akış gerçekleşir [17].

Boru içerisindeki hız sınır tabaka kalınlığı hidrodinamik açıdan akışın gelişmesi ile tam gelişmiş akış (iç akış) durumuna ulaşır. Bu gelişim içerisinde kalınlık sürekli artar. Dolayısıyla sınır tabakanın maksimum değerinde, borunun içerisindeki her yüzeyinden mesafesi maksimum olacak şekilde yaklaşık olarak boru ekseninde toplanır. Bir bakıma iç akışlarda (tam gelişmiş akışlarda) sınır tabaka kalınlığı boru çapı kadar olduğu kabul edilebilir [17].

Sürüklenme kuvveti (drag force) aynı şekilde duvardaki kayma gerilmesi ( $\tau_o$ ) yüzünden hidrodinamik açıdan tam gelişmiş akış bölgesine ulaşılan kadar artacaktır. Sürüklenme kuvveti momentum denklemi kullanılarak bulunabilir [17].

Şekil 5.6'da laminar ve türbülanslı akışın denklem (5.1) ve (5.2)'de belirtilen hidrodinamik açıdan gelişmesi için gerekli mesafe ile akışların tam gelişmiş olmasına dair gösterim bulunmaktadır.



Şekil 5.6: Boru içerisindeki akışta tamamen gelişmiş laminar ve türbülanslı akış [17].

Boru içerisindeki akışın hidrodinamik açıdan gelişiminde gerekli mesafe için bir başka ifade ise, laminar akışta borunun iç çapının 120 katı, türbülanslı akışta ise çapın 60 katı kadar olan değerlerde tam gelişmiş akışa ulaşabileceğidir [23].

Boru içerisindeki akışta yüzey pürüzlülüğü dikkate alındığı zaman, çok küçük olan laminar (viskoz) alt tabakanın, yüzey sürtünmesine etkisi önemlidir. Türbülanslı akışta bir borunun pürüzlülük yüksekliği laminar alt tabaka kalınlığından daha fazla ise türbülans ve akıştaki enerji kayıpları fazladır. Eğer tam tersi durum olursa yani pürüzlülük laminar alt tabaka kalınlığından daha az olursa, borunun pürüzsüz veya düz olduğu ve sınır tabakadaki etkisinin az olduğu kabul edilebilir. Laminar akışta pürüzlülük yüksekliğinin çok az etkisi vardır [17].

### 5.3 Boru Yüzeyinde Oluşan Isıl (Termal) Tabaka Kalınlığı

$T_w$ , boru duvarındaki sıcaklık,  $\delta_t$ , ısı sınır tabaka kalınlığı olup  $T_w$ 'nin serbest akıştaki sıcaklık değerinden farklı olacağı durumlarda ısı sınır tabaka kalınlığı oluşur [18].

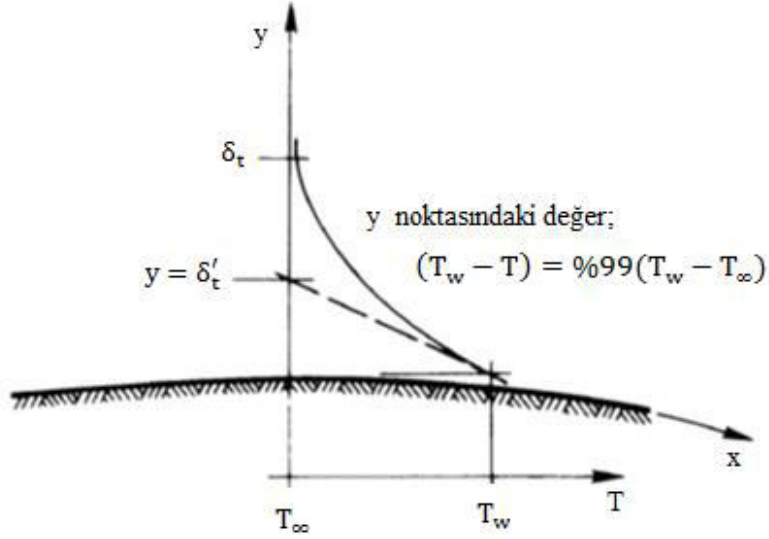
$k_f$ , akışkanın termal iletkenliği,  $y$ , duvarın normalinden ısı sınır tabaka içerisindeki mesafe,  $T$ , duvarın normalinde  $y$  mesafesi kadar uzaklıktaki sıcaklık olup denklem (5.10)'da duvardaki iletim ve taşınım yoluyla oluşan ısı akısının eşitliği hakkında formülizasyonu verilmiştir.  $y$  değerinin  $\delta_t$  kalınlığına ulaştığı varsayıldığında,  $T$  serbest akış sıcaklığındaki ( $T_\infty$ ) değerinin %99'u olarak kabul edilir [18].

$$-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h(T_w - T_\infty) \quad (5.10)$$

$L$ , karakteristik uzunluk, düz yüzey (levha) uzunluğu, boru çapı veya hidrolik çap olarak da düşünülebilir. Denklem (5.11)'de ise ısı sınır tabaka içerisinde duvarın normalinden  $y$  mesafesi kadar uzaklıkta  $T$  değeri için Nusselt sayısı hesabına yer verilmiştir [18].

$$\left. \frac{\partial \left( \frac{T_w - T}{T_w - T_\infty} \right)}{\partial \left( \frac{y}{L} \right)} \right|_{\frac{y}{L}=0} = \frac{hL}{k_f} \quad (5.11)$$

Şekil 5.7'de boru yüzeyindeki ısı sınır tabaka kalınlığındaki  $y$  değerine bağlı değişimi verilmiştir.



**Şekil 5.7:** Sıcaklık farkı ile ısı sınır tabaka oluşumunun gösterimi [18].

Nusselt sayısı ile ısı sınır tabaka arasında ters orantı olduğundan ısı transferinin artması için ısı sınır tabakanın azalması gerekmektedir. Denklem (5.12)'de Nusselt sayısı ile ısı sınır tabaka kalınlığı arasındaki karakteristik uzunluğuna bağlı formülizasyon verilmiştir [18].

$$Nu_L = \frac{L}{\delta_t} \quad (5.12)$$

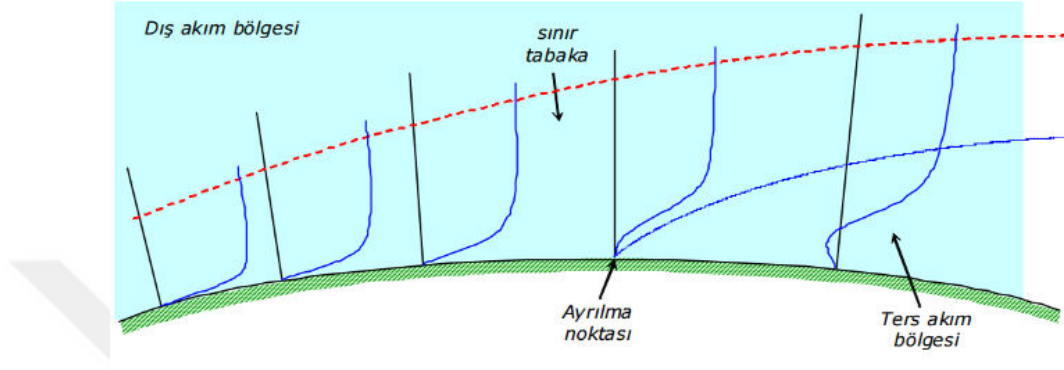
#### 5.4 Boru İçerisindeki Hidrodinamik Açından Isıl Sınır Tabakanın Gelişimi

Dairesel borularda hız (momentum) sınır tabakadaki gibi ısı sınır tabaka da hidrodinamik açıdan gelişene kadar artmaktadır. Türbülanslı akışta giriş uzunluğu için genel bir bağıntı olmamasına karşın, giriş uzunluğunun yaklaşık olarak Reynolds sayısından bağımsız olduğu ve ilk yaklaşım ise denklem (5.13)'te gösterilmiştir. Bu bağıntıya istinaden  $\left(\frac{L}{d_i}\right) \geq 10$  olduğunda tam gelişmiş türbülanslı akışın gerçekleştiği varsayılır. L, boru uzunluğudur [18].

$$10 \leq \frac{L}{d_i} \leq 60 \quad (5.13)$$

## 5.5 Sınır Tabaka Ayrılması

Şekil 5.8'de boru dış yüzeylerinde sınır tabaka içerisinde katı cidarı takip etmekte olan akış bazı hallerde belli bir noktadan sonra aniden cidardan uzaklaşan bir yörünge takip etmeye başlar. Bu durumda ayrılmanın olduğu noktanın gerisinde akışın genel akım yönüne zıt yönde bir hareket yaptığı da gözlenir [19].



Şekil 5.8: Boru yüzeyinde sınır tabaka ayrılması [19].

Ayrılmanın başlıca nedeni sınır tabaka içerisindeki akış hareketini zorlaştırıcı yöndeki basınç kuvvetleridir. Sınır tabaka içerisinde zaten serbest akış hızından daha düşük hızla, yani küçük bir momentuma sahip olacak şekilde hareket etmekte olan akışkan, zıt yöndeki bir basınç kuvvetinin etki etmesi halinde, akışkan kuvvetini yenebilecek kadar momentuma sahip olmadığı takdirde daha da yavaşlayarak bir yerden sonra duvardan uzaklaşacak şekilde hareket etmeye başlar [19].

Bu tip olaylar ters basınç gradyeni halinde ortaya çıkar. Yani, sınır tabakanın oluştuğu katı cidar boyunca basınç giderek artıyorsa, muhtemel bir ayrılma gerçekleşebilir [19].

Ayrılma olayı sınır tabakanın laminar olduğu durumlarda meydana gelirse laminar ayrılma, türbülans sınır tabakası olduğu durumlarda türbülanslı ayrılma olarak adlandırılır [19].

Ayrılmaya kadar gelişen sınır tabaka içerisinde duvar üzerindeki hız gradyeni incelenir ise; ayrılmadan önce  $(\partial u / \partial y)_w > 0$  olduğu, ancak bu gradyen değerinin ayrılma noktasına yaklaştıkça azaldığı, ayrılma noktasında ise  $(\partial u / \partial y)_w = 0$  olduğu ve son olarak ayrılma noktasından sonra ise  $(\partial u / \partial y)_w < 0$  olduğu gözlenir [19].





## 6. REKÜPERATÖRÜN SONLU ELEMANLARA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

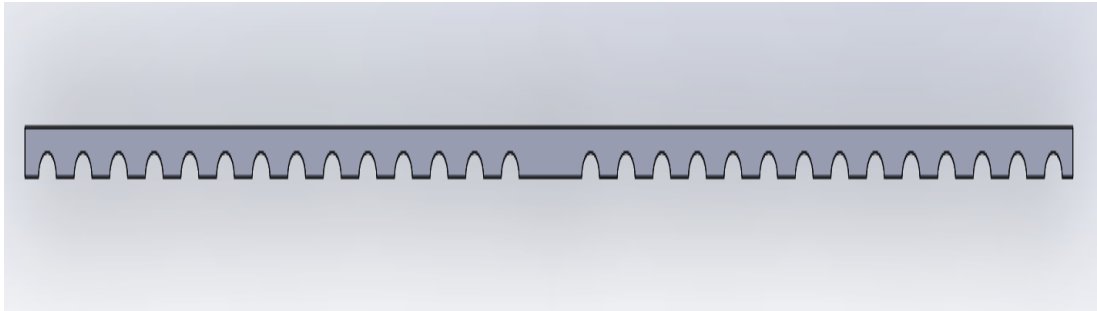
### 6.1 CAD Programı İle Akış Hacimlerinin 3 Boyutlu Olarak Oluşturulması

Endüstriyel bir reküperatör uygulaması için ayrılan bölgenin ölçülerine göre optimum boru dizilim, basınç kayıpları ve hesaplanan ısı verimliliğe istinaden tasarım çalışmasının nümerik olarak hesaplamaları yapılmıştır.

ANSYS yazılımı ile, yapılan reküperatör tasarımını sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak kontrol hacimleri oluşturulması gerekmektedir.

Sistemin boyutsal olarak büyük olması sebebiyle sonlu elemanlara dönüştürülmesi oldukça fazla küçük sonlu eleman oluşmasına ve sistemin modellenmesinin de ekonomik olmamasına yol açtığı için modelin olabildiğince daha küçük oluşturulması düşünülmüştür. Fakat modelin boyutsal küçültülmesi ile elde edilecek sonuçlarda ciddi farklılıklar oluşabilir. Bu yüzden boyutlarına 1/26'lık model oluşturularak her iki boyutuna kısmın simetri düzleminde olduğu tanımlanmıştır. Dolayısıyla akış, simetri düzleminde de oluşabileceğinden, akış (akım) çizgileri simetri düzleminde diğer oluşturulmayan modelin kısmına geçişinde basınç kaybı oluşmadığı koşulu ile hem atık gaz hem yakma havası için kontrol hacimleri oluşturulmuştur.

Şekil 6.1'de atık gazın akışının reküperatörün 1/26'lık kısmı için oluşturulmuş kontrol hacmine yer verilmiştir.

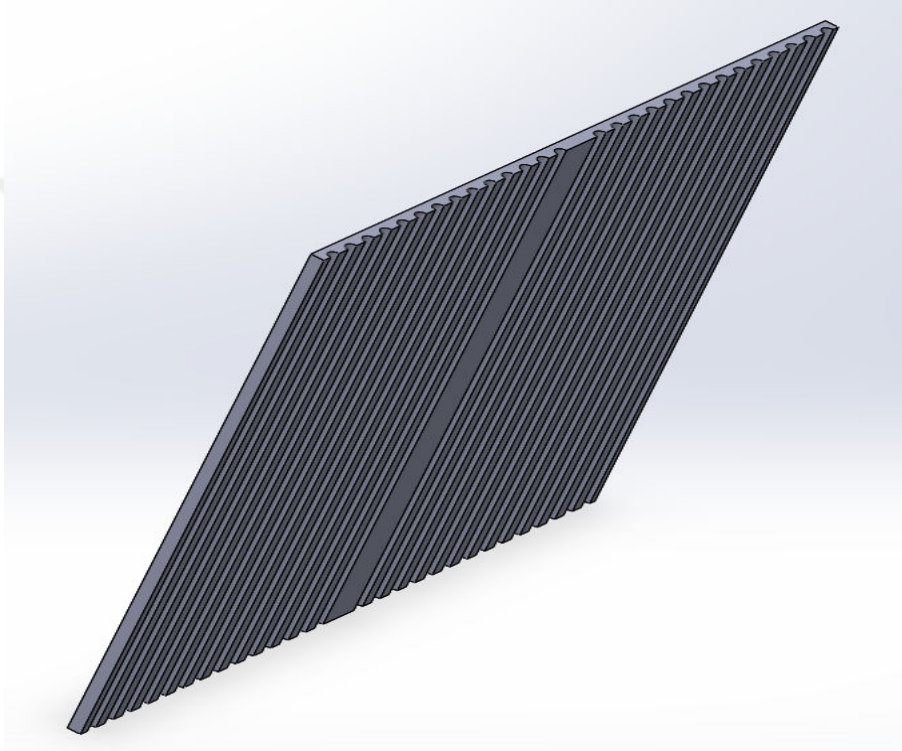


**Şekil 6.1:** Atık gaz akış kontrol hacmi.

Atık gaz için oluşturulan kontrol hacminin boyutları ise 3550 mm x 2900 mm x 60,3 mm ölçülerine sahiptir. Yakma havasının reküperatöre girişindeki baca (duct) kısmı

modellenmemiştir. Yakma havasının baca girişi ile borulara ilk giriş kısmı arasında basınç kaybı ve türbülans oluşacaktır. Lakin endüstriyel alanda yer alan reküperatörlerin çalışması yıl ve haftalık bazda çok fazla olması sebebiyle oluşabilecek kayıplarının önemsiz olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla 2900 mm yüksekliğinde boru uzunluğu kadar model oluşturulmuştur. Tasarımda da olduğu gibi boy 3550 mm, sistemin 1/26'lik kısmı incelenmesi sebebiyle eni ise 60,3 mm'dir.

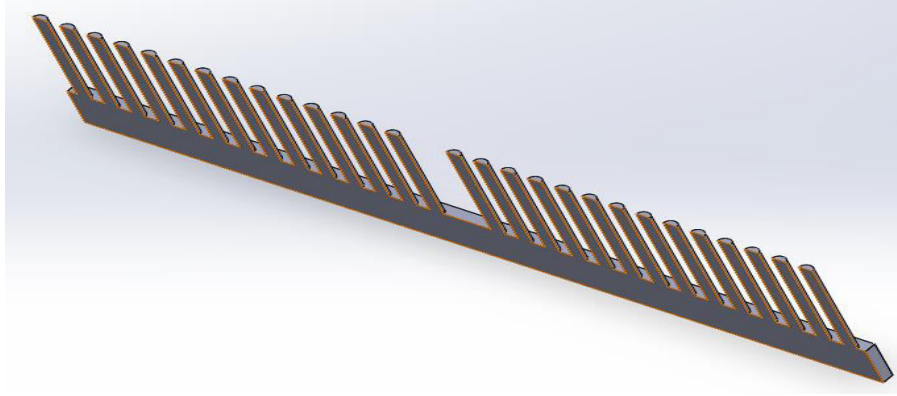
Şekil 6.2'de atık gazın 3D (3 boyutlu) kontrol hacmine yer verilmiştir.



**Şekil 6.2:** 3D atık gaz kontrol hacmi.

Yakma havası kontrol hacmi için, CAD programı ile tek parçalı çizim yapılmıştır. Böylece hem boruların hem de boruların altında yer alan plenum bölgesi birlikte tanımlanmıştır. Yapılan tek parçalı kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesinin de önemli artıları olacaktır. Yakma havası için kontrol hacmi borular ve plenumun ayrı olacak şekilde iki parçadan oluşturulması halinde, birbirine temas eden kısımların ihtiyaçtan daha fazla sonlu elemanın oluşmasına sebep olabilir.

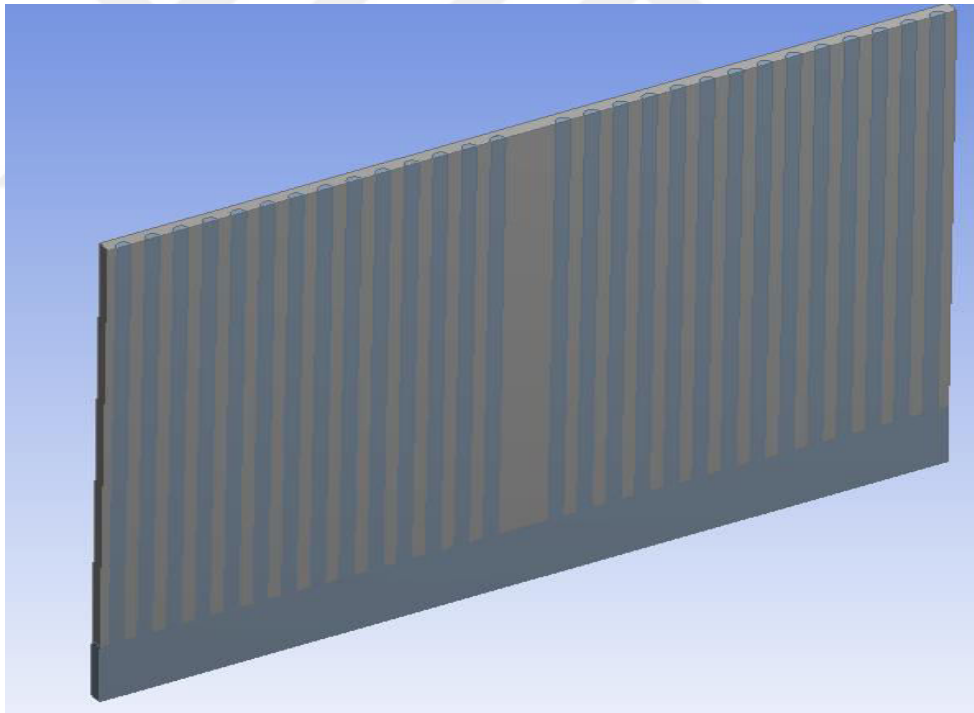
Şekil 6.3'te 3550 mm x 3300 mm x 60,3 mm ölçülerinde yakma havasının kontrol hacmine yer verilmiştir.



**Şekil 6.3:** Yakma havasının kontrol hacmi.

## **6.2 Reküperatör Akış Hacminin ANSYS DesignModeler'da Tanıtımı**

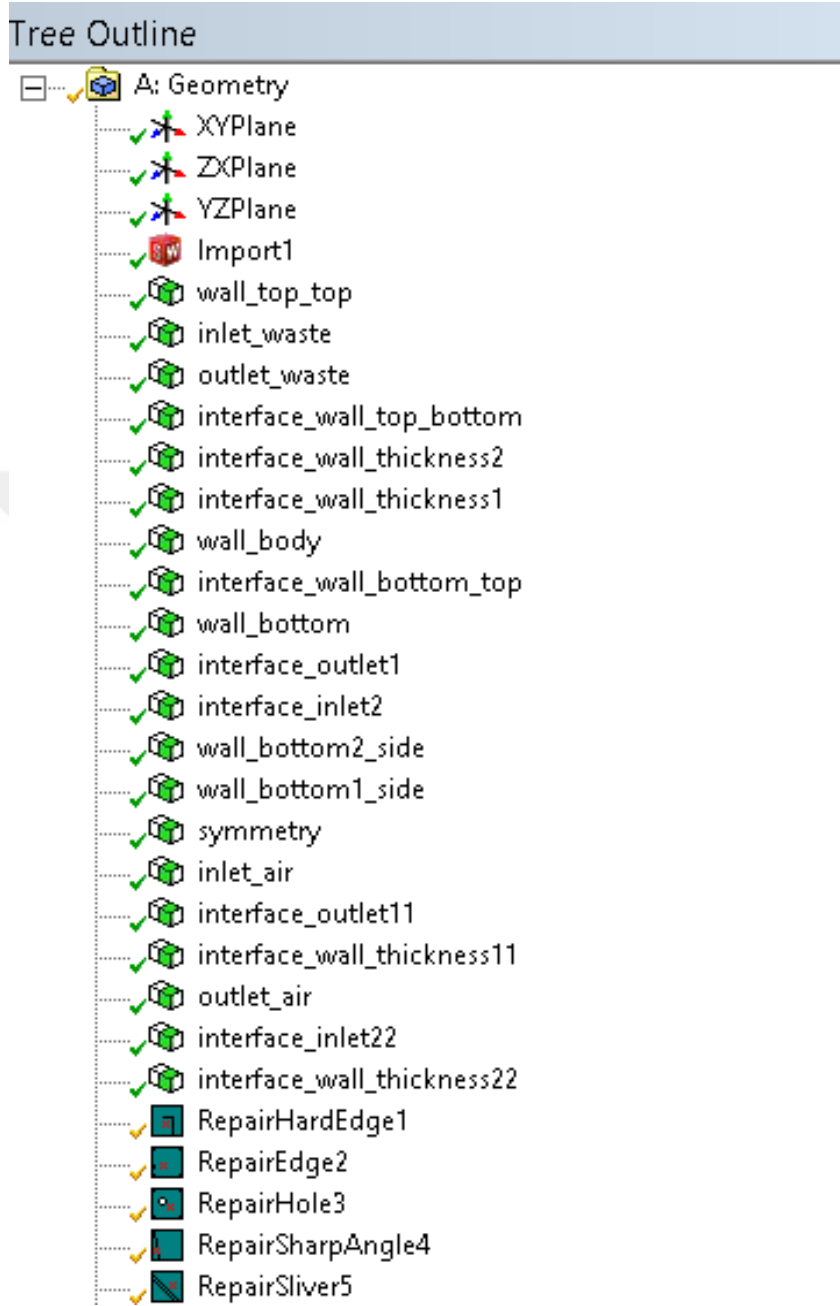
Şekil 6.4'te CAD programı ile çapraz akışlı ve iki kez taşınım yoluyla ısı transferini gerçekleştirecek olan kanal tipi reküperatörün Şekil 6.2 ile Şekil 6.3'teki kontrol hacimlerinin montajı sonucu oluşmuş olup toplam incelenecek model gösterilmiştir.



**Şekil 6.4:** Yakma havası ve atık gazın kontrol hacimleri.

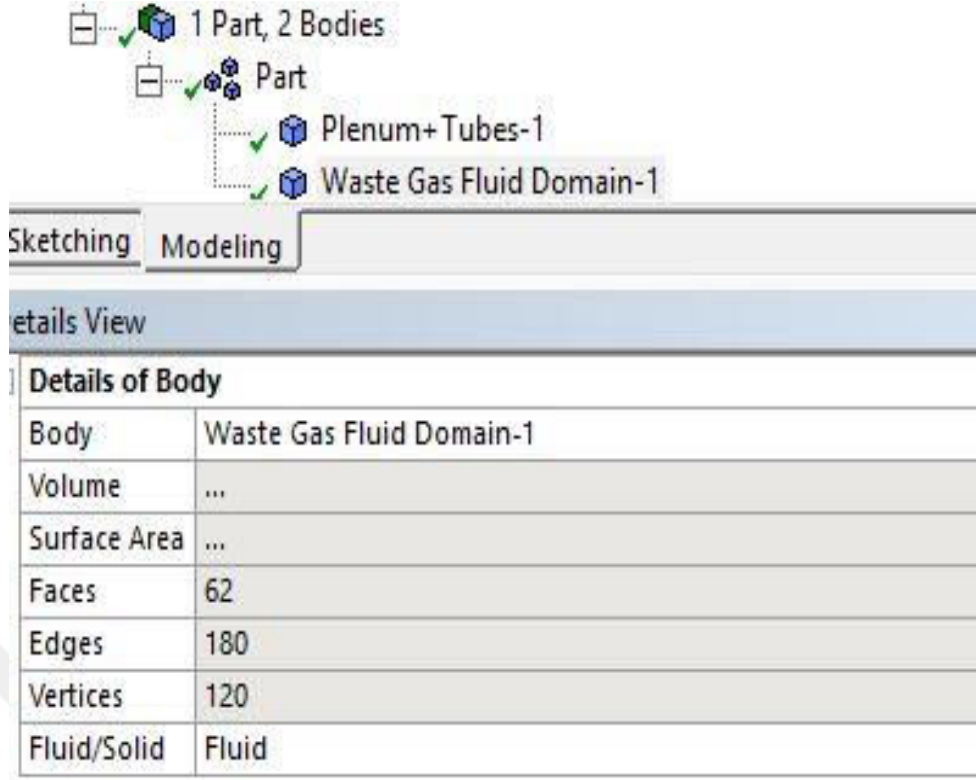
Şekil 6.5, Şekil 6.4'te gösterimi yapılan modelin tüm yüzeyleri sınır şartı olarak tanımlanacağından ANSYS DesignModeler'da "named selection" komutu ile tanımlanması gösterilmiştir. Ayrıca modelde herhangi bir hata mevcutsa ve daha

sonraki işlemlerde bu hatanın sorun/sorunlar oluşturmaması için hata giderme işlemleri yapılır.



Şekil 6.5: DM (DesingModeler)'da unsur ağacı görünümü.

Şekil 6.6'da tüm montaj yapıldıktan sonra kontrol hacimlerinin tanımlanması verilmiştir. Kontrol hacmi akış analizi için oluşturulduğundan, akışkanın sahip olduğu fiziksel özelliklerini sonlu elemanlarda taşıyabilmesi için "fluid" komutu ile tanımlanması gerekmektedir.



Şekil 6.6: DM (DesingModeler)'da kontrol hacimlerinin tanımlanması.

### 6.3 ANSYS Mesh İley<sup>+</sup> Kullanımı

#### 6.3.1 $y^+$ seçimi için kriterler ve dikkate alınacak hususlar

Boru içi ve boru dışındaki akışlarda tam gelişmiş veya gelişmemiş durumları için viskozdan etkilenen ve hız (momentum) yada ısı sınır tabakadaki akışın serbest akıştakinden farklılığı sağlanmalıdır. Boru içerisinde hidrodinamik açıdan tam gelişmiş akış (iç akış) için düşünüldüğünde boru merkezindeki sonlu elemanın boruya yakın yani sınır tabakadaki sonlu elemandan yapısal olarak farklılık göstermelidir.

$y^+$  değeri birimsiz olup, ilk sınır tabakanın yüksekliğinin belirlenmesi için  $y^+$ 'ın doğru bir şekilde değerlendirilmesi gerekmektedir. Bunun için duvara yakın hücrelerin laminar veya türbülans sınır tabakasında olup olmasını etkileyen ise yerel Reynolds sayısıdır.

Çizelge 6.1'de türbülans veya laminar sınır tabakada  $y^+$  değerlendirilmesine yer verilmiştir.

**Çizelge 6.1:** Akışın türüne göre  $y^+$  aralığı [20].

$y^+$	Açıklama
$y^+ < 5$	Viskoz sınır tabaka bölgesidir. Hız profili laminar olduğu düşünülür. Viskoz gerilimi, duvara paralel olan gerilmesi ile doğru orantılıdır.
$5 < y^+ < 30$	Geçiş bölgesidir. Hem viskoz hem de türbülans kesme gerilmeleri fazladır.
$30 < y^+ < 300$	Tam türbülanslı bölümdür. Türbülans kesme gerilmeleri fazladır.

İlk sınır tabaka yüksekliğinin hesaplanması için gerekli  $y^+$  değeri için duvar yasası ilk kez Theodore von Karman tarafından 1930 yılında yayınlanmıştır [20].

$C_f$ , yüzey sürtünmesi (skin friction) olup Çizelge 6.2'de iç ve dış akışlardaki yüzey sürtünme hesabı için nümerik formülü gösterilmiştir [21].

**Çizelge 6.2:**  $C_f$ , yüzey sürtünmesinin iç ve dış akışlardaki formülizasyonları [21].

$C_f$	Formülizasyon
İç akışlar için yüzey sürtünmesi	$0.079Re^{-0.25}$
Dış akışlar için yüzey sürtünmesi	$0.058Re^{-0.25}$

$\tau_w$ , duvar kayma gerilmesidir.  $\rho$ , akışkanın yoğunluğu,  $u$ , serbest akış hızıdır. Denklem (6.1)'de gösterilen duvar kayma gerilmesi hesaplanır [22].

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho u^2 \quad (6.1)$$

$u_T$ , kayma hızı veya sürtünme hızıdır. Kayma hızının hesabı için denklem (6.2) kullanılır [22].

$$u_T = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (6.2)$$

$u^+$ , birimsiz hızdır. Denklem (6.3)'te birimsiz hız hesabı verilmiştir [22].

$$u^+ = \frac{u}{u_T} \quad (6.3)$$

$y$ , duvarın normalinden olan mesafe veya ilk sınır tabaka kalınlığı,  $V$ , kinematik viskozite olup tanımlanan  $y^+$  değerine istinaden denklem (6.4)'te duvara olan ilk sınır tabaka kalınlığı ( $y$ ) hesabı nümerik olarak yapılabilir [22].

$$y^+ = \frac{yu_T}{V} \quad (6.4)$$

Duvara yakın bölge üç alt tabakaya sahiptir. En içteki tabaka laminar olup moleküler viskozite, momentum, ısı ve kütle transferinde önemli rol oynar. Denklem (6.5)'te ise en içteki tabakanın lineer gelişen duvar yasası olduğu kabul edilir [22].

$$u^+ = y^+ \quad (6.5)$$

Denklem (6.6)'da ise denklem (6.3) ve (6.4)'teki birimsiz sayılarından duvara yakın bölgenin en dıştaki tabakasındaki  $u^+$  ve  $y^+$  arasındaki logaritmik duvar yasasına göre formülizasyonu verilmiştir.  $C^+=5$  olup sabit bir değerdir.  $\mathcal{K}$ , von Karman sabitidir. Yaklaşık 0,41 değerini alır [22].

$$u^+ = \frac{1}{\mathcal{K}} + \ln y^+ + C^+ \quad (6.6)$$

### 6.3.2 Yakma havasının ilk ve toplam sınır tabaka kalınlığı

Çizelge 3.8'de yakma havasının reküperatöre girişinde nümerik olarak hesaplanan Reynolds sayısı verilmiştir. Modelin 1/26'sı incelendiği için tekrardan Reynolds sayısının nümerik hesaplanması gerekir. Yakma havası debisi ve kesit alanı da 1/26'sı kadar azalacağı için ortalama hız değişmediği kabul edilir. Reynolds sayısı hesabında, karakteristik uzunluğun dairesel bir boru yerine yarı dairesel boru olması nedeniyle, hidrolik çap olarak dikkate alınarak hesabı yapılır. Nümerik hesaplamaların sonucunda Reynolds sayısı kritik değerin ( $Re>2300$ ) üzerinde olduğundan akışın türbülanslı olduğu kabul edilir. ANSYS mesh uygulamasında boru içerisindeki akışın Reynolds sayısının halen yüksek olması sebebiyle  $y^+=30$  olarak tanımlanmıştır. Denklem (6.4)'te belirtilen formülde  $y^+=30$  kabul edilerek ilk sınır tabaka kalınlığı ( $y$ ) nümerik olarak hesaplanır. Borulardaki yakma havasının nümerik akış hesaplamalarında, karışıklığın önüne geçebilmek için "2" nolu indis kullanılmıştır.

Tam gelişmiş türbülanslı akıştaki (iç akış) toplam sınır tabaka kalınlığı yaklaşık olarak çap değeri alınarak kabul edilmiştir. Yapılan kabul üzerinden çap kadar sınır tabaka kalınlığı oluşturabilmek için ANYS mesh ile borunun bir yüzeyin itibaren serbest akış hız değerine kadar tabaka oluşturmak için  $d_i/2$  kadar sınır tabaka tanımlanması gerekecektir. Dolayısıyla denklem (6.7)'de hız (momentum) sınır tabaka kalınlığının borunun iç çapının yarısı kadar olduğu kabul edilir.

$$\delta \approx D/2 \quad (6.7)$$

Çizelge 6.3'te, kabul edilen yaklaşımlar ile nümerik olarak elde edilen sınır tabaka hesaplamalarındaki sonuçlara yer verilmiştir.

**Çizelge 6.3:** 1/26'lık yakma hava modelinin sınır tabakası için nümerik hesaplamalar.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Reynolds sayısı		$Re_{1/26,2}$	6565,565
Yüzey sürtünmesi		$C_{f_{1/26,2}}$	0,013
Duvar kayma gerilmesi	kg/ms <sup>2</sup>	$\tau_{w_{1/26,2}}$	0,179
Kayma/Sürtünme hızı	m/s	$U_{T_{1/26,2}}$	0,478
Sınır tabaka kalınlığı	m	$\delta_{1/26,2}$	0,0285
İlk sınır tabaka kalınlığı	m	$y_{1/26,2}$	0,02
Birim duvar normaline mesafe		$y^+_{1/26,2}$	30

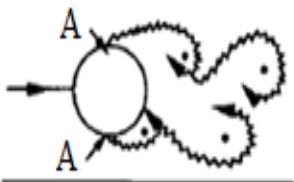
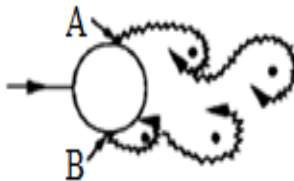
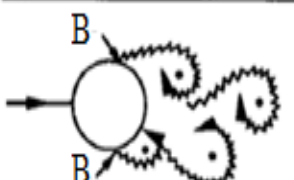
### 6.3.3 Atık gazın ilk sınır tabaka kalınlığı

Atık gazın yakma havası ile formüllerdeki karışıklığın önüne geçebilmek için indis olarak "1" tanımlanmıştır. Çizelge 3.13'te reküperatör tasarımı sonucu elde edilen atık gazın hız ve Reynolds sayıları verilmiştir. 1/26'lık modelin oluşması ile atık gazın hacimsel debisi ve kesit alanı aynı oranda azalacağından ortalama hız değerinin değişmediği kabulü yapılır. Lakin Reynolds sayısı hesaplanmasında kullanılan karakteristik uzunluğun hidrolik çap olarak değerlendirilir. Modelin 1/26'sına göre hidrolik çap değerinin azalması ile Reynolds sayısı düşer. Elde edilen Reynolds sayısı dış akışlarda laminar sınır tabaka içerisinde olduğundan denklem (6.5)'i sağlar ve denklem (6.4)'te  $y^+=1$  kabul edilerek ilk sınır tabaka kalınlığı hesabı nümerik olarak yapılır.



Denklem (5.9)'da borunun dış akışlarında Reynolds sayısı ve karakteristik uzunluğa bağlı olarak toplam sınır tabaka kalınlığının denklemi verilmiştir. Toplam sınır kalınlığı için denklem (5.9)'da elde edilecek değer kabul edilir.

Şekil 6.7'de ise Reynolds sayısına bağlı olarak akış türü, sınır tabaka ve ayrılmaları hakkında görsel mevcuttur [23].

	Boru arkası (wake) tamamen türbülanslı A=Laminar sınır tabaka ayrılması	$300 < Re < 3 * 10^5$ Kritik altı (subcritical)
	A=Laminar sınır tabaka ayrılma B=Sınır tabaka ayrılması türbülans, sınır tabaka lamiar	$3 * 10^5 < Re < 3,5 * 10^5$ Kritik
	B=Sınır tabaka ayrılması türbülans, sınır tabaka hem laminar hem de türbülans	$3,5 * 10^5 < Re < 1,5 * 10^6$ Kritik üstü

Şekil 6.7: Laminar sınır tabaka için Reynolds sayısı [23].

Çizelge 6.4'te atık gazın kabul edilen yaklaşımlar ile nümerik olarak elde edilen sınır tabaka hesaplamalarındaki sonuçlara yer verilmiştir.

Çizelge 6.4: 1/26 modelin atık gaz için nümerik hesaplamaları.

Özellikler	Birim	Tanımı	Değerleri
Reynolds sayısı		$Re_{1/26,1}$	1251,106
Yüzey sürtünmesi		$C_{f1/26,1}$	0,018
Duvar kayma gerilmesi	kg/ms <sup>2</sup>	$\tau_{w1/26,1}$	0,016
Kayma/Sürtünme hızı	m/s	$U_{T1/26,1}$	0,202
Sınır tabaka kalınlığı	m	$\delta_{1/26,1}$	0,0027
İlk sınır tabaka kalınlığı	m	$y_{1/26,1}$	0,00051
Birim duvar normaline mesafe		$y^+_{1/26,1}$	1

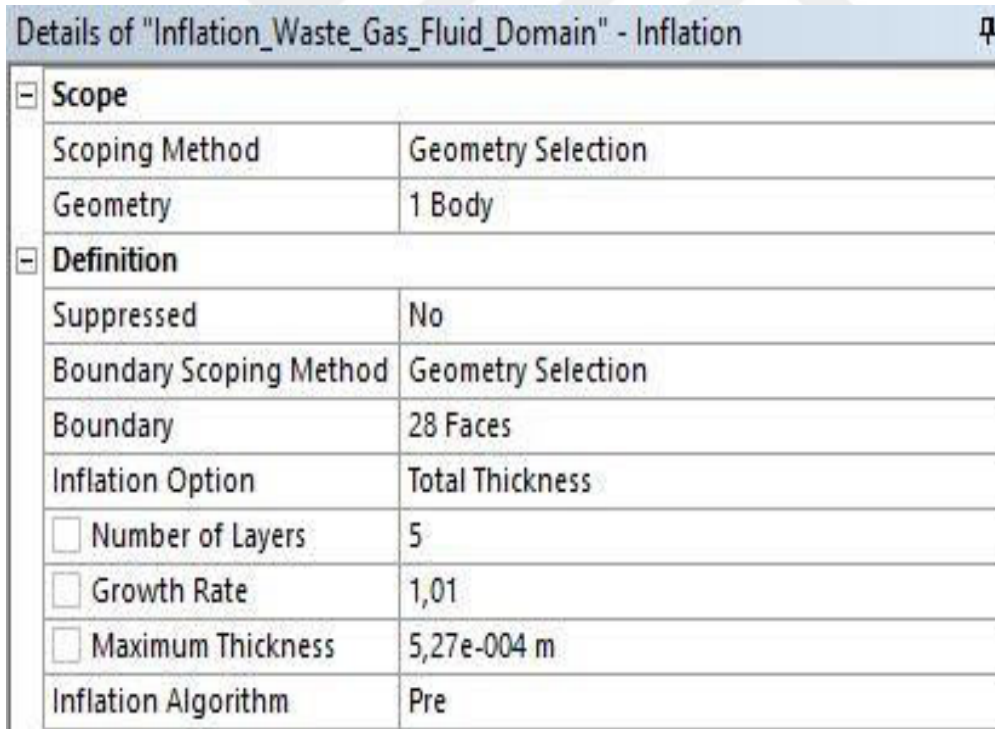
#### 6.4 Atık Gazın ANSYS Mesh Yazılımı ile Sınır Tabaka Oluşturması

Toplam sınır tabaka kalınlığı ve ilk sınır tabaka kalınlığının bilinmesi ile birlikte duvardan itibaren kalınlığı belirli bir oranla büyütülmesi için nümerik olarak hesabı yapılır. Atık gazın denklem (6.5)'teki gibi duvar yasasına göre lineer gelişmesi sebebiyle büyüme oranı tanımlanacaktır. Çizelge 6.5'te ise atık gaz için ANSYS mesh yazılımı ile elde edilen tabaka sayısı ve büyüme oranı verilmiştir.

**Çizelge 6.5:** Atık gazın sınır tabaka sayısı ve büyüme oranı.

Özellikler	Tabaka sayısı	Büyüme oranı
Atık Gaz	5	1,01

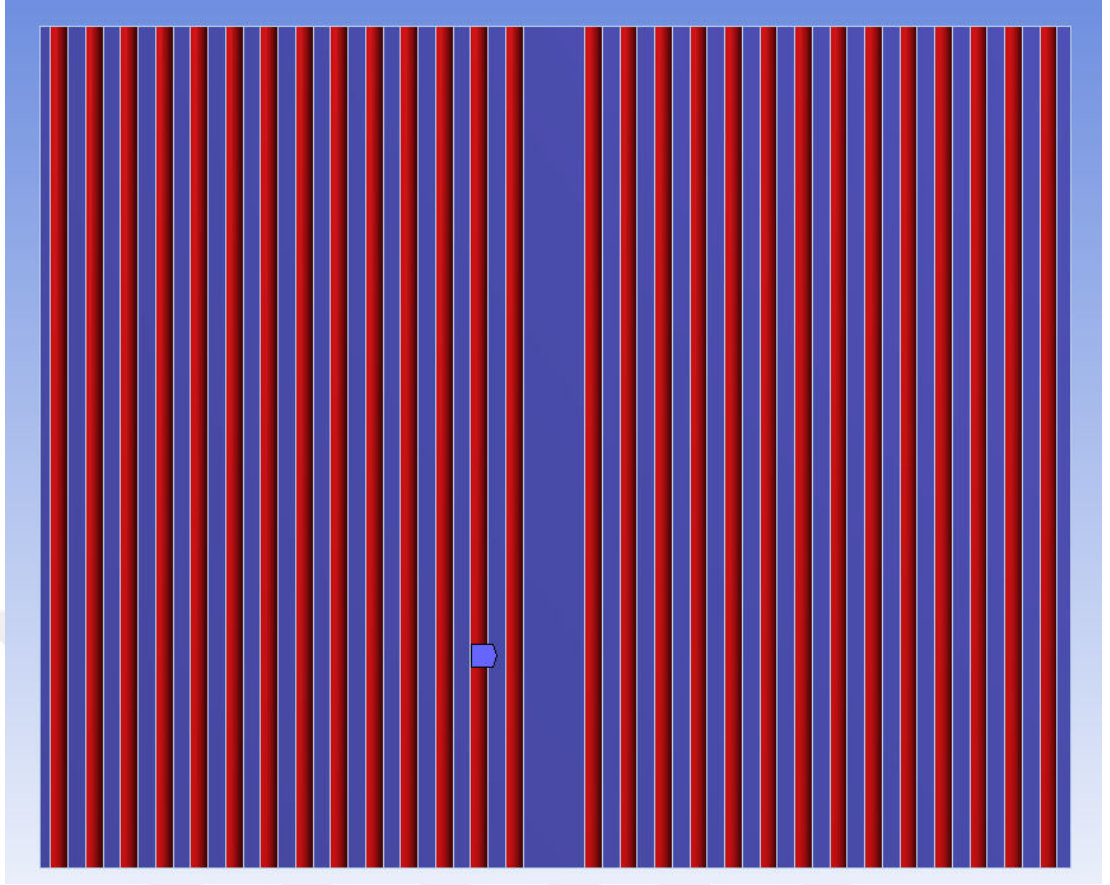
Şekil 6.8'de ise Çizelge 6.5'te elde edilen büyüme oranına istinaden tabaka adeti, büyüme oranı ve son tabaka kalınlığı değerlerin ANSYS mesh yazılımında kullanımı gösterilmiştir.



Details of "Inflation_Waste_Gas_Fluid_Domain" - Inflation	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	28 Faces
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,01
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	5,27e-004 m
Inflation Algorithm	Pre

**Şekil 6.8:** Atık gazın sınır tabaka adetinin ANSYS mesh'te tayini.

Şekil 6.9'da atık gazın kontrol hacmine ait gösterim mevcuttur. Şekil 6.8'de belirtilen değerler kırmızı ile gösterilmiş yarı dairesel (boru yüzeylerine) kısımlar için tanımlanmıştır.



**Şekil 6.9:** Atık gazın sınır tabakanın yer tayini.

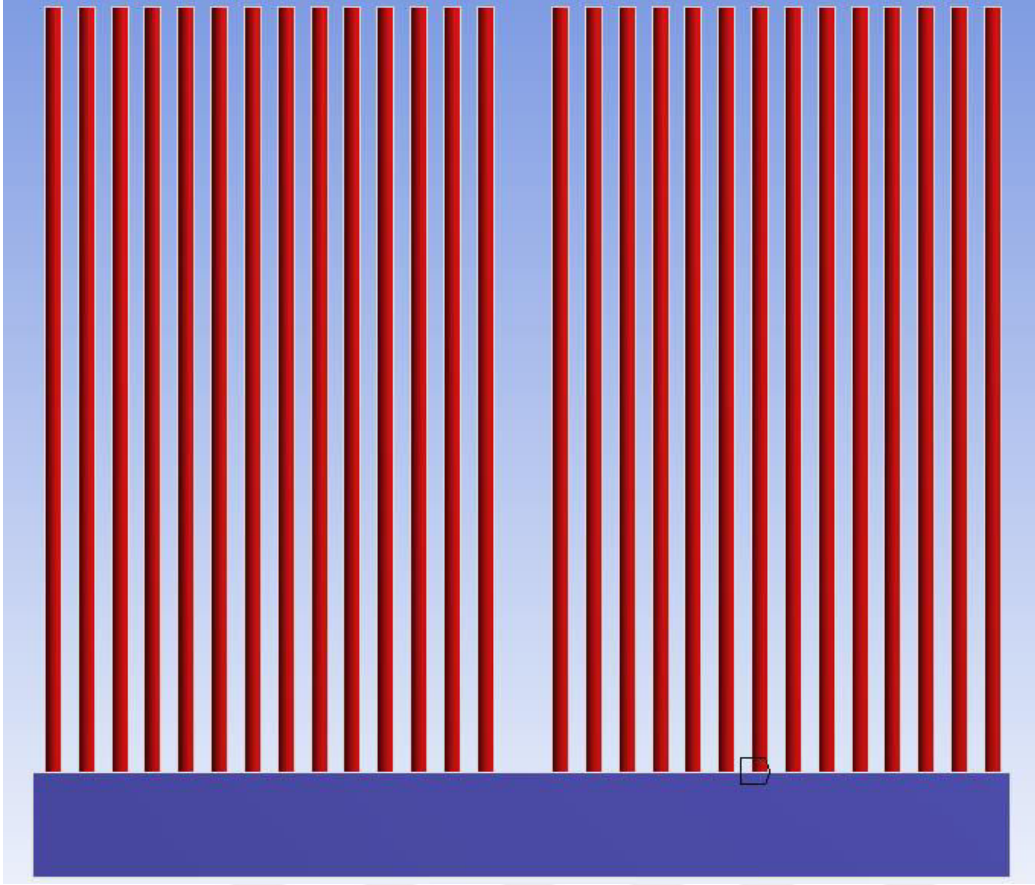
### 6.5 Yakma Havaasının ANSYS Mesh Yazılımı ile Sınır Tabaka Oluşturması

Yakma havasında Reynolds sayısının çok olması sebebiyle ilk sınır tabaka kalınlığı hesabı için  $y^+=30$  değeri kabul edilmiştir. Logaritmik duvar yasasına göre ilk ve toplam sınır tabaka kalınlığı bilindiğinden dolayı duvardan itibaren toplam sınır tabaka kalınlığı için tabaka adeti ve bu hesabı yapabilmek için büyüme oranı tanımlanması gerekmektedir. Nümerik olarak denklem (6.6)'da belirtilmiş olan logaritmik değişime istinaden Çizelge 6.6'daki değerler elde edilmiştir.

**Çizelge 6.6:** Yakma havaasının sınır tabaka sayısı ve büyüme oranı.

Özellikler	Tabaka sayısı	Büyüme oranı
Yakma havası	9	1,11

Şekil 6.10'da yakma havası için sınır tabakanın gerçekleşebileceği boru yüzeylerinin gösterimi verilmiştir.



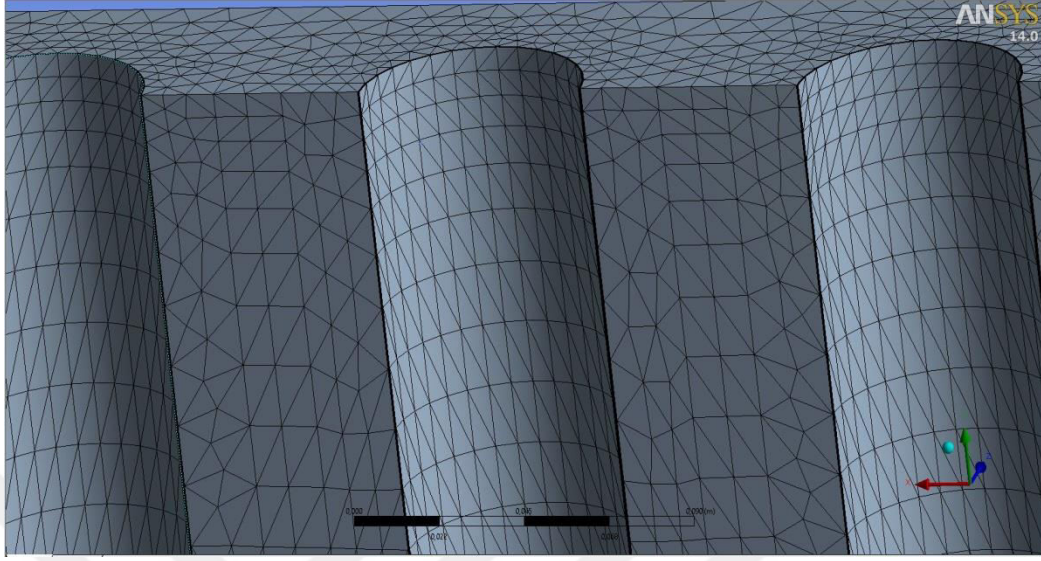
**Şekil 6.10:** Yakma havasının sınır tabaka yerinin gösterilmesi.

Şekil 6.11'de Çizelge 6.6'da elde edilen değerlere istinaden, tabaka sayısı, büyüme oranı ve son sınır tabaka kalınlığının ANSYS mesh yazılımındaki kullanımı gösterilmiştir.

[-] <b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
[-] <b>Definition</b>	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	28 Faces
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	9
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,11
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	4,5918e-003 m
Inflation Algorithm	Pre

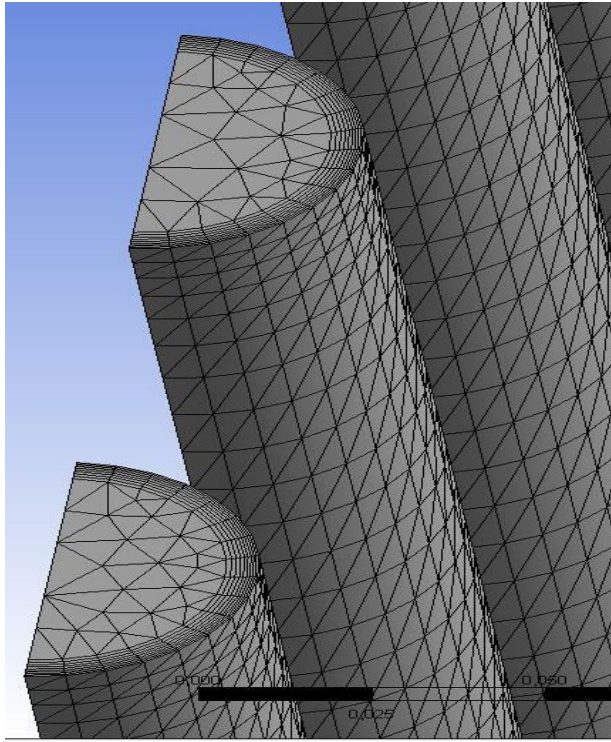
**Şekil 6.11:** Yakma havasının sınır tabaka adetinin ANSYS mesh'te tayini.

Şekil 6.12'de atık gaz kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi ve çok ince olan sınır tabakanın gösterimi bulunmaktadır.



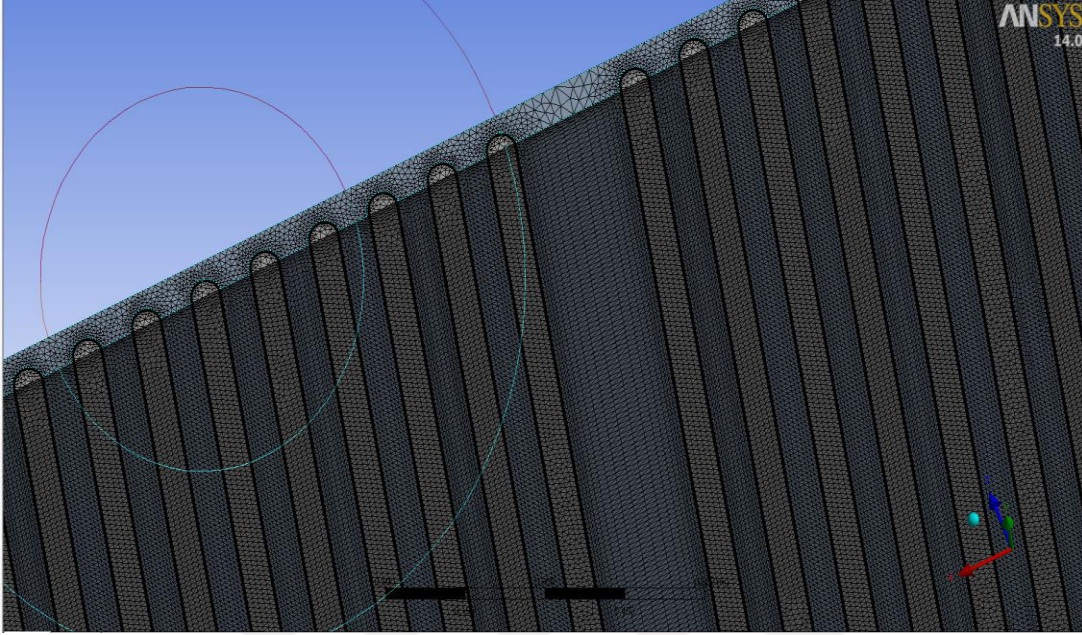
**Şekil 6.12:** Atık gaz kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi.

Şekil 6.13'te yakma havasının kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi ve Şekil 6.11'de tanımlanan değerlere istinaden oluşturulmuş sınır tabakanın gösterimi mevcuttur.

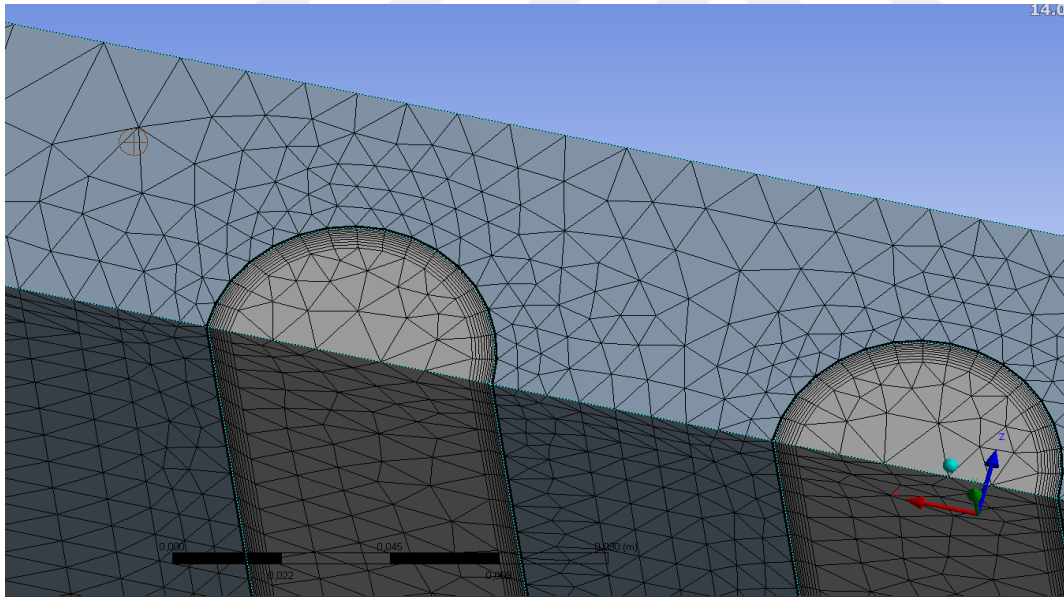


**Şekil 6.13:** Yakma havasının kontrol hacminin sonlu elemanlara dönüştürülmesi.

Şekil 6.14'te yapılan örgülerin (mesh) her iki kontrol hacminin montajı yapılarak gösterimi bulunmaktadır.



**Şekil 6.14:** Modelin örgü yapısı.



**Şekil 6.14 (devam):** Modelin örgü yapısı.

Şekil 6.15'te örgülerin ayrıntılı bilgisi verilmektedir. Modelin örgüsü 1699148 adet düğümden (node) oluşmaktadır. Skewness ise oldukça önemli bir parametre olup maksimum 0,98'i geçmemesi gerekir. Bunu dikkate alarak maksimum skewness değeri 0,962 olarak modelin sonlu elemanlarına dönüştürülmesi sağlanmıştır.

Details of "Mesh"	
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	-100
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Size Fun...	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal A...	180,0 °
<input type="checkbox"/> Proximity Accuracy	0,5
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (1)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (6,0591e-003 m)
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	Default (6,0591e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (0,605910 m)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (1,21180 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20 )
Minimum Edge Length	3,595e-002 m
<b>Inflation</b>	
<b>Assembly Meshing</b>	
Method	None
<b>Patch Conforming Options</b>	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
<b>Advanced</b>	
<b>Defeaturing</b>	
<b>Statistics</b>	
<input type="checkbox"/> Nodes	1699148
<input type="checkbox"/> Elements	4237393
<b>Mesh Metric</b>	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	2,25752730792173E-04
<input type="checkbox"/> Max	0,962568503275117
<input type="checkbox"/> Average	0,5388267514062
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,202163932762999

Şekil 6.15: Örgüdetay tablosu.





## 7. SONLU ELEMANLARIN KARARLI DURUM İNCELEMESİ

Sonlu elemanların hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde ANSYS'in FLUENT yazılımı kullanılmıştır. FLUENT sonlu elemanlara dönüştürülmüş tüm akış problemlerini (birbirlerine karışan veya karışmayan tek fazlı, çift fazlı, sıkıştırılabilir, sıkıştırılamaz akışların kararlı durumda veya zamana bağlı) çözümünde korunum denklemlerini dikkate alarak çözümlene imkanı sunar.

$S_m$ , kaynak terimi (source term) olmak üzere FLUENT tarafından süreklilik denklemi (continuity equation) denklem (7.1)'de gösterilmiştir [24].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = S_m \quad (7.1)$$

$\rho \bar{g}$ , yer çekimi kuvveti,  $\bar{F}$ , ilave kuvvet,  $\bar{\tau}$ , gerilme tensörü,  $p$ , statik basınç olmak üzere FLUENT tarafından çözülen momentum denklemi (7.2)'de gösterilmiştir [24].

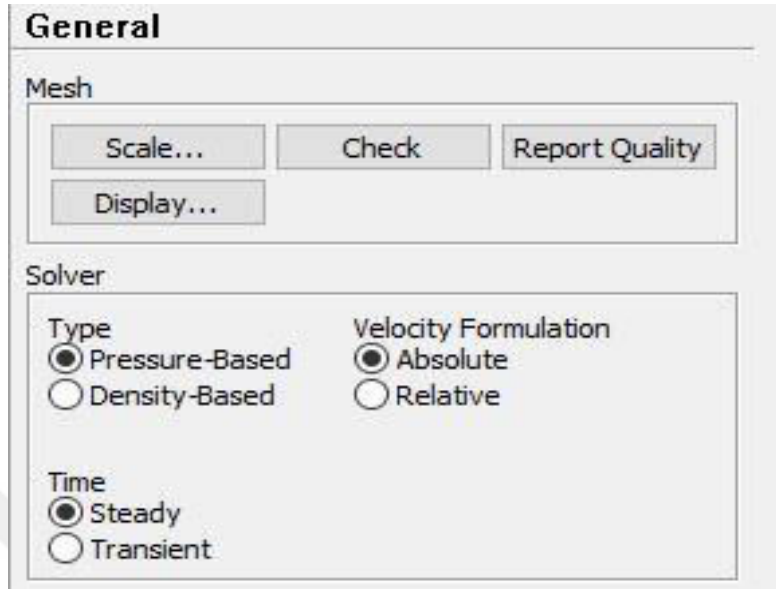
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \nabla(\rho \bar{u} \bar{u}) = -\nabla p + \nabla \bar{\tau} + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (7.2)$$

$E$ , enerji ( $h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}$ ),  $h$ , duyulur ısı,  $\bar{J}_j$ ,  $j$  türündeki difüzyon akısı,  $h_j$ ,  $j$  türündeki duyulur entalpi,  $\bar{\tau}_{ref}$ , duyulur entalpi hesaplamalarında kullanılan değer,  $k_{eff}$ , efektif iletim katsayısı,  $S_h$ , kimyasal reaksiyon ısısı olmak üzere FLUENT tarafından çözülen enerji denklemi (7.3)'te gösterilmiştir [24].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\bar{u}(\rho E) + p) = \nabla \left( k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \bar{J}_j + (\bar{\tau}_{ref} \bar{u}) \right) + S_h \quad (7.3)$$

Şekil 7.1'de FLUENT çözümlene (solver) arayüzü gösterilmiştir ve iki tip çözümlene methodu mevcuttur. Bunlardan biri PB (Pressure-Based) iken diğeri DB (Density-Based)'dir. Sıkıştırılamaz akış olarak kütle korunumu için PB tercih edilir. PB'de ayrıca yüksek hızlardaki sıkıştırılabilir akışlarında kullanımı uygundur. Aslında yaygın bir ağı bulunmaktadır. PB iki algoritmaya ayrılır. Biri ayrılmış

(segregated) diğeri ise çiftleşmiştir (coupled). PBCS (Pressure-Based-Coupled-Solver) tek fazlı akışlar için daha hassas sonuçları sunmaktadır [25].



Şekil 7.1: FLUENT çözümleme arayüzü.

### 7.1 Eddy Viskozite Modellerinin Sınıflandırılması

RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) denklemlerine ek olarak çözümü yapılmış transport denklemlerden yaklaşık 200 model bulunmaktadır. Sahip oldukları transport denklem adetlerine göre sınıflandırma yapılabilmektedir [25].

- a) 0 Denklemler / matematik modeller - Cebeci-Smith, Baldwin-Lomax ve diğerleri
- b) 1 Denklemler - Wolfstein, Baldwin-Barth, Spalart-Allmaras, k model ve diğerleri
- c) 2 Denklemler - k- $\epsilon$ , k- $\omega$ , k- $\tau$ , k-L ve diğerleri
- ç) 3 Denklemler - k- $\epsilon$ -A
- d) 4 Denklemler -  $v^2$ -f modeli

Joseph Valentin Boussinesq, Eddy viskozitesi tanımını kavrarken, kapalılık problemini deneyen ilk kişi olmuştur. Boussinesq hipotezi Reynolds gerilme terimini modellenmesinde uygulanır [33]. Denklem (7.4)'te de birçok türbülans modelde kullanılan Boussinesq hipotezine yer verilmiştir [25].

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (7.4)$$

k, türbülans kinetik enerji,  $\varepsilon$ , türbülans yayılma oranı,  $\mu_t$ , türbülans eddy viskozitesi,  $\delta_{ij}$ , Kronecker delta,  $C_\mu=0.09$ ,  $u_i$ , mutlak hızdır. Boussinesq hipotezi yaklaşımı denklem (7.5)'teki Eddy viskozitesini hesaplamak için kullanılır. Bu yaklaşımın avantajı ise türbülans viskozite hesabındaki maliyetinin az olmasıdır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7.5)$$

FLUENT aşağıda belirtilen türbülans modellerini sunar [25].

Spalart-Allmaras modeli

k- $\varepsilon$  modeli (standart k- $\varepsilon$ , renormalization-group (RNG) k- $\varepsilon$ , realizable k- $\varepsilon$  modeli)

k- $\omega$  modeli (standart k- $\omega$ , kayma gerilmesi transport (SST) k- $\omega$  modeli)

Large Eddy Simulation (LES) modeli

Reynolds gerilme modeli (RSM)

Tüm problemler için evrensel olarak üstün bir türbülans modeli yoktur. Türbülans modelinin seçimi akışta ele alınan fiziğin düşlemesiyle ilgilidir. Gerekli hassasiyetin sağlanması için, mevcut hesaplamakaynaklarınınve simülasyonu için zamanın önemi büyüktür. Ayrıca uygulamalardaki en uygun modelin seçimi ise çeşitli opsiyonların limit ve kapasitelerini bilinmesi ile ilgilidir [25].

### 7.1.1 Stardant k- $\varepsilon$ türbülans modeli

Yüksek Reynolds sayılarında uygun olan standart k- $\varepsilon$  modeli yarı deneysel olup, k ve  $\varepsilon$ 'dan oluşan iki adet transport denklemini çözer. Pratik mühendislik akış hesaplamalarında tercih edilmesi ise vermiş olduğu uygun hassasiyeti ve ekonomik olmasından kaynaklanır [25].

$\sigma_k$ , k transport denklemindeki türbülans Prandtl sayısı,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $\varepsilon$ transport denklemindeki türbülans Prandtl sayısı,  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  ise kullanıcı tarafından tanımlanır.Sırasıyla denklem (7.6) ve (7.7)'de FLUENT içerisinde kullanılan k ve  $\varepsilon$  için transport denklemleri gösterilmiştir [25].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (7.7)$$

k denkleminde yer alan  $Y_M$ , genleşme yayılma terimidir. Sıkıştırılabilir akıslarda türbülansı etkilerken, denklem (7.8)'de sıkıştırılmaz akıslarda ihmal edilebilirliği gösterilmiştir [25].

$$Y_M \approx 0 \quad (7.8)$$

$G_k$ , türbülans kinetik enerjisi üretimini tanımlar. k transportunun çözümü için denklem (7.9)'da verilmiştir. Denklem (7.10)'da ise Boussinesq hipotezi ile uyumlu olan formülizasyonu verilmiştir [25].

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (7.9)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (7.10)$$

S, ortalama gerinim oranı, denklem (7.10)'da türbülans kinetik enerji üretiminde kullanılır. Denklem (7.11)'de gösterilmiştir [25].

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (7.11)$$

$\beta$ , termal genleşmenin katsayısı olup sıcaklığa bağlı yoğunluğun değişimi ile ilgilidir. Denklem (7.12)'de belirtilmiştir [25].

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (7.12)$$

$G_b$ , kaldırma kuvveti sayesinde türbülans kinetik enerjinin üretimidir.  $g_i$ , "i" yönündeki (bileşeni) yerçekimi vektörü,  $Pr_t$ , enerji için türbülans Prandtl sayısıdır.  $Pr_t$  standart ve realizable k- $\varepsilon$  türbülans modelinde 0.85 olarak tanımlanır. RNG

türbülans modelinde ise  $1/\alpha$  olarak tanımlanmaktadır.  $\alpha$ ,  $\alpha = \frac{k}{\mu}/c_p$ , ısı difüzyonudur (dağılma) [25].

Denklem (7.13)'te ideal gazlar için kullanılacak  $G_b$  belirtilmiştir [25].

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (7.13)$$

Kaldırma kuvvetinin  $k$  transport denklemindeki etkisi görülürken,  $\varepsilon$ 'daki etkisi belirgin değildir. Dolayısıyla FLUENT'teki kaldırma kuvvetini ihmal edilebilmektedir [25]. Çizelge 7.1'de standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modelindeki sabitler verilmiştir.

**Çizelge 7.1:** Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans model sabitleri [25].

	$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Standart $k$ - $\varepsilon$	0,09	1,44	1,92	-1	1	1,3

$\omega$ , spesifik dağılım oranı, türbülans kinetik enerjinin birim zamanda ve birim hacimde termal iç enerjiye dönüşümüdür. Spesifik dağılım oranı türbülansın ortalama frekansı olarak da tanımlanır. SI (International System of Units) sistemde birimi  $1/s$ 'dir. Denklem (7.14)'te gösterilmiştir [25].

$$\omega = \varepsilon/k \quad (7.14)$$

### 7.1.2 Realizable $k$ - $\varepsilon$ türbülans modeli

Realizable  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeli dönen veya dönmekte olan akışlar, güçlü ters basınç gradyanları altında sınır tabakaları ve ayrılmalar için daha hassas (uygun) performans sergilemekte ve akışın devridaim olduğu uygulamalarda da tercih edilmektedir [30].

Diğer  $k$ - $\varepsilon$  modellerinde olduğu gibi,  $k$  transport denkleminin modellerin sunmuş olduğu sabitler dışında aynıdır. Fakat  $\varepsilon$  denkleminde farklılık bulunur.

Realizable  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modelinde hem  $k$ 'nin hem de  $\varepsilon$ 'nın transport denklemleri sırasıyla denklem (7.15) ve (7.16)'da gösterilmiştir [25].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7.15)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) \\
& = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \varepsilon} \\
& + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon
\end{aligned} \tag{7.16}$$

$\varepsilon$  transport denkleminde bulunan  $C_1$  ise denklem (7.17)'de gösterilmiştir [25].

$$C_1 = \max \left[ 0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \tag{7.17}$$

$C_\mu$  değeri standart k- $\varepsilon$  modeli ve RNG türbülans modelinde sabit iken realizable k- $\varepsilon$  modelinde değildir. Denklem (7.18)'de gösterilmiştir.

$C_\mu$  ortalama gerinim ve dönme oranlarının bir fonksiyonudur. FLUENT, denklem (7.19)'da  $\tilde{\Omega}_{ij}$ , açılma hız ile dönmekte olan ortalama dönme tensörü,  $S_{ij}$ , gerinim oranı tensörüyle elde edilen değeri çözer ve denklem (7.18)'de  $C_\mu$ 'yu hesaplayabilmek için kullanır [25].

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{7.18}$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{7.19}$$

FLUENT tarafından yapılan çözümlerinde  $\tilde{\Omega}_{ij}$  açılma hız ile dönmekte olan ortalama dönme tensörü için  $\omega_k$ , açılma hız kullanılarak denklem (7.20) ve (7.21) hesaplanarak denklem (7.19)'da kullanılır [25].

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{7.20}$$

$$\Omega_{ij} = \tilde{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{7.21}$$

Model sabitleri olarak  $A_0$  ve  $A_s$  olup sırasıyla  $A_0=4,04$  ve  $A_s=\sqrt{6}\cos\emptyset$  'dır. Denklem (7.22), (7.23), (7.24) ve (7.25)'te  $A_s$  sabitindeki  $\emptyset$ 'yi belirleyebilmek için tensörlerin formülizasyonları verilmiştir [25].

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (7.22)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}} \quad (7.23)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (7.24)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (7.25)$$

Çizelge 7.2'de realizable k-ε türbülans modelinde kullanılan sabitler verilmiştir [25].

**Çizelge 7.2:** Realizable k-ε türbülans model sabitleri [25].

	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
Realizable k-ε	1,44	1,9	1	1,2

### 7.1.3 Standart, RNG ve realizable k-ε türbülans modellerinin karşılaştırılması

Üç modelde aynı transport denklem formuna sahiptir. Ana farklılıklar aşağıdaki gibidir [25].

-Türbülans viskozite hesaplama metodu farklıdır.

-k ve ε'nun türbülans difüzyonunu yöneten türbülans Prandtl sayıları

-ε denkleminde nesil (generation) ve yıkım terimleridir.

Transport denklemleri (türbülans viskozite hesaplama metotları) ve model sabitleri her model için farklıdır.

### 7.1.4 k-ε modellerinde taşınım yoluyla ısı ve kütle transfer modeli

FLUENT'te yer alan türbülans ısı transportu, türbülans momentum transferine Reynolds benzerliği (analogy) kullanarak modellenir. Modellenen enerji denklemi, denklem (7.26)'da verilmiştir [25].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) + S_h \quad (7.26)$$

E, toplam enerji,  $k_{\text{eff}}$ , efektif termal iletkenlik,  $\tau_{ij_{\text{eff}}}$ , deviatorik gerilim tensörüdür. Denklem (7.27)'de ise  $\tau_{ij_{\text{eff}}}$  formülü verilmiştir [25].

$$\tau_{ij_{\text{eff}}} = \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (7.27)$$

$\tau_{ij_{\text{eff}}}$  viskoz ısıtmayı temsil eder ve çifleştirilmiş (coupled) çözümlerinde her zaman kullanılır. Lakin ayrıklaştırılmış çözümlerinde ise çözülmez. Realizable k- $\epsilon$  modelinde efektif termal iletkenliği denklem (7.28)'de verilmiştir. k, termal iletkenlik,  $c_p$ , özgül ısı, olup  $Pr_t$  ise modelin sabitidir ve 0.85'tir [25].

$$k_{\text{eff}} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (7.28)$$

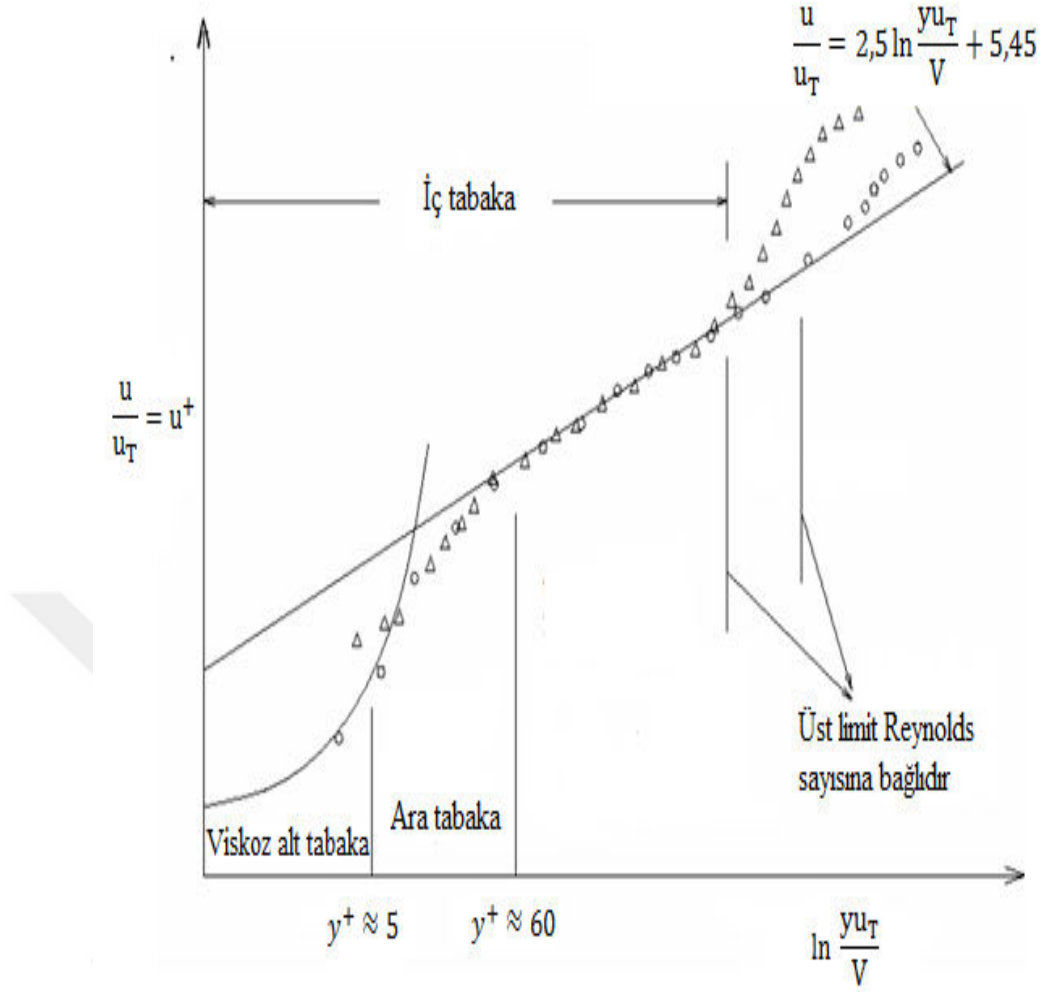
## 7.2 Duvara Bağımlı Türbülanslı Akış İçin Duvar Yakınındaki Yaklaşımı

Duvarın varlığı, türbülans akışını önemli şekilde etkiler. Ortalama hız alanı kaymama (no-slip) şartı boyunca etkilenir. Duvardan uzak kısımlarda ise, ortalama hızdaki büyük gradyenler sayesinde türbülans kinetik enerji üretimi artar [25].

Türbülans akışı için yapılan birçok deney sonucunda duvara yakın bölgeler üç tabakaya ayrılmıştır. En iç tabaka viskoz alt tabaka olarak adlandırılır. Akış hemen hemen laminar olup, moleküler viskozite, momentum, ısı ve kütle transferinde önemli rol oynar. En dış tabaka da ise tamamen türbülans tabakası olarak adlandırılır. Burada türbülans önemlidir. Tam türbülans tabaka ile viskoz alt tabaka arasında ise iç tabaka (interim region) bulunur. Moleküler viskozite ve türbülansın etkisi eşit şekildedir [25].

Şekil 7.2'de türbülans akışında duvara yakın bölgede oluşan üç tabaka, birimsiz değerler ile açıklanmaya çalışılır. Dikey ekseninde  $u^+$ , yatay ekseninde ise  $y^+$ 'in tam türbülans bölgesi dışında lineer eğri oluştururken,  $y^+$  değeri 60'ın üzerine çıktığında ise  $u^+$  ile  $\ln(y^+)$  arasında tam türbülans bölgesinde logaritmik eğri oluşur. Bu da logaritmik duvar yasası olarak adlandırılmaktadır [25].



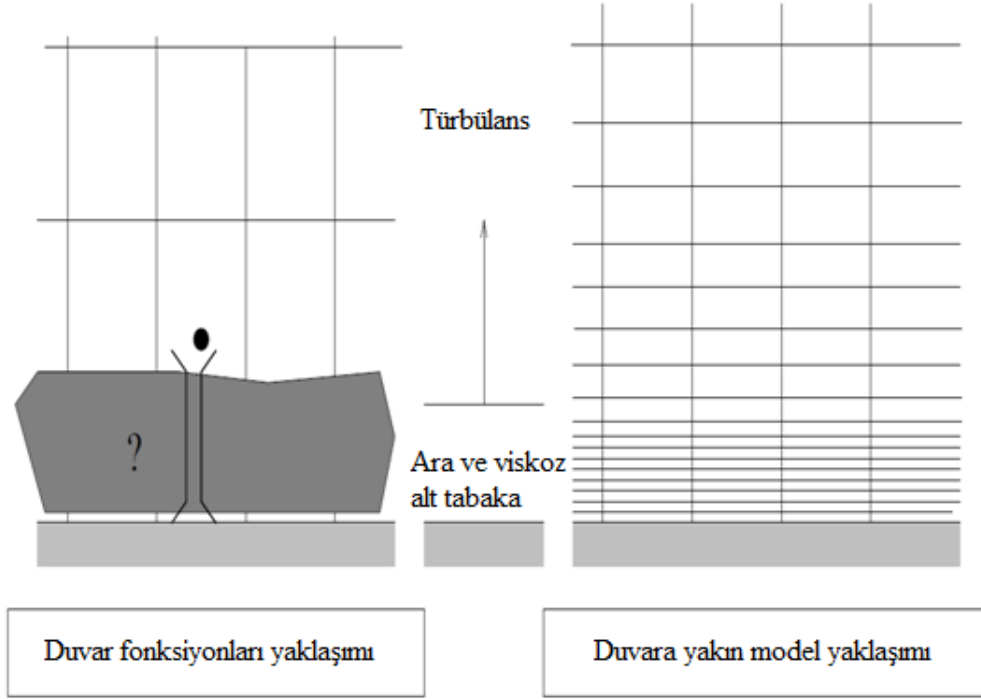


Şekil 7.2: Duvara yakın bölgedetabakaların gösterilmesi [25].

### 7.2.1 Duvar fonksiyonları ve duvara yakın modelleme

Duvara yakın bölgeyi modellemek için iki tür yaklaşım mevcuttur. Bir yaklaşımda viskoziteden etkilenen iç bölge (viskoz alt tabaka ve ara tabaka) çözülmez. Bunun yerine yarı ampirik formüllerle oluşturulan duvar fonksiyonları kullanılır. Duvar fonksiyonları tam türbülanslı tabaka ile duvar arasında viskoziteden etkilenen bölgede köprü kurarak kullanılır. Duvar fonksiyonlarının kullanımı, duvarın varlığını açıklamak için türbülans modelini modifiye etme ihtiyacı duyar [25].

Diğer bir yaklaşım ise, duvara yakın modelleme olarak adlandırılır ve viskoz alt tabaka dahil viskozdan etkilenen tüm bölgeyi daha ince örgü (mesh) yapısıyla çözümlenmeye çalışır. Duvar fonksiyonu gibi türbülans modelini modifiye eder. Şekil 7.3'te duvara yakın bölgelerde çözümlenme metodlarına dair gösterim yapılmıştır [25].



**Şekil 7.3:** Duvara yakın bölgelerin sınıflandırılması [25].

Duvar fonksiyonu yaklaşımı yönteminde viskozdan etkilenen bölgedeki değişkenler çok hızlı değiştiğinden çözümlenmez. Duvar fonksiyonu yaklaşımı popüler, ekonomik ve hassasiyeti ile endüstriyel akış simülasyonlarında duvara yakın bölgelerdeki en uygun pratik yaklaşımdır. Lakin, duvar fonksiyonu düşük Reynolds sayılarının çözümlenmesinde yetersiz kalmaktadır. Duvara yakın model yaklaşımı düşük Reynolds sayısına sahip akışlarda duvar fonksiyonları yaklaşımına göre daha iyi sonuçlar verir [25].

### 7.2.2 Standart duvar fonksiyonları

Standart duvar fonksiyonları Launder ve Spalding tarafından öne sürülmüştür ve FLUENT'te özellikle endüstriyel akış problemleri için en yaygın olarak kullanılan yaklaşımdır.

FLUENT tarafından çözümlenen duvar yasasında birimsiz ortalama hız, denklem (7.29) ve (7.30)'da gösterilmiştir. FLUENT modelin örgü (mesh) yapısına bağlı olarak birimsizliği, "\*" tanımı yaparak çözümlenme yapar [25].

$\mathcal{K}=0,42$ , von Karman sabiti,  $E=9.81$ , empirik sabit,  $y^*$ , FLUENT tarafından üretilen birimsiz duvara (duvardanörgü normaline mesafe) olan mesafe,  $U_p$ , herhangi bir "P"

noktasında ortalama hız değeridir.  $k_p$ , "P" noktasında türbülans kinetik enerjisi,  $U^*$ , örgü yapısınca birimsiz ortalama hız değeridir [25].

$$U^* = \frac{1}{\mathcal{K}} \ln(Ey^*) \quad (7.29)$$

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (7.30)$$

$y^*$  değeri FLUENT tarafından modelin sonlu elemanlara dönüştürülmesi sonucusistemin kararlı durum çözümlemesinde iterasyon bazlı, zamana bağlı olarak çözümlemelerde ise tanımlanan zamana bağlı olarak üretilir. Nümerik olarak hesaplanan  $y^+$  ile karşılaştırma imkanı verir. Çözümleme kararlı (equilibrium) türbülans sınır tabaka içerisinde ise  $y^* = y^+$ 'dir [25].

FLUENT'te ortalama hız için logaritmik yasa  $y^* > 30-60$  olduğu zamanlarda geçerlidir [25].

$y^* < 11.25$ 'ten küçük olduğu şartlarda, laminar gerilme-uzanım (stress-strain) ilişkisinde  $U^* = y^*$  geçerli olacaktır. Denklem (7.31)'de FLUENT tarafından üretilen birimsiz  $y^*$  değerinin formülizasyonu verilmiştir.  $y_p$ , duvardan "P" kadar uzaklıkta mesafedir.  $\mu$  ise akışkanın dinamik viskozitesidir [25].

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (7.31)$$

FLUENT enerji ve momentum transportları arasında Reynolds benzerliği (analogy) ile ortalama sıcaklık için benzer bir logaritmik yasa sunar. İletimin önemli olduğu durumlarda termal iletim alt tabaka için lineer yasa uygulanırken, türbülansın etkisinin iletimden üstün olduğunda ise türbülans bölgesinde logaritmik yasa uygulanır [25].

Termal iletim tabakasının kalınlığı genellikle momentum viskoz alt tabaka kalınlığından farklıdır ve akışkandan akışa değişiklik gösterir. Örneğin, yüksek Prandtl sayılı akışkanlar için termal alt tabakanın kalınlığı onun momentum alt tabaka kalınlığından oldukça azdır. Lakin, düşük Prandtl sayılı akışkanlarda ise momentum alt tabaka kalınlığından oldukça fazladır [25].

$T^*$ , logaritmik yasada birimsiz sıcaklık, FLUENT tarafından çözümlenen denklem (7.32)'de gösterilmiştir. Denklem (7.33)'te  $y^* < y_T^*$  şartı ve denklem (7.34)'te ise  $y^* > y_T^*$  şartına göre iterasyon bazlı veya zamana bağlı olarak FLUENT çözümler yapar.  $y_T^*$ , Şekil 7.2'de gösterilen lineer ve logaritmik eğrilerin kesişimi sonucu üretilen birimsiz alt sınır tabaka kalınlığı,  $\dot{q}$ , duvar ısı akısı,  $T_w$ , duvardaki sıcaklık,  $T_p$ , duvardan "P" mesafesi kadar uzaklıktaki sıcaklık değeri,  $k_p$ , "P" noktasında ısı iletkenlik değeri,  $Pr$ , moleküler Prandtl sayısı,  $E$ , duvar fonksiyonu sabiti olup 9.793'e eşittir. Denklem (7.33) ve (7.34) belirtilen şartlara istinaden elde edilen  $T^*$  değerinin kararlı durum veya zamana bağlı olarak çözümlemede, denklem (7.32)'de kullanılarak duvar sıcaklığı ve ısı akısı hesaplamalarını yapar [25].

$$T^* = \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} \quad (7.32)$$

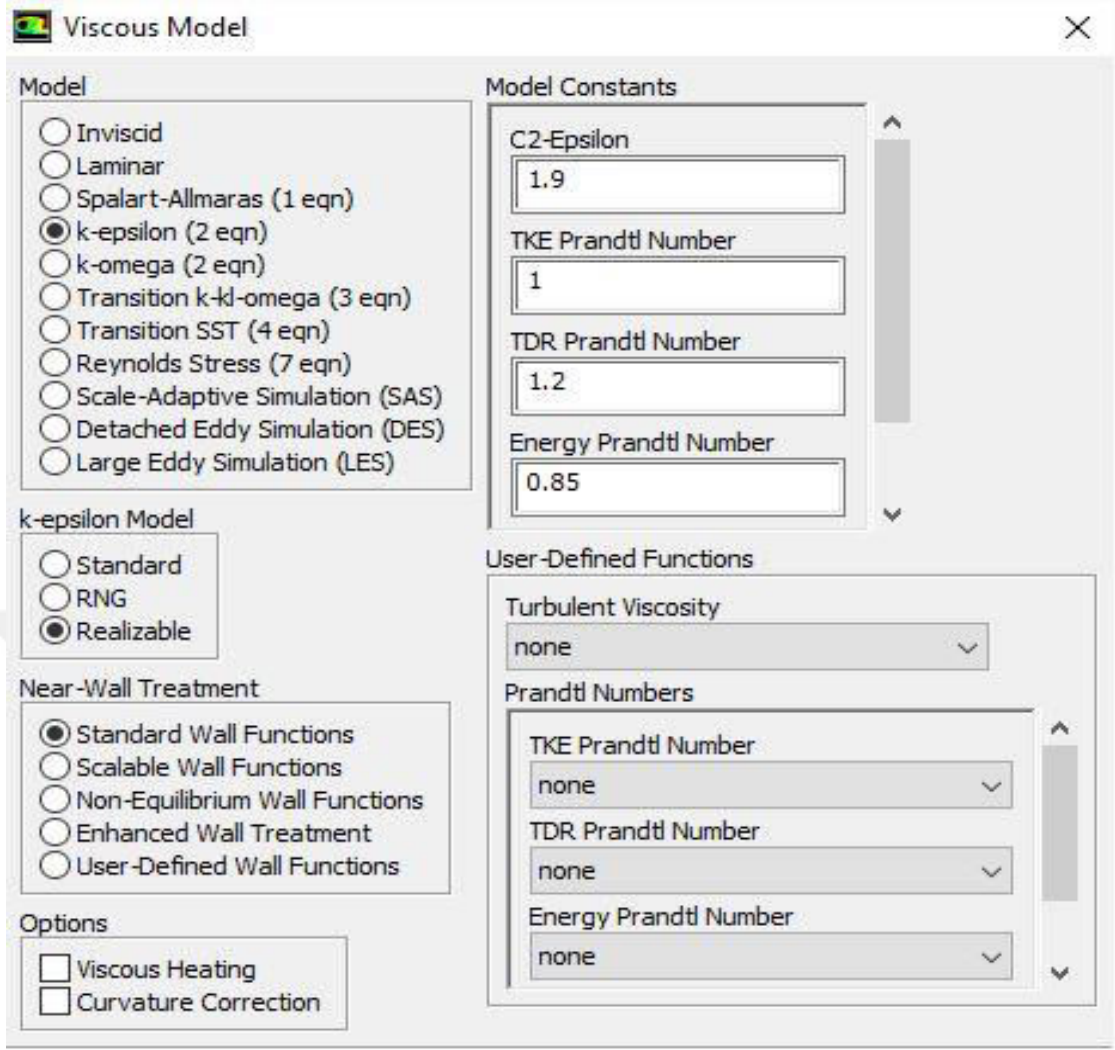
$$T^* = Pr y^* + 1/2 \rho Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 \quad (7.33)$$

$$T^* = Pr_t \left[ \frac{1}{\mathcal{K}} \ln(E y^*) + P \right] + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} \{ Pr_t U_p^2 + (Pr - Pr_t) U_c^2 \} \quad (7.34)$$

P değeri ise Jayatilke tarafından geliştirilmiş ve denklem (7.35)'te gösterilmektedir [25].

$$P = 9.24 \left[ \left( \frac{\sigma}{\sigma_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[ 1 + 0.28 e^{-0.007 \sigma / \sigma_t} \right] \quad (7.35)$$

Şekil 7.4'te FLUENT türbülans model seçim arayüzü bulunmaktadır. Sonlu elemanlara dönüştürülmüş reküperatör modeli için realizable k- $\epsilon$  ve standart duvar fonksiyonları yaklaşımları tercih edilmiştir.



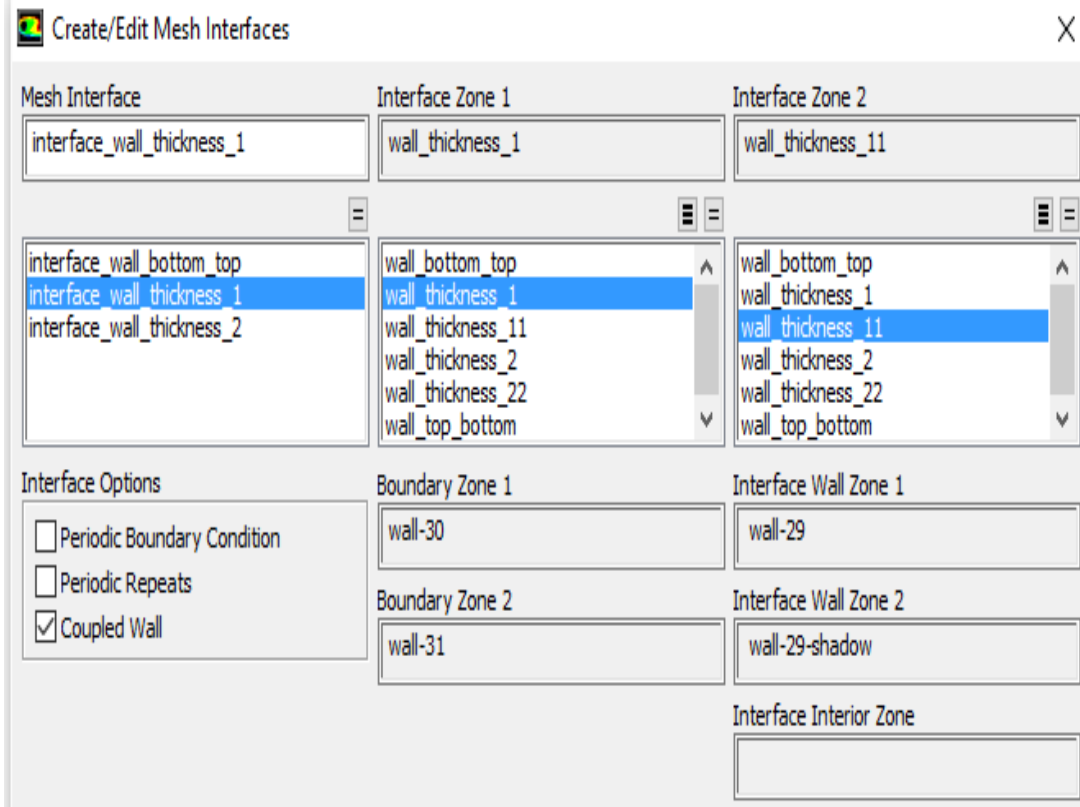
Şekil 7.4: FLUENT türbülans model seçim arayüzü.

### 7.3 Arayüzey Sınır Şartı

FLUENT iki akışkanın arasında birbirine karışmasını önlemek için duvar tanımlaması imkanı sunar. Bu duvarın her iki akışkan arasında tek bir sıcaklık yani ortak sıcaklık değeri oluşturmak için Şekil 7.5'te gösterilen arayüzey seçeneğinde çiftleştirilmiş duvar (coupled wall) tanımı yapılır.

Rekuperatör modelinin yakma havası girişindeki, çıkışındaki boruların yüzeylerinde (atık gaz ve yakma havasının kontrol hacimlerinin temas ettiği yüzeyler) ve son olarak atık gaz kontrol hacminin alt kısmının, plenum üst yüzeyine teması olması nedeniyle çiftleştirilmiş duvar tanımı yapılır.

Örnek teşkil etmesi amacıyla Şekil 7.5'te FLUENT arayüzey (interface) sınır şart arayüzü gösterilmiştir.



Şekil 7.5: FLUENT arayüzey sınır şart arayüzü.

## 7.4 Akışkanların ve SUS410L Malzemesinin Fiziksel Özelliklerinin FLUENT'te Tanımlanması

### 7.4.1 Atık gaz ve yakma hava için fiziksel özelliklerinin FLUENT'e girilmesi

Yakma havası ve atık gazın çözümlenmedeki yoğunluk hesabı, sıkıştırılamaz ideal gaz (incompressible ideal gas) olarak FLUENT'te seçimi yapılır.  $M$ , Mach sayısı, denklem (7.36)'da gösterilmiştir.  $u$ , basit bir ifade ile yerel akış hızı,  $c$ , ortamdaki sesin hızıdır.  $M < 0.3$ 'ten küçük olduğu (ses altı) durumlarda sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilir [26].

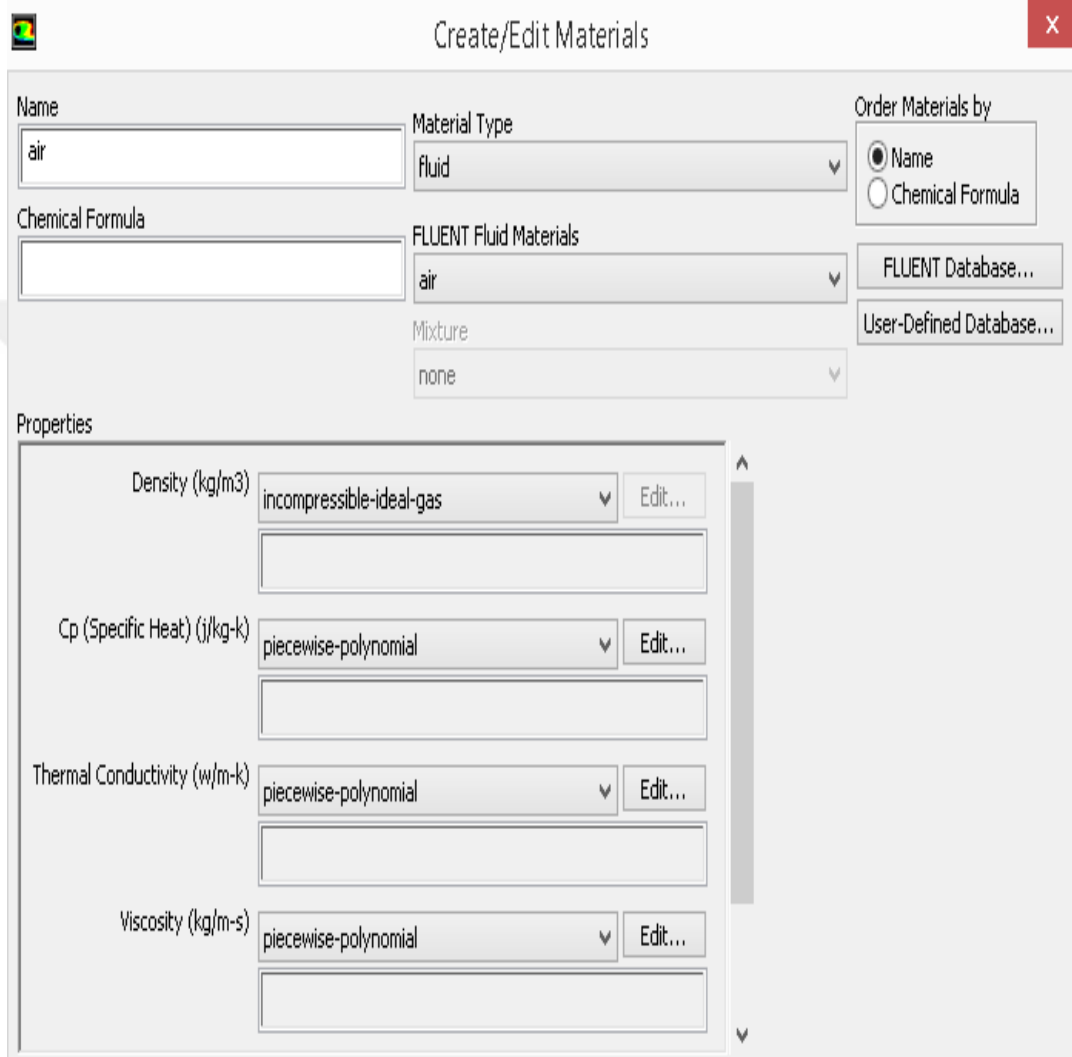
$$M = \frac{u}{c} \quad (7.36)$$

Sıkıştırılamaz ideal gaz seçimi, her iki akışkanın ortalama hızlarının 0.3 Mach sayısından küçük olması ve süreklilik denkleminde yalnızca  $\nabla \rho \vec{u} = 0$  kabul ederek, yoğunluğun ideal gaz denkleminde göre sıcaklığa bağımlılığını tanımlar [27].

FLUENT'in sıkıştırılamaz ideal gaz için çözülen denklem (7.37)'de gösterilmiştir.  $P$ , basınç,  $R$ , universal gaz sabiti,  $M_w$ , gazın moleküler ağırlığıdır [27].

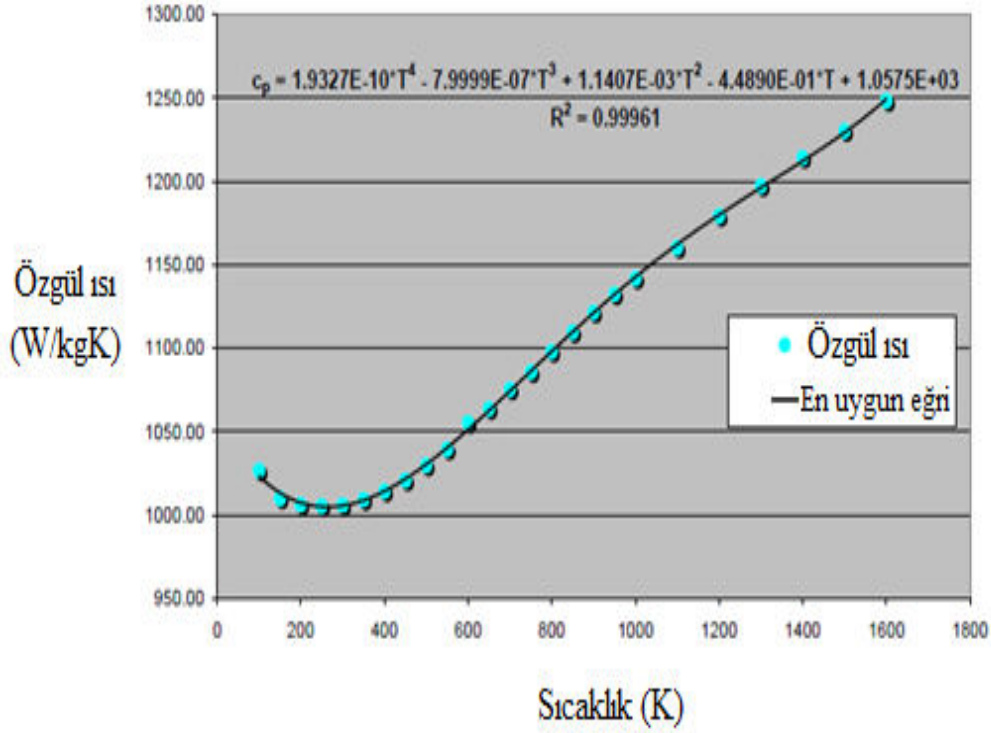
$$\rho = \frac{P}{\frac{R}{M_w} T} \quad (7.37)$$

Şekil 7.6'da hem atık gazın hem de yakma havasının yoğunluğunun sıkıştırılmaz ideal gaz olarak FLUENT arayüzünde seçimi gösterilmiştir.



**Şekil 7.6:** Her iki akışkanın yoğunluğunun değişimi.

Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı özgül ısı değişimi, Şekil 7.7'de gösterilen polinom denkleminde bağlı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 7.7: Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı özgül ısısı [28].

Şekil 7.8'de her iki akışkanın özgül ısısı, sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 7.7'de gösterildiği gibi FLUENT'te tanımlanması yapılır.

Piecewise-Polynomial Profile

Define: Cp

In Terms of: Temperature

Ranges: 1

Range: 1

Minimum: 278.15

Maximum: 1093.15

Coefficients: 5

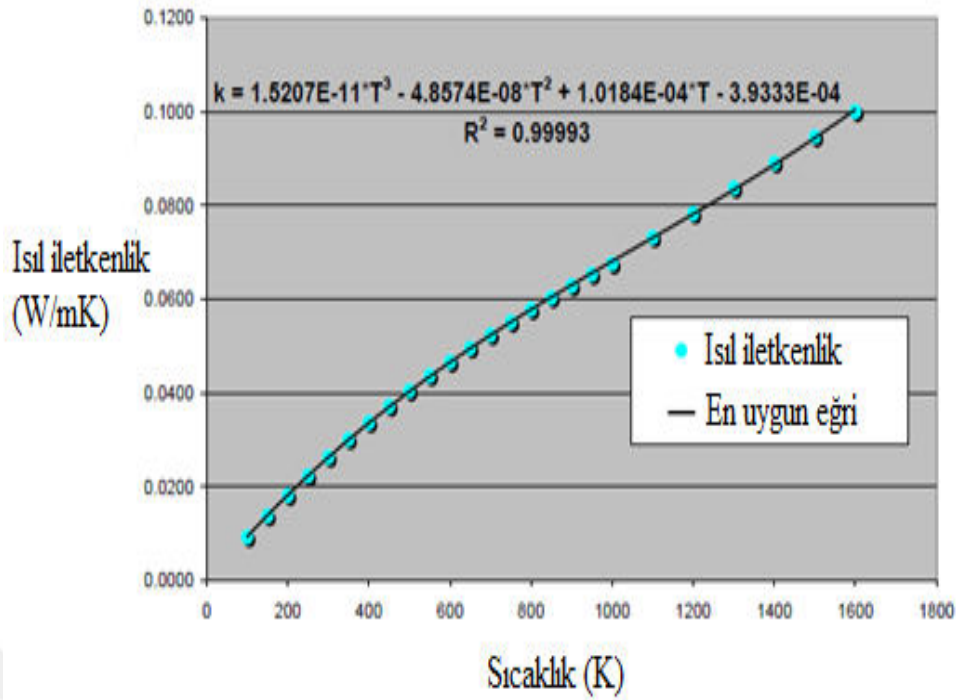
Coefficients:

1	1057.5	2	-0.4489	3	0.0011407	4	-7.9999e-07
5	1.9327e-10	6		7		8	

Şekil 7.8: Özgül ısıpolinom denkleminin FLUENT'te tanımlanması.

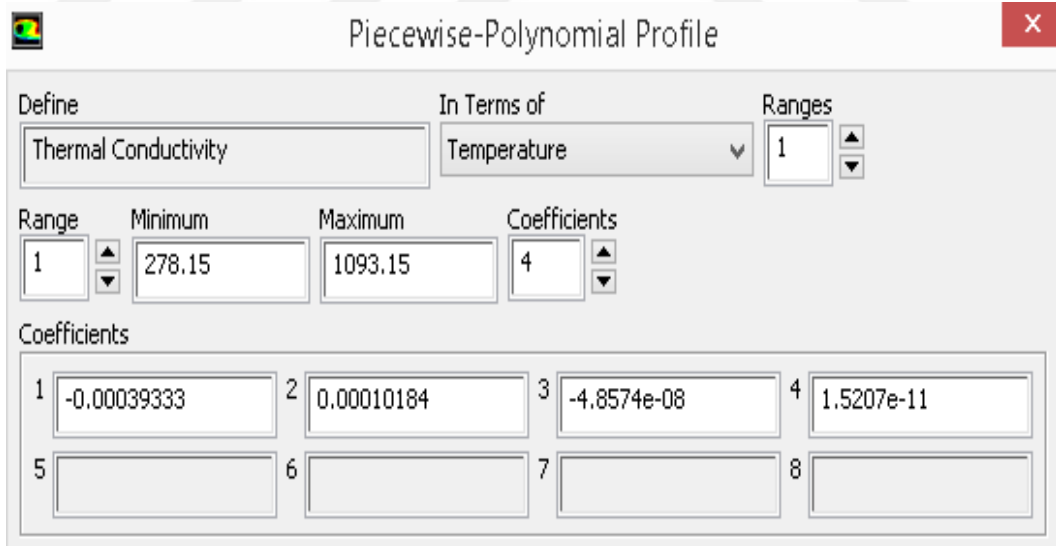
Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı ısı iletkenliğinin değişimi, Şekil 7.9'da gösterilen polinom denkleminin bağlı olduğu kabul edilmiştir.





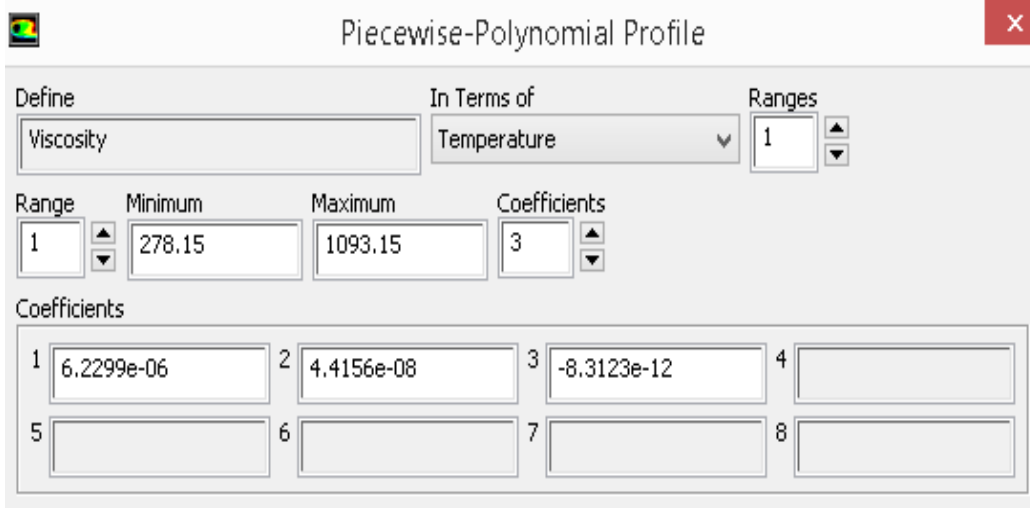
**Şekil 7.9:** Her iki akışkanın sıcaklığa bağlı ısı iletkenliği [29].

Şekil 7.10'da her iki akışkanın ısı iletkenliğinin sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 7.9'da gösterildiği FLUENT'e tanımlanması gösterilir.



**Şekil 7.10:** Isıl iletkenlik polinom denklemi FLUENT'te tanımlanması.

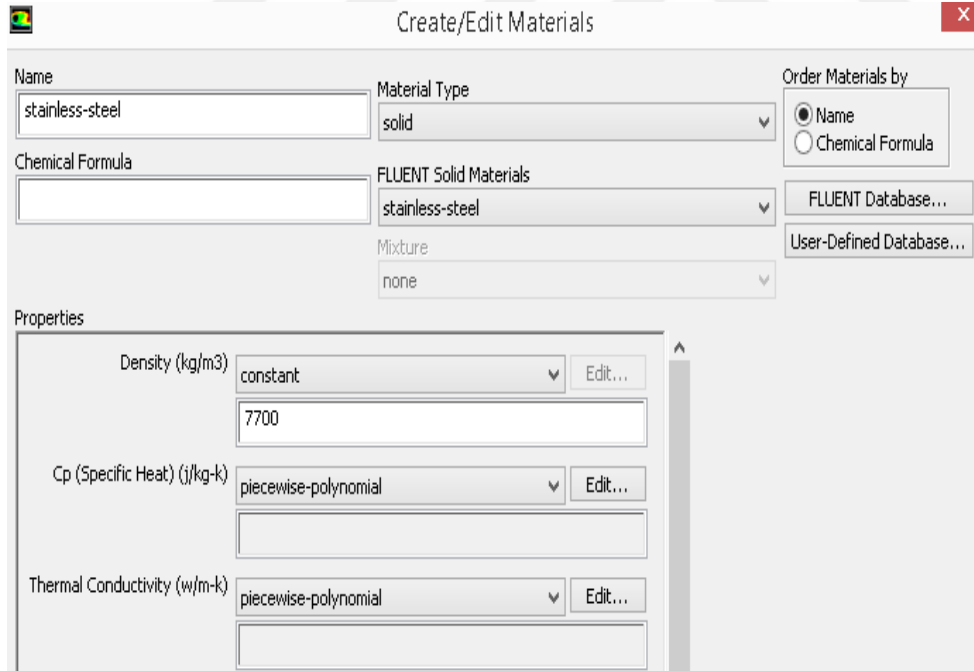
Şekil 7.11'de her iki akışkanın bir diğer fiziksel özelliği olan dinamik viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi için kabul edilen polinom denklemi ile FLUENT'e tanımlanması gösterilir.



**Şekil 7.11:** Dinamik viskozitepolinom denkleminin FLUENT'te tanımlanması.

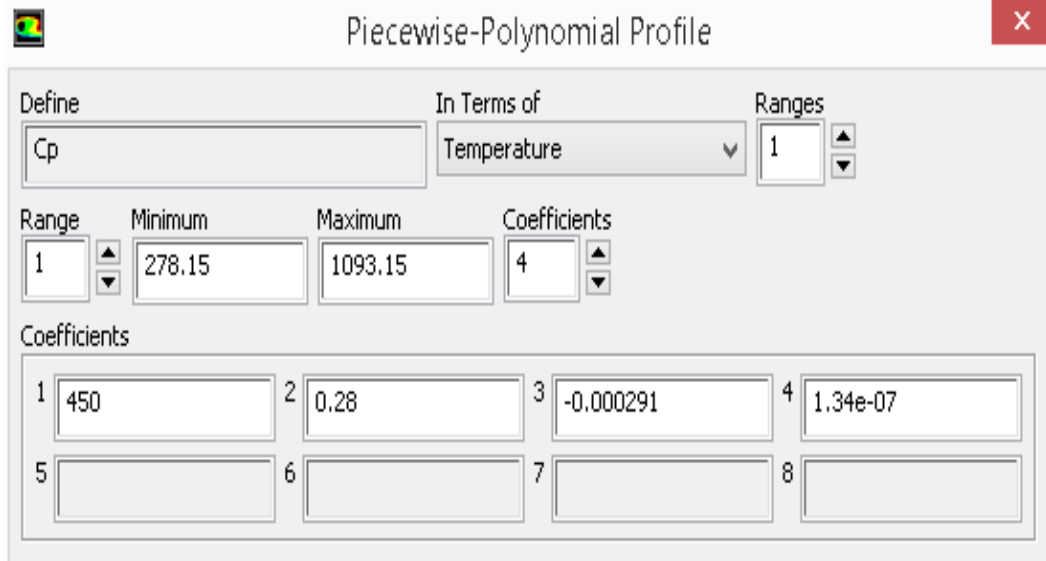
#### 7.4.2 Boru malzemesinin fiziksel özelliklerinin FLUENT'e girilmesi

Şekil 7.12'de SUS410L paslanmaz çelik boru malzemesinin yoğunluğunun sıcaklığa bağlı değişmeyeceği kabul edilerek Çizelge 3.1'de belirtilen  $7700\text{kg/m}^3$  değerini FLUENT'te tanımlanması gösterilir.



**Şekil 7.12:** FLUENT'te boru malzemesinin yoğunluğunun tanımlanması.

Şekil 7.13'te boru malzemesinin sıcaklığa bağlı özgül ısısının, kabul edilen polinom denkleminde göre FLUENT'te tanımlanmasına dair gösterimi bulunmaktadır.



Piecewise-Polynomial Profile

Define: Cp

In Terms of: Temperature

Ranges: 1

Range: 1

Minimum: 278.15

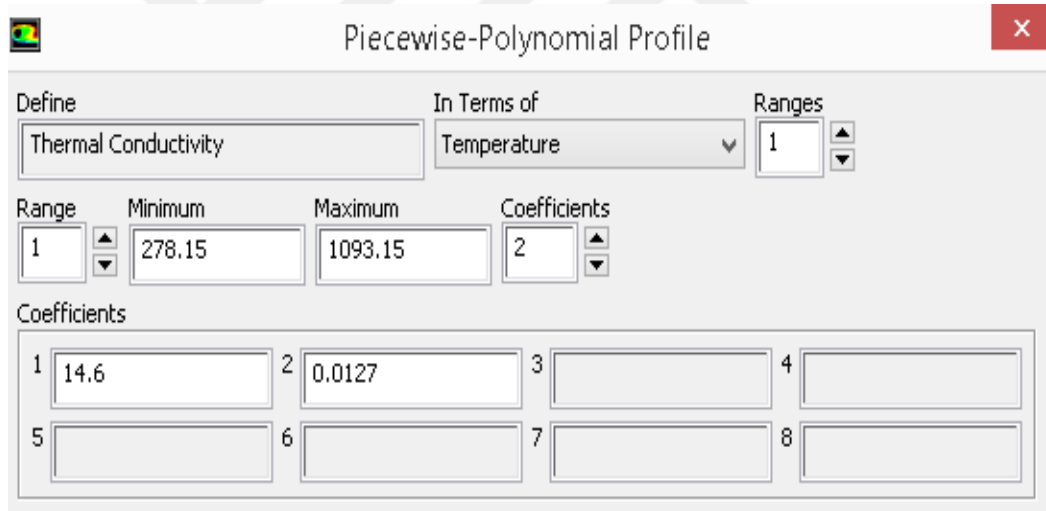
Maximum: 1093.15

Coefficients: 4

1	2	3	4
450	0.28	-0.000291	1.34e-07

**Şekil 7.13:** FLUENT'te boru malzemesinin özgül ısınının tanımlanması.

Şekil 7.14'te boru malzemesinin sıcaklığa bağlı ısı iletkenliğinin, kabul edilen polinom denkleminde göre FLUENT'e tanımlanması gösterilir.



Piecewise-Polynomial Profile

Define: Thermal Conductivity

In Terms of: Temperature

Ranges: 1

Range: 1

Minimum: 278.15

Maximum: 1093.15

Coefficients: 2

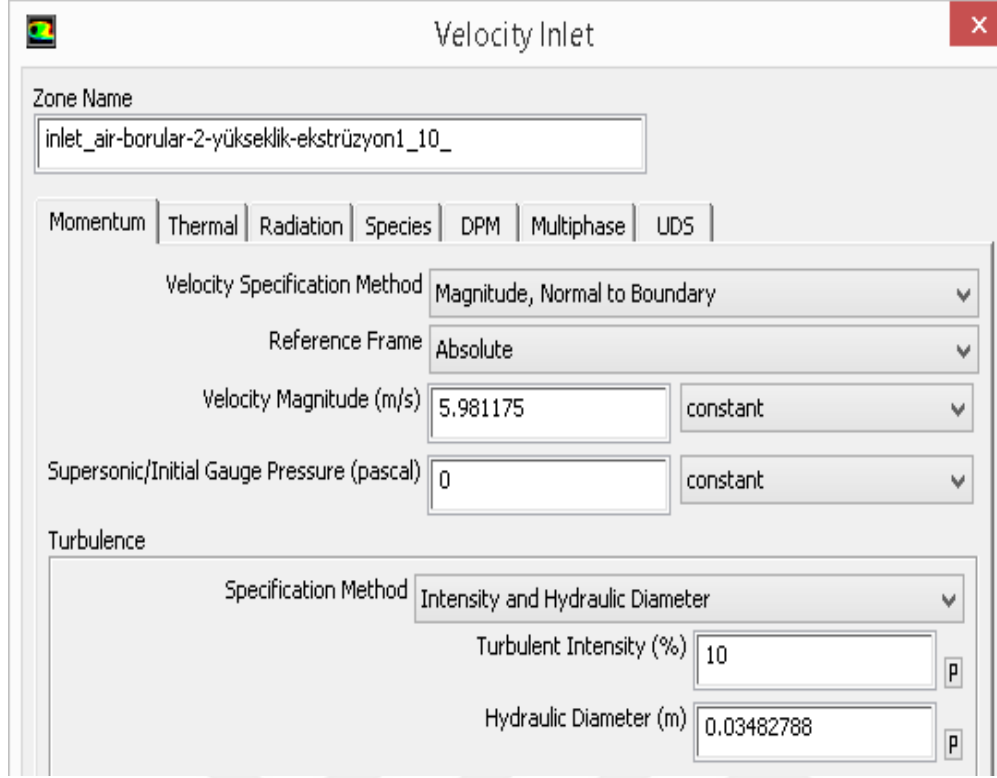
1	2	3	4
14.6	0.0127		

**Şekil 7.14:** FLUENT'te boru malzemesinin ısı iletkenliğinin tanımlanması.

## 7.5 Yakma Havaasının Sınır Şartları

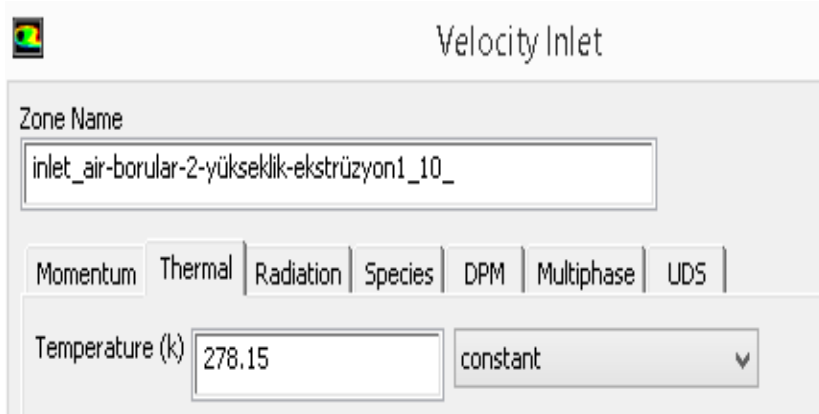
### 7.5.1 Yakma havaasının giriş sınır şartları

Şekil 7.15'te FLUENT'in sınır şart arayüzü gösterilmiştir. Çizelge 3.8'de yakma havaasının kabul edilen debisine istinaden nümerik olarak hesaplanan yakma havaasının hız ve yakma havaasının giriş kesitindeki hidrolik çap değerlerinin Şekil 7.15'te FLUENT'te tanımlanmasına dair gösterimi mevcuttur.



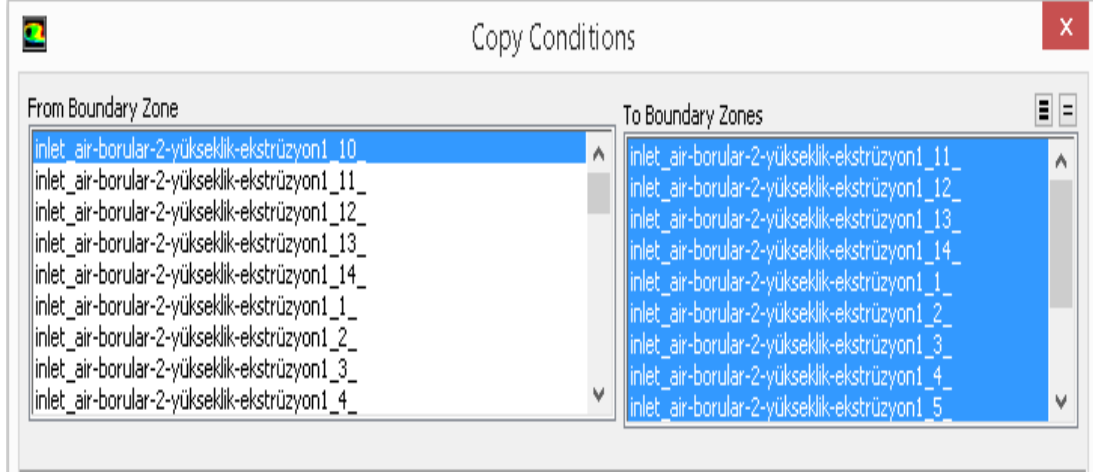
**Şekil 7.15:** Yakma havasının reküperatör girişindeki hidrolik çap ve hızı tayini.

Şekil 7.16'da yakma havasının sıcaklığı Çizelge 3.4'te ticari reküperatör imalatçısı tarafından belirlenen termal verilerin "minimum" sütununda yer alan yakma havasının ortalama giriş sıcaklığı, FLUENT'te giriş sıcaklık şartı olarak tanımlanmıştır.



**Şekil 7.16:** Yakma havasının reküperatör girişindeki kabul edilen sıcaklığı.

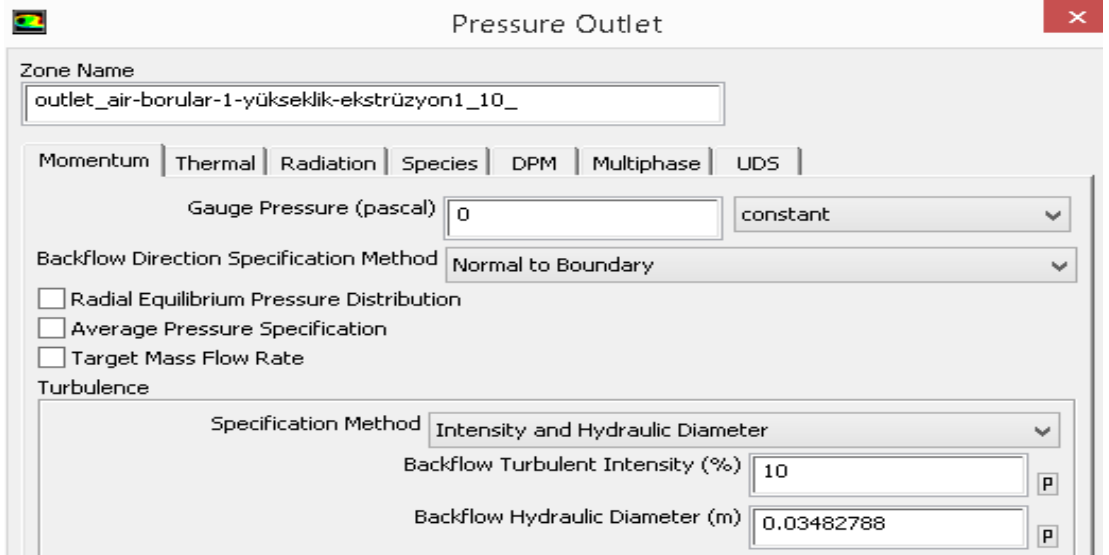
Şekil 7.17'deyakma havasının Şekil 7.15 ve 7.16'da gösterilen giriş sınır şartlarının, girişteki tüm borularda aynı sınır şartı sağlaması için yapılan uygulamaya dair FLUENT arayüzü gösterilmiştir.



Şekil 7.17: Girişteki tüm borulardaki ilk sınır şartlarının eşitlenmesi.

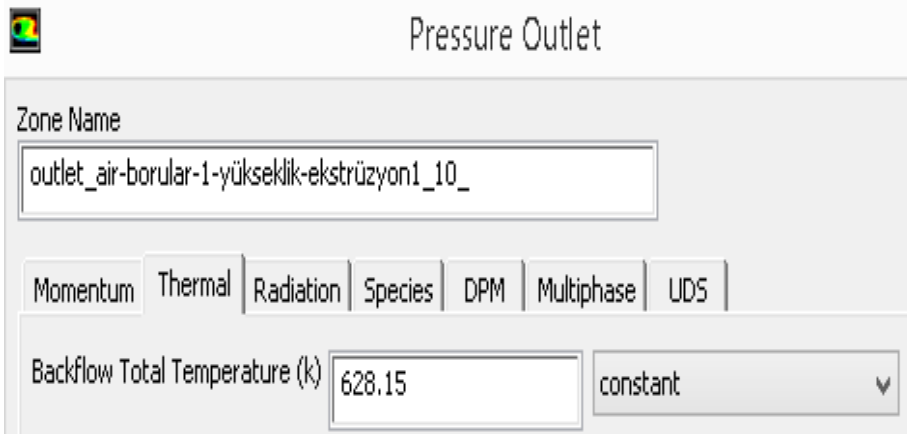
### 7.5.2 Yakma havasının çıkış sınır şartları

FLUENT'te yakma havasının çıkış sınır şartı Şekil 7.15'te belirtilen hidrolik çap ile aynı olduğundan Şekil 7.18'de görüldüğü değişiklik yapılmadığı ve aynı şartı sağladığı kabul edilmiştir. Çıkış şartı olarak bir diğer girilebilecek kısım ise kütleli debi ve ortalama hızda olabilir. Fakat sıcaklığın etkisi ile hem yoğunluğun hemde hızın değişebileceği öngörüldüğünden tanımlanmamıştır.



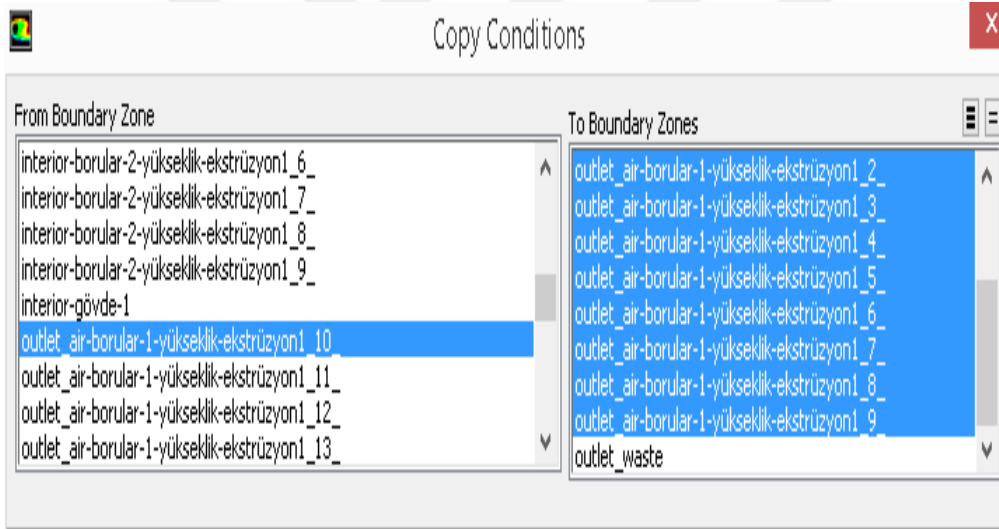
Şekil 7.18: Yakma havasının reküperatör çıkışındaki hidrolik çap tayini.

Şekil 7.19'da ise Çizelge 3.4'teticari reküperatör imalatçısı tarafından belirlenen termal verilerin "minimum" sütununda yer alan yakma havasının ortalama çıkış sıcaklık değeri, FLUENT'te çıkış sınır şartı olarak tanımlanmıştır.



**Şekil 7.19:** Atık gazın reküperatör çıkışındaki kabul edilen sıcaklığı.

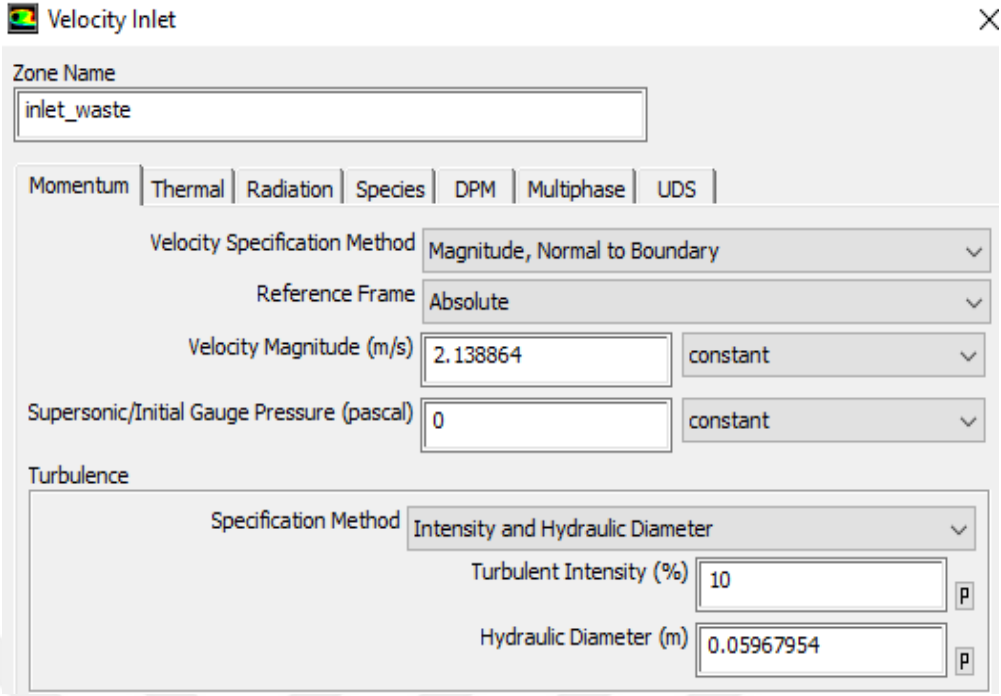
Şekil 7.20'de ise Şekil 7.17'de olduğu gibi tüm boruların aynı hidrolik çap değerine sahip olduğunu tanımlayabilmek için kullanılmaktadır. Şekil 7.20'de FLUENT arayüzünde tüm çıkış hidrolik çap değerlerinin eşit olduğu kabul edilmiştir.



**Şekil 7.20:** Yakma havasının çıkıştaki tüm borularda sınır şartlarının eşitlenmesi.

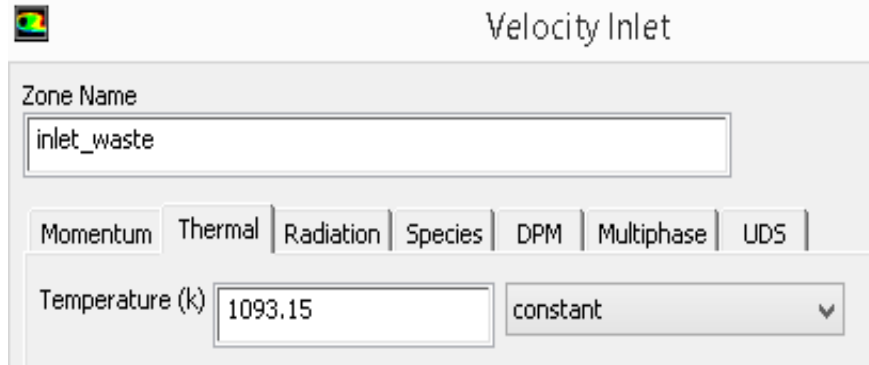
### 7.5.3 Atık gazın giriş sınır şartları

Reküperatörün sonlu elemanlar yöntemindeki modelinin, 1/26'sı irdelendiği için Çizelge 3.3'te "normal" sütunundaki hacimsel debi ve hidrolik çapın değeri de aynı oranda azalacağından, tasarımdaki hız değerinin değişmediği kabul edilir. Buna istinaden tasarımı yapılan reküperatörde 13 adet enlemesine boru olduğundan elde edilen 1/26'luk modeldeki nümerik olarak hesaplanan hidrolik çap değeri Şekil 7.21'de FLUENT sınır şart arayüzünde tanımlanmıştır.



**Şekil 7.21:** Atık gazın girişteki hidrolik çap ve hız değerinin kabulü.

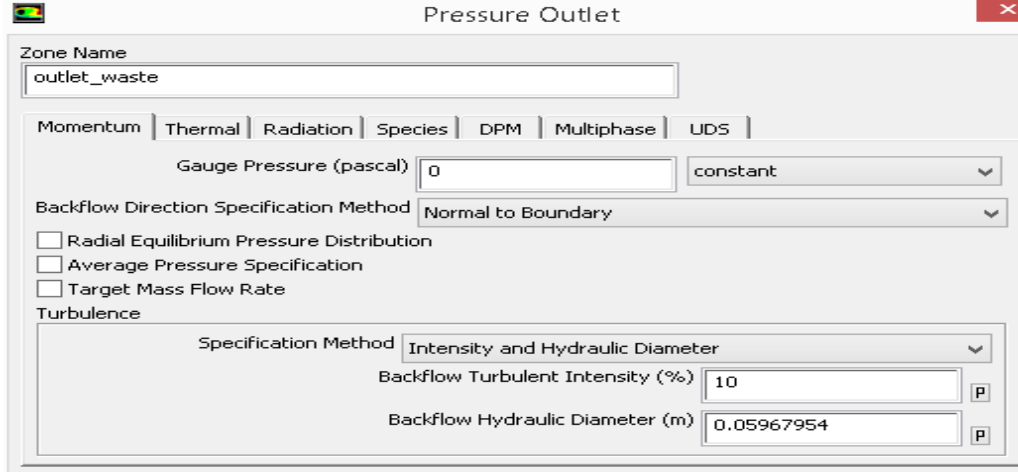
Şekil 7.22'de ise Çizelge 3.3'te ticari reküperatör imalatçısı tarafından belirlenen termal (ısı) verilerin "normal" sütununda yer alan atık gaz giriş sıcaklık değeri, kabul edilerek FLUENT'te giriş sınır şartı olarak gösterimi verilmiştir.



**Şekil 7.22:** Atık gazın girişteki sıcaklık değerinin girilmesi.

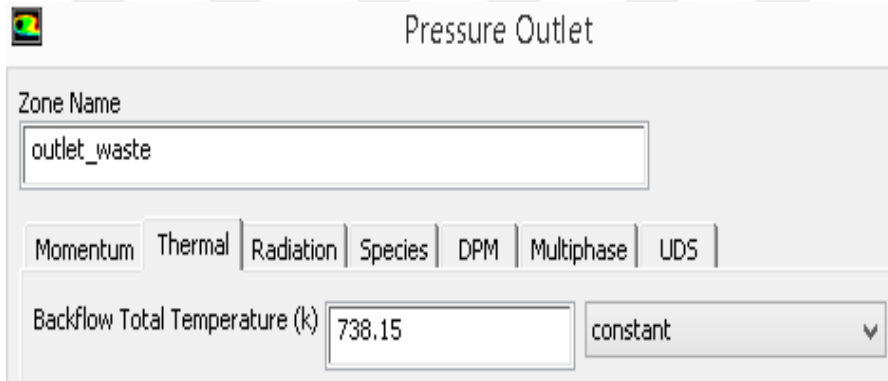
#### 7.5.4 Atık gaz çıkış sınır şartları

FLUENT'te atık gazın çıkış sınır şartı olarak Şekil 7.21'de belirtilen hidrolik çap tanımlanabilir. Çıkış sınır şartı olarak bir diğer girilebilecek kısım ise kütsel debi ve hız olabilir. Fakat sıcaklığın etkisi ile hem yoğunluğun hemde hızın değişebileceği öngörüldüğünden tanımlanmamıştır. Dolayısıyla Şekil 7.23'te yalnızca hidrolik çap çıkış sınır şartı olarak tanımlanabilir.



**Şekil 7.23:** Atık gazın çıkıştaki hidrolik çap kabulü.

Çizelge 3.3'te "normal" sütunundaki atık gaz ortalama çıkış sıcaklığı değeri kabul edilerek Şekil 7.24'te FLUENT'te tanımlanması gösterilmiştir.



**Şekil 7.24:** Atık gazın çıkış sıcaklık değerinin kabulü.

## 7.6 Sonlu Farklar Çözümüne Yönelik Sayısal Analiz Yöntemleri

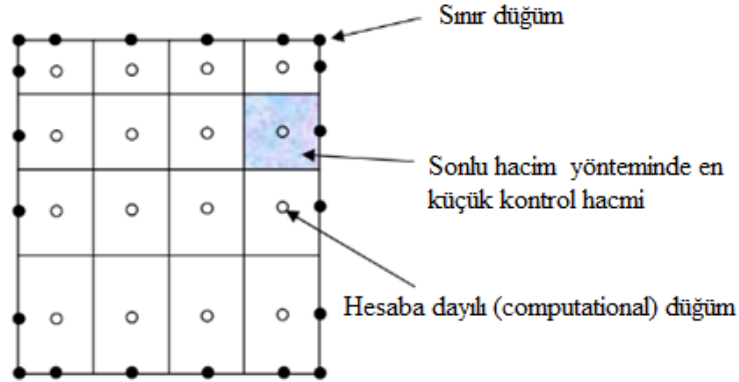
FLUENT, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini korunumlarını sağlar. Transport denklemlerin sahip olduğu kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde sonlu hacim yöntemi kullanarak çözümlenir.

Şekil 7.25'te örnek olarak gösterimi yapılan sonlu elemanlara dönüştürülmüş kontrol hacminin, daha küçük kontrol hacimlerine dönüştürülmesi gösterilmiştir.

Üç boyutlu çözümlerinde en küçük kontrol hacminin altı (6) adet yüzü bulunmaktadır. Her yüzünün köşesinde (boundary node) akışkanın sahip olduğu fiziksel özellikler taşır. Çözümleme için her köşenin integralinin toplamı en küçük kontrol hacminin merkezinde (computational node) toplanır. Her en küçük kontrol



hacim hücresinin, transport denklemlerinin çözümlerinde cebirsel denklemlere dönüştürülmesi (discretization) sağlanır [30].



**Şekil 7.25:** En küçük kontrol hacmi [30].

a, x eksenini boyunca ilerleyen bir dalganın hızı, tek boyutlu lineer yatay hava akımları ile ısınnın aktarılması denklem (7.38)'de verilmiştir [30].

$$\frac{\partial u}{\partial t} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (7.38)$$

Örnek olarak denklem (7.38)'deki kısmi diferansiyel denklemin cebirsel olarak ayrıştırılması için FLUENT tarafından çözümlenen nümerik yöntemler kullanılır.

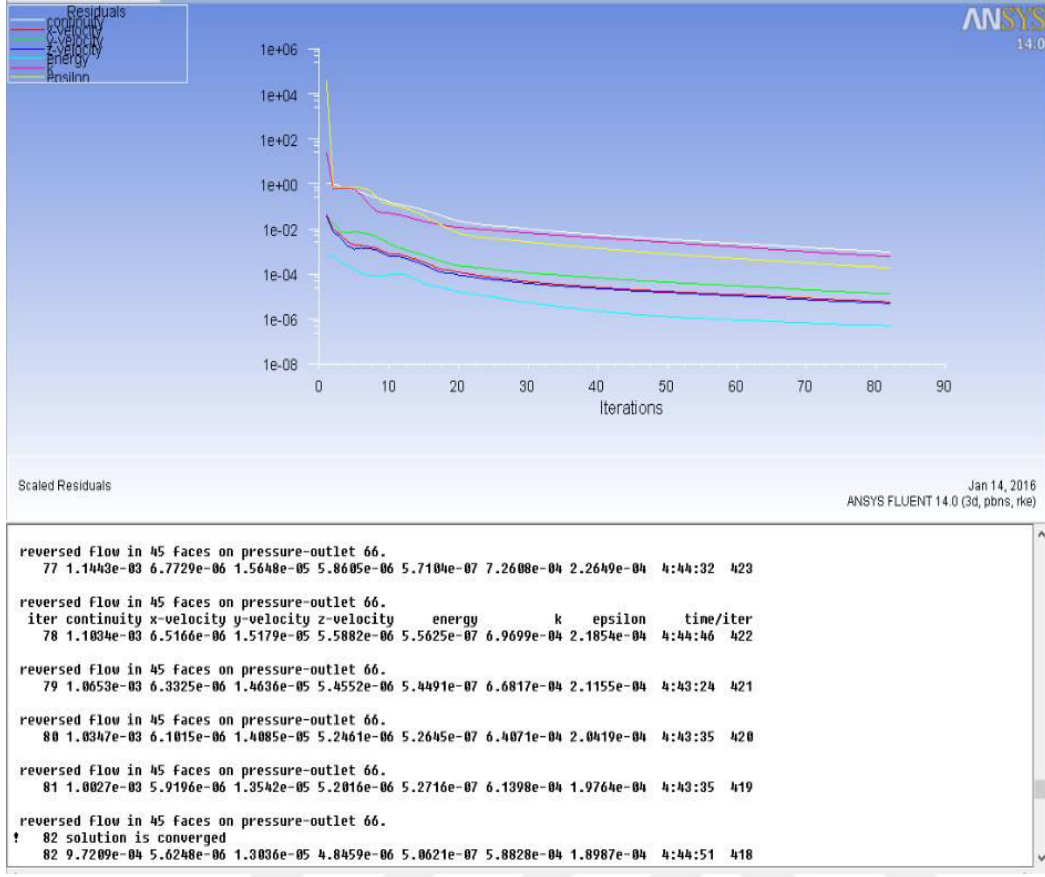
### 7.6.1 Birinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemi

Birinci dereceden en basit US (Upwind Scheme) denklemi, denklem (7.39) ve (7.40)'da belirtilmiştir [32]. i, en küçük kontrol hacminin bir köşesi, t, zaman, u, akışkanın hızı, n+1 ve n, denklem (7.38)'in kısmi türevden cebirsel denkleme dönüştürülmesi için sınır şartlarıdır [30].

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} + a \frac{u_i^n - u_{i-1}^n}{\Delta x} = 0 \quad a > 0 \quad (7.39)$$

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} + a \frac{u_{i+1}^n - u_i^n}{\Delta x} = 0 \quad a < 0 \quad (7.40)$$

Şekil 7.26'da 1.dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminde, reküperatör modeli için kabul edilen sınır şartlara istinaden FLUENT tarafından süreklilik, momentum, enerji, k ve ε için vermiş olduğu yakınsama cevabıdır



Şekil 7.26: 1.dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminin FLUENT çözümü.

## 7.6.2 İkinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemi

İkinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminin konumsal olarak hassasiyeti iki yerine üç nokta içererek geliştirilmiştir. Buda konumsal türevlerin yaklaşımlarında daha hassas sonlu elemanlar çözümü sunar [32].  $u_x^-$ , konumsal olarak kendisinden önceki iki noktayı alarak kendi bulunduğu konumun hızını tahmin etmekte kullanılan cebirsel denklem, denklem (7.41)'de verilmiştir[30].

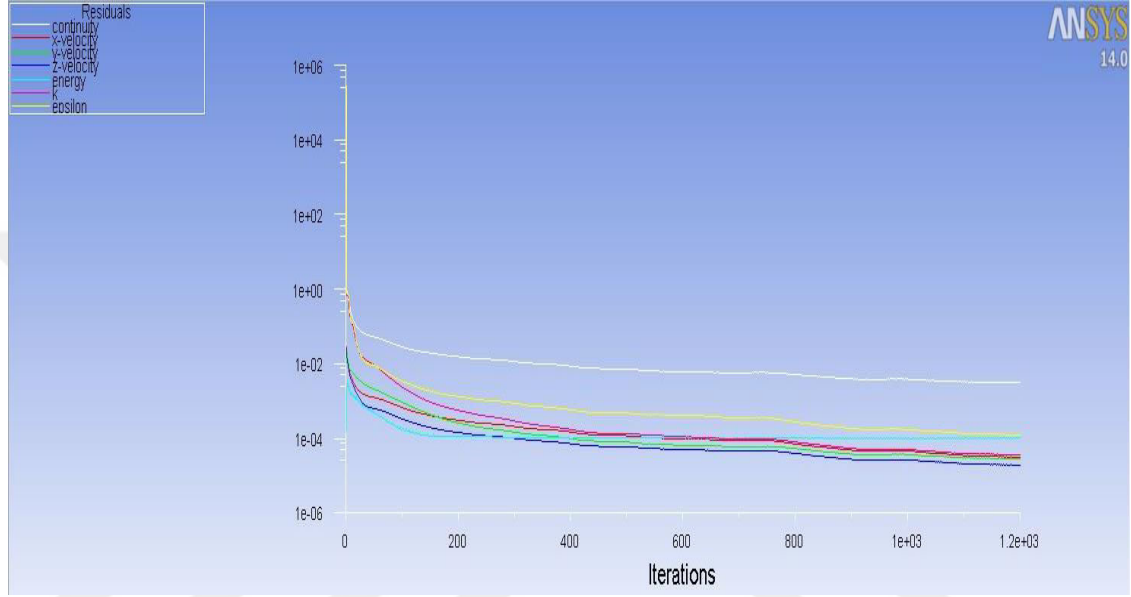
$$u_x^- = \frac{3u_i^n - 4u_{i-1}^n + u_{i-2}^n}{2\Delta x} \quad (7.41)$$

$u_x^+$  konumsal olarak kendisinden sonraki iki noktayı alarak kendi bulunduğu konumun hızını tahmin etmekte kullanılan cebirsel denklem, denklem (7.42)'de gösterilmiştir [30].

$$u_x^+ = \frac{-u_{i+2}^n + 4u_{i+1}^n - 3u_i^n}{2\Delta x} \quad (7.42)$$

Şekil 7.27'de FLUENT'in reküperatörün sonlu elemanlara dönüştürülmesinde kabul edilen sınır şartlara istinaden süreklilik, momentum, enerji, k ve  $\epsilon$  için vermiş olduğu yakınsama cevabıdır.

Daha fazla yüzün (face) dikkate alınarak interpolasyonu yapılan ikinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminde iterasyon sayısı birinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemine göre daha fazladır.



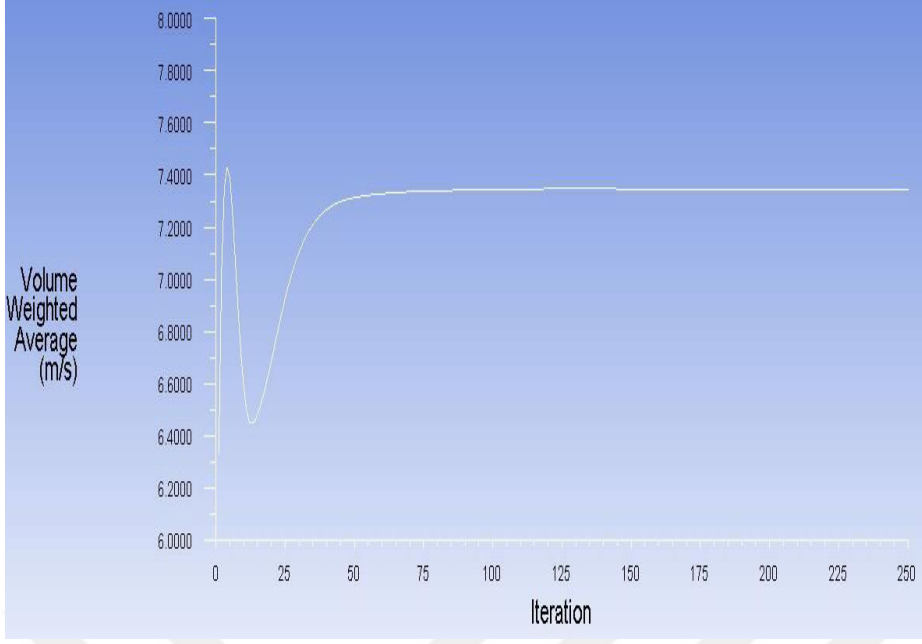
Şekil 7.27: 2. dereceden nümerik ayrıklaştırma yönteminin FLUENT çözümü.

İkinci dereceden nümerik ayrıklaştırma yöntemi birinci dereceden çözümlere göre daha hassas sonuçlar sunmaktadır.

### 7.7 Birinci Dereceden Ayrıklaştırma Metodu İle Kararlı Duruma Ulaşılması

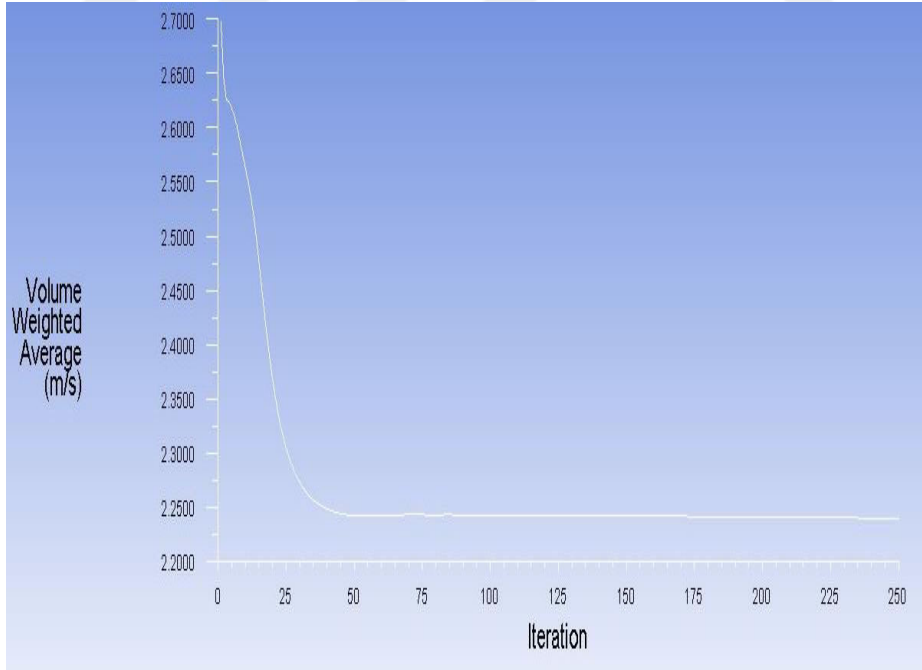
Reküperatöre gönderilen atık gazın ve çevre havadan kompresör ile basılan yakma havasının hacimsel debileri Çizelge 3.3'te "normal" ve Çizelge 3.4'te ise "minimum" olarak belirtilen değerleri kabul edilerek tasarlanan reküperatörün elde edilen sınır şartlarını FLUENT'te tanımlanması sonucu kararlı durumda (steady state) birinci dereceden ayrıklaştırma yöntemi kullanılarak Şekil 7.26'da çözümü yapılmıştır.

Şekil 7.28'de ise birinci dereceden ayrıklaştırma metodunda denklemlerin (süreklilik, momentum, enerji, k ve  $\epsilon$ ) iterasyon bazlı çözümünde yaklaşık 50. iterasyonda birim hacimdeki yakma havasının ortalama hızının kararlı duruma ulaştığına dair gösterim bulunmaktadır.



**Şekil 7.28:** Yakma havasının 1. dereceden kararlı durumda ortalama hızı.

Şekil 7.29'da atık gazın reküperatör sistemine sabit hacim debi ile girişi yapıldığı kabul edilerek denklemlerin (süreklilik, momentum, enerji,  $k$  ve  $\epsilon$ ) iterasyon bazlı çözümünde yaklaşık 80. iterasyonda birim hacimdeki yakma havasının ortalama hızının kararlı duruma ulaştığı gösterilmiştir.

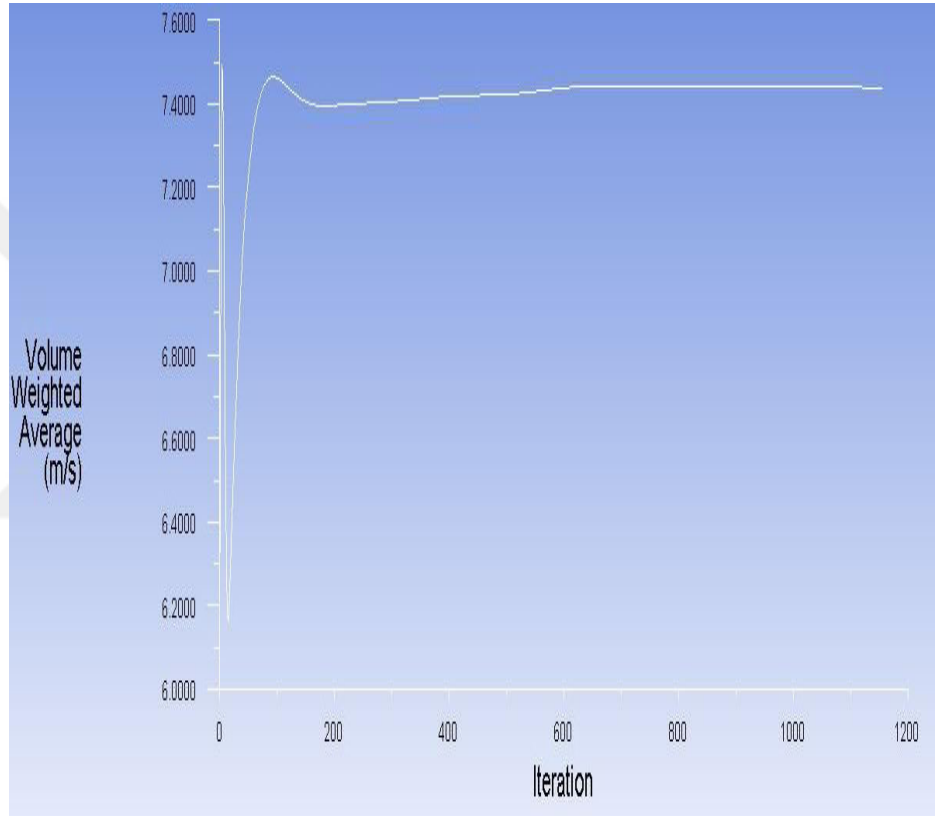


**Şekil 7.29:** Atık gazın kararlı durumda 1. dereceden ortalama hızı.

## 7.8 İkinci Dereceden Ayırıklaştırma Metodu İle Kararlı Duruma Ulaşılması

Çizelge 3.4'te belirtilen "minimum" sütunundaki yakma havası debisi, boru adet ve çapına bağlı kalarak elde edilen ortalama hız değeri kabul edilerek FLUENT'te sınır şartı olarak Şekil 7.15, 7.16, 7.18, 7.19'da bulunan değerleri girilmiştir.

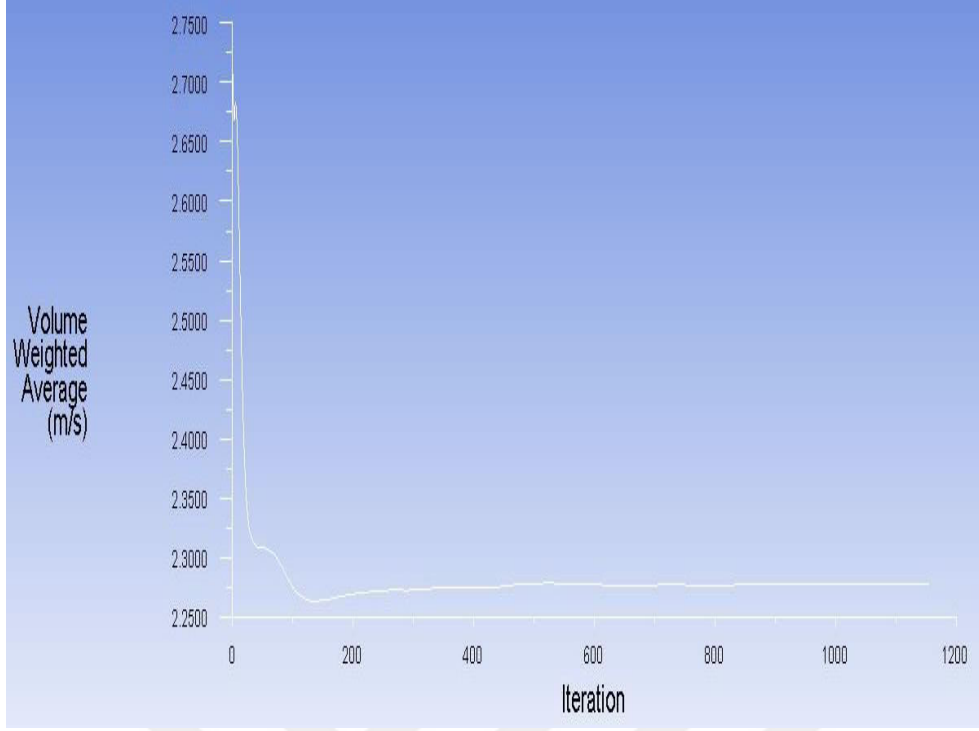
Şekil 7.30'da ikinci dereceden ayırıklaştırma metodu kullanılarak 1/26'lık reküperatör modelindeki birim hacimde yakma havasının ortalama hızının kararlı duruma ulaştığına dair gösterim bulunmaktadır.



**Şekil 7.30:** Yakma havasının kararlı durumda 2.dereceden ortalama hızı.

Çizelge 3.3'te belirtilen "normal" sütunundaki atık gaz debisi, boru adet ve çapına bağlı kalarak elde edilen ortalama hız değeri kabul edilerek FLUENT'te sınır şartı olarak Şekil 7.21, 7.22, 7.23, 7.24'te bulunan değerleri girilmiştir.

Şekil 7.31'de ise denklemlerin (süreklilik, momentum, enerji,  $k$  ve  $\epsilon$ ) iterasyon bazlı çözümünde atık gazın birim hacimdeki ortalama hızı yaklaşık 900. iterasyonda kararlı duruma ulaştığı gösterilmiştir.



**Şekil 7.31:** Atık gazın 2. dereceden kararlı durumda ortalama hızı.

### 7.9 Birinci ve İkinci Dereceden Metot Sonuçlarının Karşılaştırılması

FLUENT'te birinci ve ikinci dereceden çözümlerinin karşılaştırılması için, sistemin kararlı durumda olması sebebiyle birim hacimde ortalama hız değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır.

Şekil 7.28, 7.29, 7.30 ve 7.31'de bulunan birim hacimde ortalama hız değerleri Çizelge 7.3'te verilmiştir.

**Çizelge 7.3:** Akışkanların ayrıklaştırma yöntemleri sonucu ortalama hızları.

	Atık gaz	Yakma havası
1.Derece	2,2403m/s	7,344m/s
2.Derece	2,2776m/s	7,438m/s

### 7.10 Sonlu Elemanlara Dönüştürülmüş Modelin Örgü Yapısına Bağımlılığı

Sonlu elemanlara dönüştürülmüş modelin örgü yapısına bağlı olup olmamasına karar verilmesi gerekir [31]. Bunun için modelin örgü yapısının daha küçük sonlu elemanlara dönüştürülmesi sağlanıp, aynı ayrıklaştırma metodu kullanılarak

çözümlemesinde elde edilecek kararlı durumdaki ortalama hız veya herhangi ilgilenilen parametrenin değişimi sorgulanır.

Çizelge 7.4'te ise Çizelge 7.3'te gösterilen ikinci dereceden ayrıklaştırma yöntemi sonucu elde edilen ortalama hız değerlerini daha küçük sonlu elemanlara dönüştürülmüş yapı ile sonuçlarının karşılaştırılması gösterilmiştir.

**Çizelge 7.4:** Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının ortalama hız değerleri.

Özellikler	Birim	Ortalama hız
Atık gaz orijinal örgü	m/s	2,276
Hava orijinal örgü	m/s	7,438
Atık gaz iyileştirilmiş örgü	m/s	2,278
Hava iyileştirilmiş örgü	m/s	7,447

Çizelge 7.4'te görüldüğü üzere orijinal örgü ve iyileştirilmiş örgü yapılarının birim hacimde ortalama hız değerleri arasında çok farklılık görünmemektedir. İncelenen modelin daha küçük sonlu elemanlara dönüştürülmesi sonucu ortalama hız değerlerinin örgü yapısından bağımsız olduğu ortaya çıkar.

Çizelge 7.5'te FLUENT tarafından ikinci dereceden ayrıklaştırma metodu kullanılarak ve sonlu elemanları daha küçük yapıya dönüştürülerek (örgü yapılarının küçültülmesi) elde edilen ortalama ısı iletkenlik değerleri gösterilmiştir. Sonuçların örgü yapısından bağımsız olduğu görülmektedir.

**Çizelge 7.5:** Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının ısı iletkenlikleri.

Özellikler	Birim	Ortalama ısı iletkenlik
Atık gaz orijinal örgü	W/m°C	0,061
Hava orijinal örgü	W/m°C	0,0368
Atık gaz iyileştirilmiş örgü	W/m°C	0,061
Hava iyileştirilmiş örgü	W/m°C	0,0368

Çizelge 7.6'da ise FLUENT tarafından ikinci dereceden ayrıklaştırma yöntemi sonucu elde edilen ve daha küçük sonlu elemanlara dönüştürülmüş modelin Prandtl sayılarının sonuçları karşılaştırılmıştır. Çizelge 7.6'da gösterildiği gibi sonuçların örgü yapısından bağımsız olduğu görülmektedir.

**Çizelge 7.6:** Orijinal ve iyileştirilmiş örgü yapılarının Prandtl sayıları.

Özellikler	Birim	Moleküler Prandtl sayısı
Atık gaz orijinal örgü		0,694
Hava orijinal örgü		0,681
Atık gaz iyileştirilmiş örgü		0,694
Hava iyileştirilmiş örgü		0,680



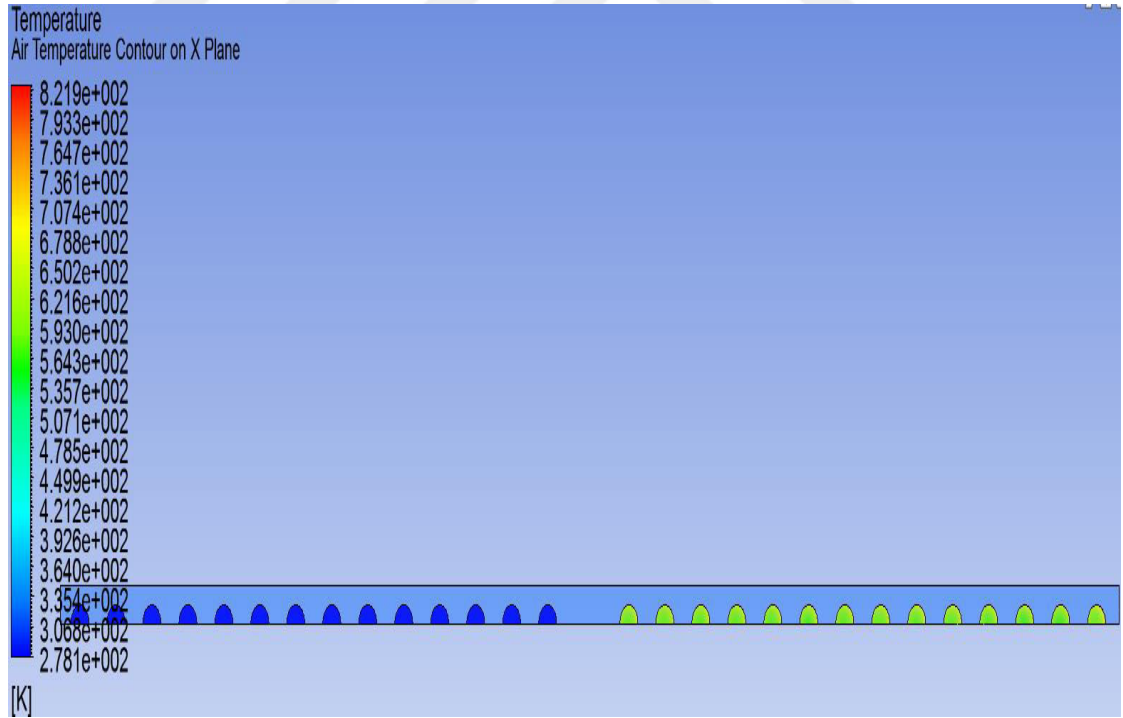


## 8. ÇÖZÜMLEMELERİN KONTURSELDAĞILIMININ İNCELENMESİ

Kabul edilen giriş ve çıkış sınır şartlarına istinaden FLUENT çözümlemesinde Şekil 7.28, 7.29, 7.30 ve 7.31'de birim hacimdeki ortalama hız değerlerinin iterasyon bazında kararlı duruma ulaştığı gösterilmiştir.

### 8.1 Yakma Havasının Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının Gösterilmesi

Şekil 8.1'de yalnızca yakma havasının kontrol hacminin üst kesitiinden ortalama sıcaklık değişimlerine ait konturlersel dağılımı gösterilmiştir. Yakma havasının girişindeki ortalama sıcaklık Şekil 7.16'da gösterildiği gibi giriş sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Atık gaz akışının reküperatöre girişinde (Şekil 8.1'in sağ tarafından sisteme girer) karşılaştığı ilk borunun ortalama duvar sıcaklığı ise yaklaşık 822K'dir.



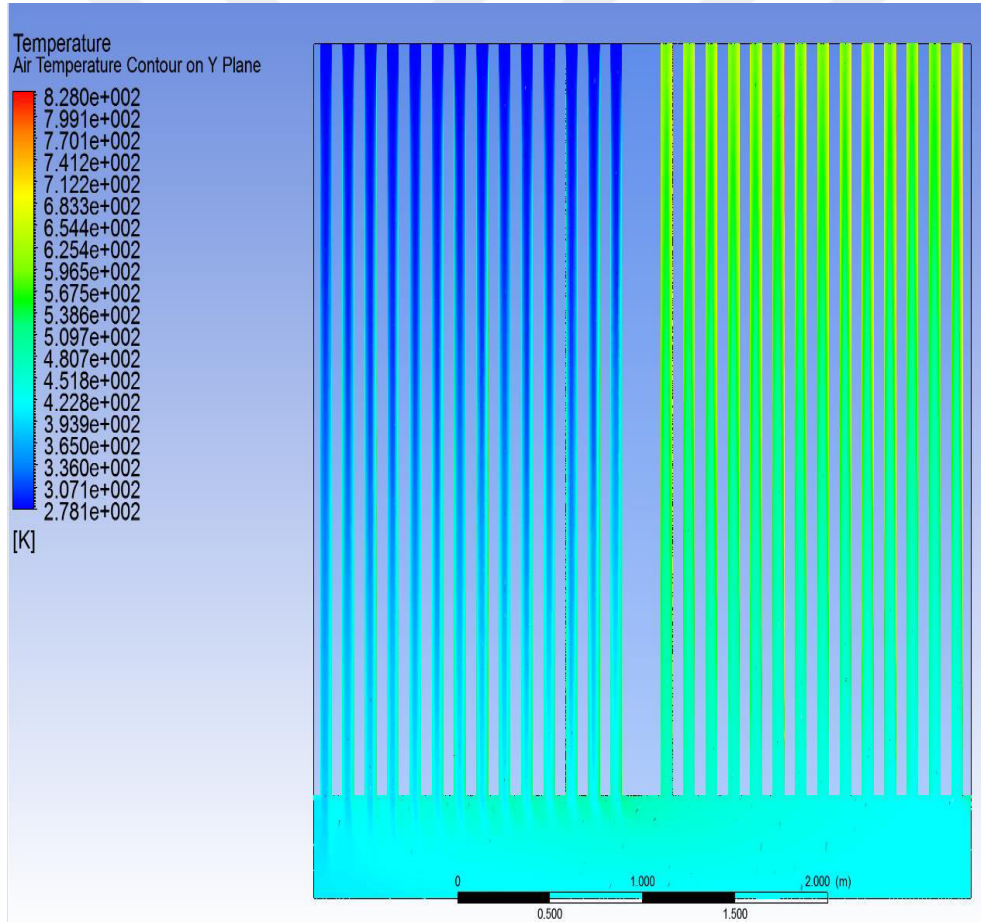
Şekil 8.1: Yakma havasının reküperatörün üst kesitindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 8.2'de yalnızca yakma havasının akışı mevcut olup reküperatörün ön görünüşünden ortalama sıcaklık için kontursel dağılımları gösterilmektedir. Atık

gazın reküperatör giriş yönüne (ön görünüş için sağ taraftan) doğru borulardaki akışların ortalama sıcaklık değerleri daha yüksek olduğunu yorumlanabilir.

Denklem (5.13)'te ısıl bakımdan tam gelişmiş akış için gerekli mesafenin hesaplanmasında kullanılan formül verilmiştir. Boruların uzunluğu 2900 mm,  $d_i$ , 57 mm'dir ve ısıl bakımından tam türbülanslı akışa geçmesi için gerekli uzunluk 570 mm'dir.

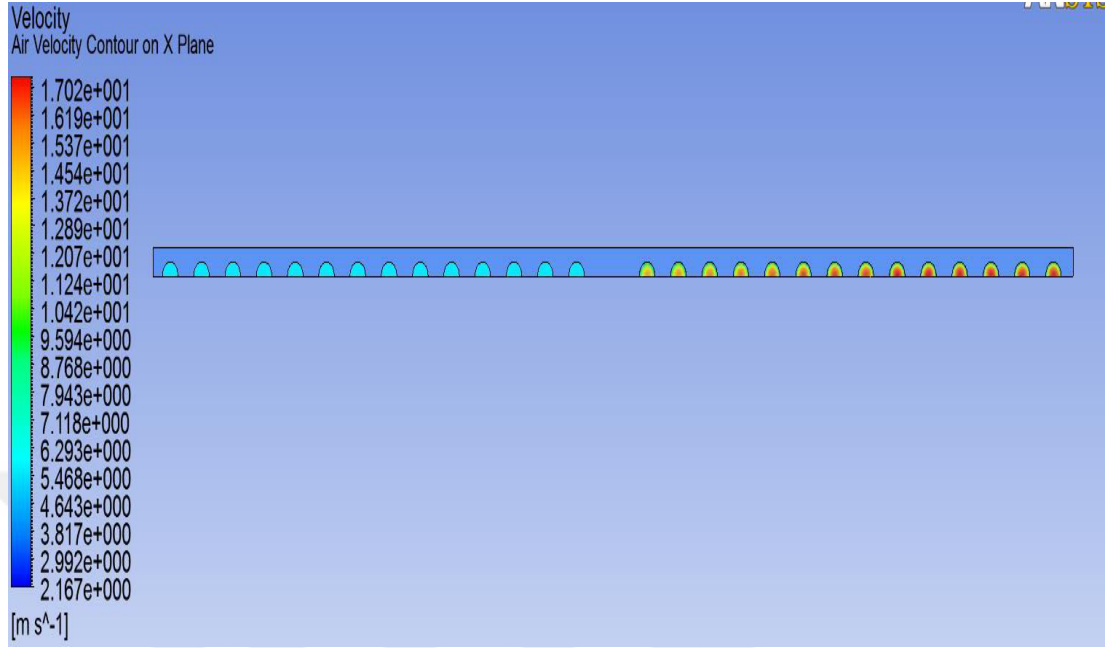
Yakma havasının reküperatöre girişindeki ortalama sıcaklık değeri (Şekil 8.2'de gösterilen sol taraftan 278,15K ile girişi yapılır) ile duvardaki ortalama sıcaklık farkı, akışın ilerlemesiyle azalacağından, ısı taşınım katsayısı azalacaktır. Isıl sınır tabaka kalınlığının denklem (5.12)'de gösterildiği gibi taşınım katsayısı ile ters orantılı olduğundan 570 mm ölçüsüne kadar artışı olacaktır.



**Şekil 8.2:** Yakma havasının reküperatörün ön kesitindeki sıcaklık dağılımı.

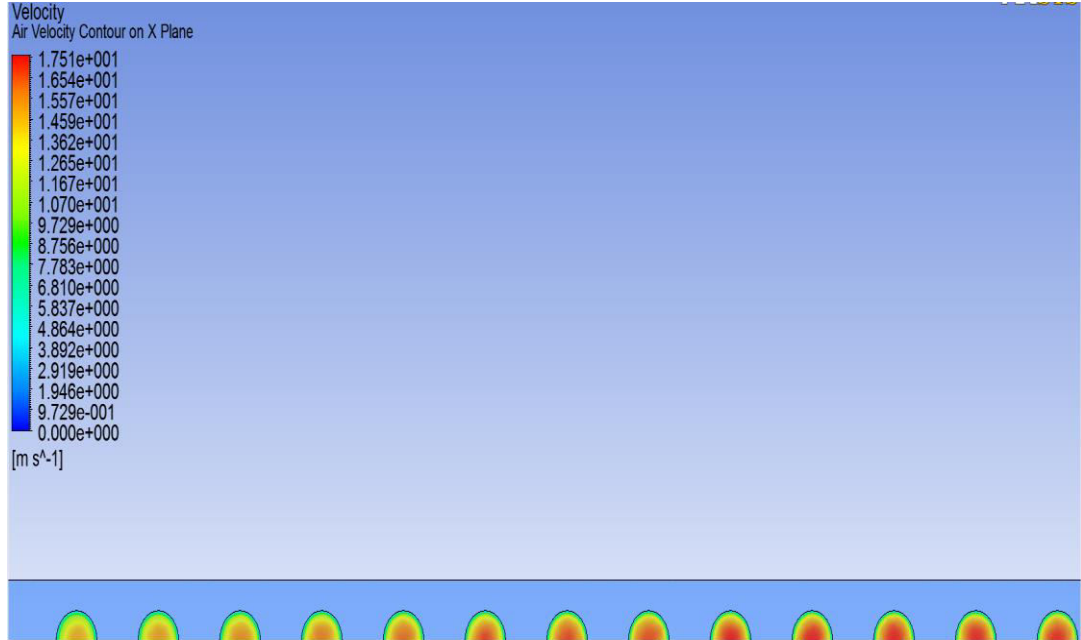
Şekil 8.3'te yalnızca yakma havasının kontrol hacmine dair üst kesitten gösterimi mevcuttur. Şekil 8.5'te yakma havasının kabul edilen giriş sınır şartı Şekil 7.15'te

gösterilmiştir. Bu sınır şartına istinaden yakma havasının ortalama çıkış hızı (Şekil 8.3'te sağ tarafta) azami olarak 17m/s'ye ulaştığı renk konturleri ile gösterilmiştir.



Şekil 8.3: Yakma havasının reküperatör üst kesitinden hız konturleri.

Şekil 8.4'te, Şekil 8.3'te gösterimi yapılan yakma havasının renk konturlerinin yalnızca kontrol hacminden çıkış kısmındaki borular için gösterilmiştir.

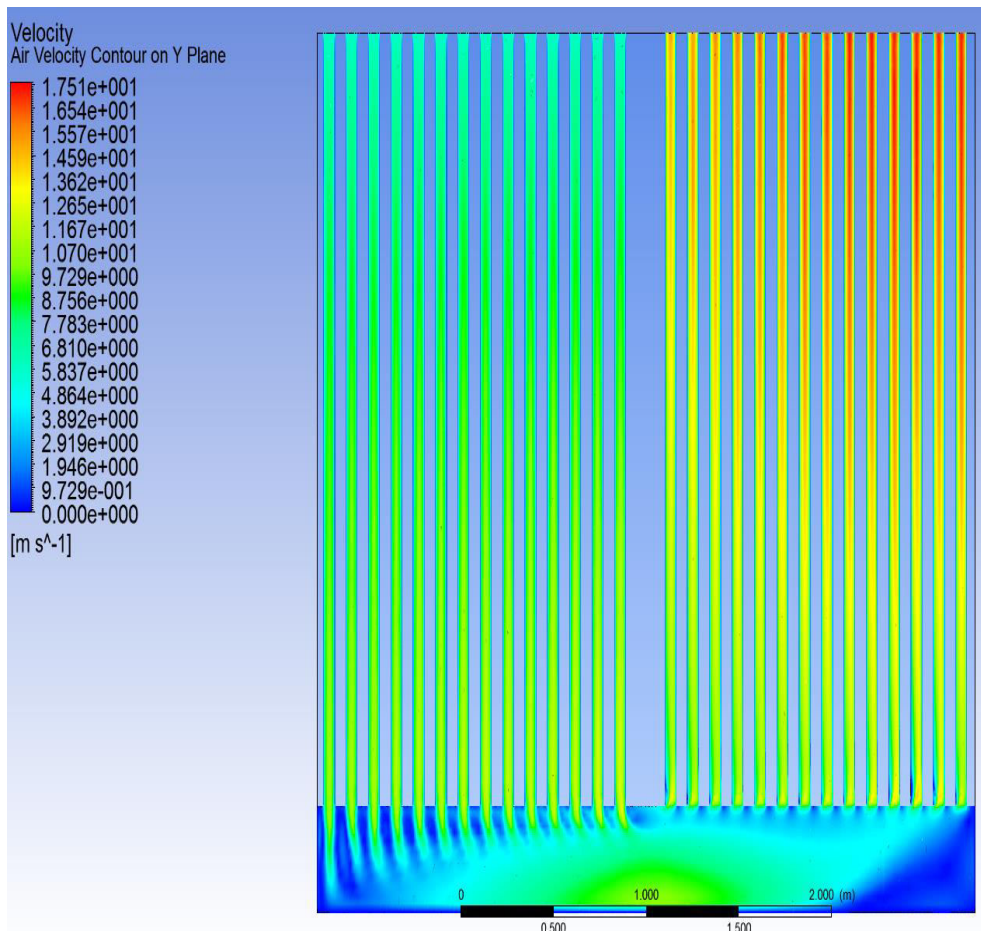


Şekil 8.4: Yakma havasının çıkış kısmındaki boruların hız konturleri ile gösterimi.

Şekil 8.5'te yalnızca yakma havasının akışı mevcut olup reküperatörün ön kesitinden renk kontur dağılımları gösterilmiştir.

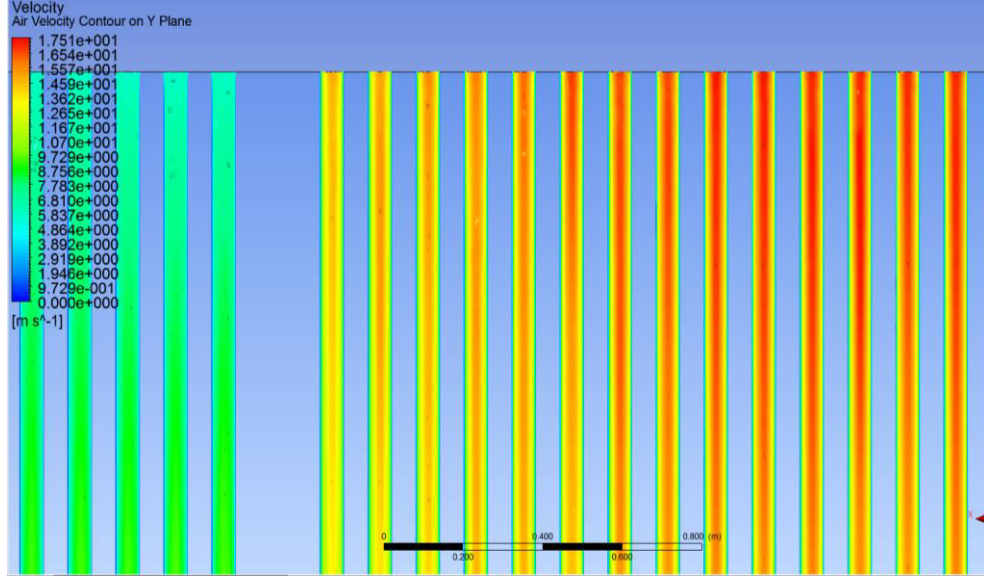
Denklem (5.2)'de belirtildiği gibi hızın hidrodinamik açıdan tam türbülanslı akışa geçmesi için gerekli  $L_{hidrolik}=355.57$  mm'dir. Yakma havasının çıkışındaki borularda (Şekil 8.5'te sağ taraftaki borular) ortalama hızın çok yüksek olması sebebiyle renk konturlerinde bu durumun gösterimi daha anlaşılırdır.

Şekil 8.5'te her iki boru sistemin altında bulunan plenum bölgesinde özellikle yakma havasının çıkışının alt kısmında kabul edilen sınır şartlarına istinaden havanın ulaşamadığı yerler gözlemlenmiştir.



Şekil 8.5: Yakma havasının reküperatörün ön görünüşündeki hız konturleri.

Şekil 8.6'da ise Şekil 8.5'te gösterilen yakma havasının çıkışındaki akışkan parçacıklarının sahip olduğu ortalama hızların renk kontur dağılımı ile dikkat çekmek amacıyla gösterimi yapılmıştır.

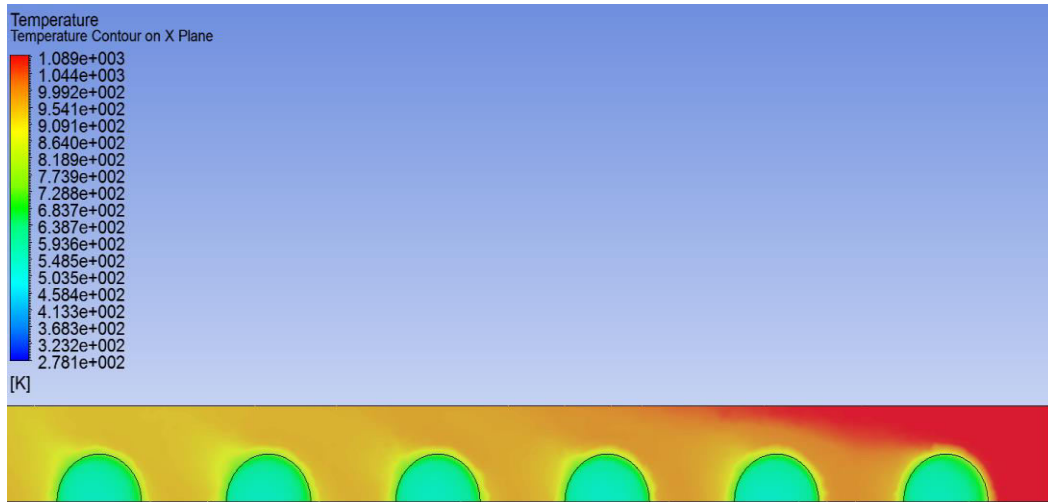


**Şekil 8.6:** Yakma havasının reküperatörün ön görünüşündeki hız konturleri.

## 8.2 Atık Gazın Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının Gösterilmesi

Şekil 8.7'de atık gazın ve yakma havasının ortalama sıcaklıklarına bağlı değerleri renk kontur dağılımı kullanılarak gösterilmiştir. Atık gazın azami ortalama sıcaklık değeri kabul edilen sınır şartlarına istinaden 1089K olarak gösterilir.

Atık gazın girişi (Şekil 8.7'de sağ taraftan) ile ortalama sıcaklığının giderek azaldığı gösterilmiştir. Boruların wake (boruların arka tarafı olarak tanımlanabilir.) bölgelerinden önce (saat yönünün tersine yaklaşık 100-110°) ortalama serbest akış ile ortalama duvar sıcaklığı arasında ısıl sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir.

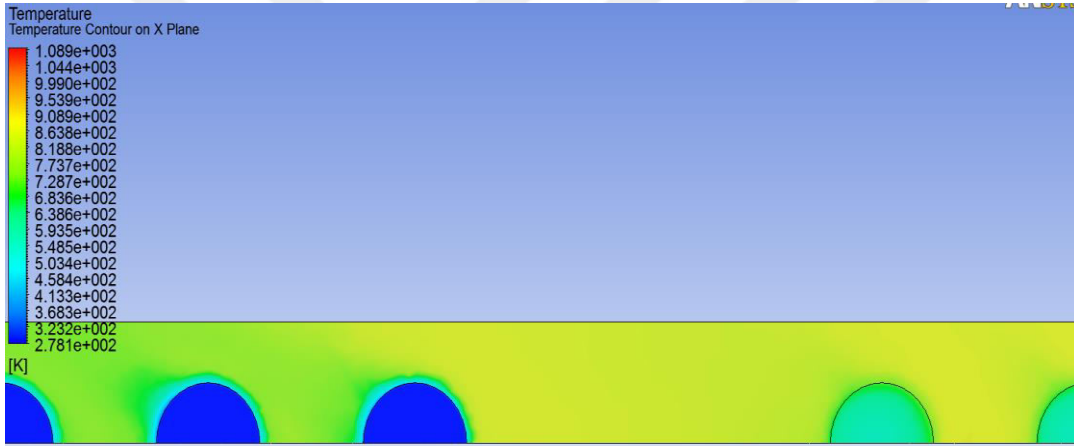


**Şekil 8.7:** Üst kesitten ortalama sıcaklık dağılımı (yakma hava ve atık gaz).

Şekil 8.8'de atık gazın ve yakma havasının üst kesitinden renk kontur dağılımlarına ait gösterimi bulunmaktadır.

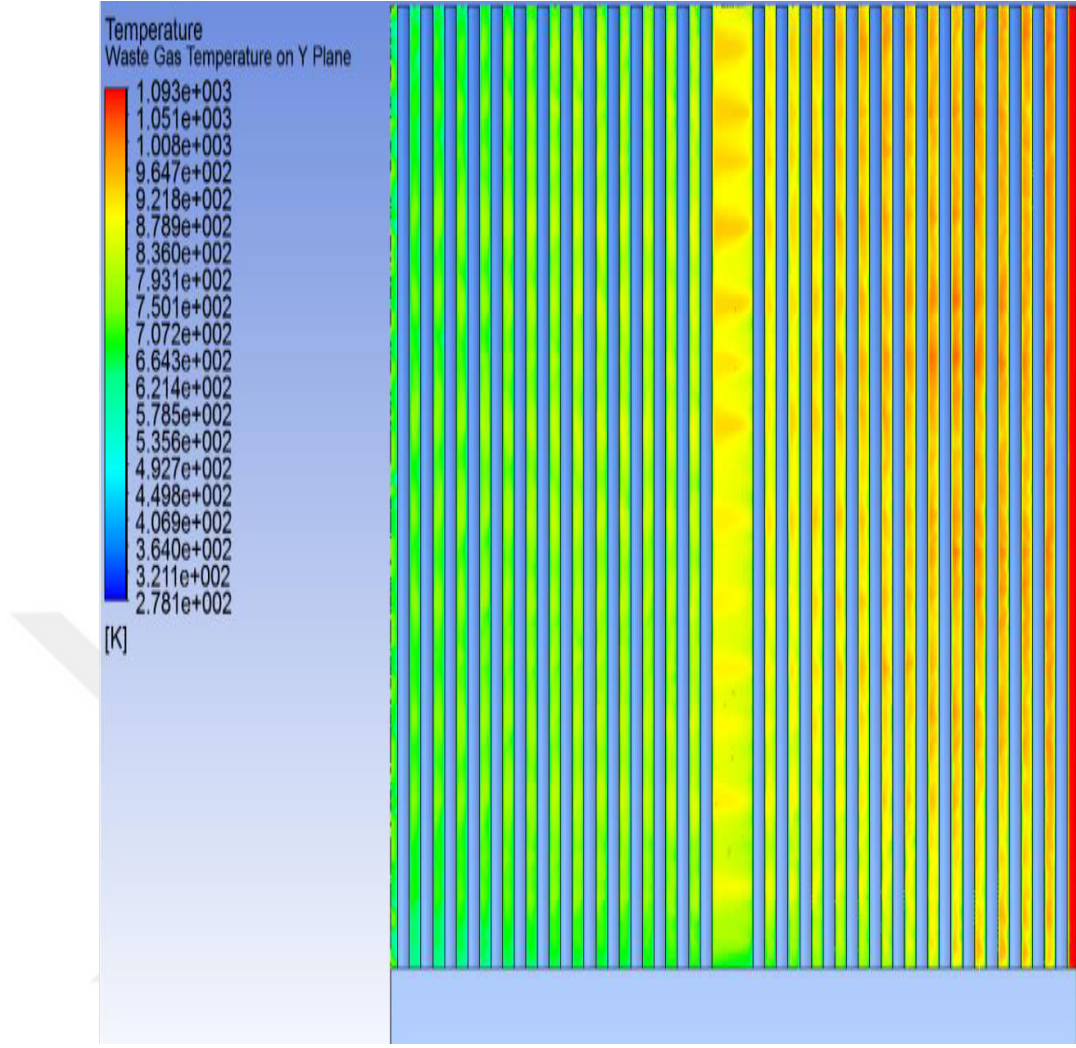
Atık gazın, yakma havasının reküperatöre giriş kısmındaki, ortalama sıcaklık değeri, kendi giriş kısmına oranla azalmıştır. Atık gazın sarı renk ile gösterilmesi, kabul edilen sınır şartlara istinaden çözümlenen kararlı durum modeli için ortalama 900K civarında olduğu şeklinde yorumlanabilir.

Şekil 8.8'de yakma havasının reküperatöre girişi ile birlikte, atık gazın ortalama sıcaklığının daha da düştüğü ve boruların (yakma havası girişindeki-mavi renk) wake bölgesine yakın kısımlarında serbest akıştaki ortalama sıcaklık değeri ile borunun (duvar) ortalama yüzey sıcaklığı arasında ısıl sınır tabakanın arttığı da yorumlanabilir.



**Şekil 8.8:** Üst kesitten ortalama sıcaklık dağılımı (yakma hava ve atık gaz).

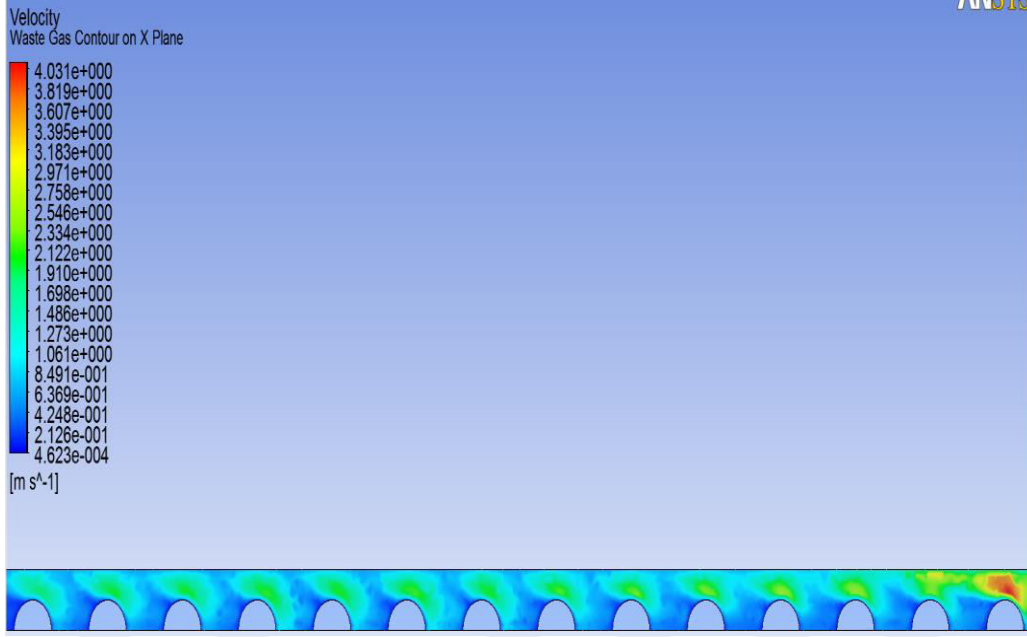
Şekil 8.9'da ön görünüşte yalnızca atık gaz kontrol hacmine ait, akışın ortalama sıcaklıklarının değişimine ve dağılımına ait gösterim bulunmaktadır. Atık gazın reküperatöre giriş (Şekil 8.9'un sağ tarafı) ortalama sıcaklık değeri 1093 K olduğu görülmektedir ve sahip olunan ortalama sıcaklık değeri her boru yüzeyi üzerinden akışıyla ısı transferi gerçekleştirerek sahip olduğu ortalama sıcaklık değeri giderek azalmaktadır. Yakma havasının reküperatöre giriş kısmında (Şekil 8.9'da sol üstten) atık gazın ortalama sıcaklık değeri yaklaşık olarak 900 K olduğu yorumu yapılabilir. Benzer şekilde 13 adet yatay olarak sıralanmış boru yüzeylerinde gerçekleşen ısı transferi ile sıcaklık değeri reküperatör çıkışında yaklaşık olarak ortalama 700 K sıcaklık değerine kadar düşmüştür.



**Şekil 8.9:** Ön görünüşten atık gazın ortalama sıcaklık dağılımı.

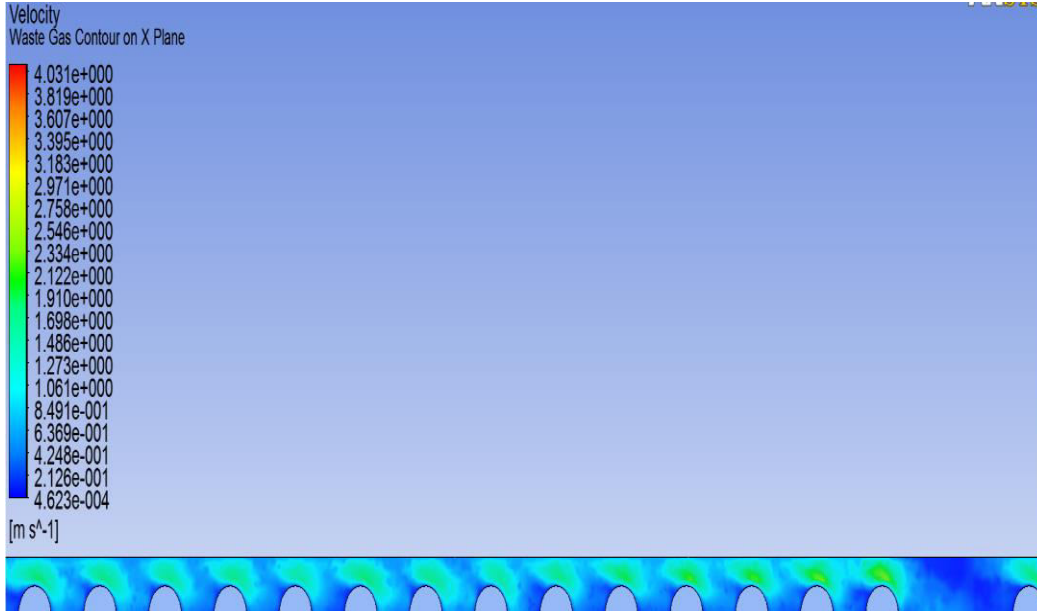
Şekil 8.10'da atık gazın reküperatöre girişinde (Şekil 8.10'da sağ tarafından) boru yüzeyleri ve akışı boyunca ortalama hızlarındaki değişimi gösterilmiştir. Atık gazın reküperatöre girişindeki ilk boru yüzeyi üzerinde ortalama hızının oldukça fazla (kırmızı renk, ortalama hız değeri yaklaşık olarak 4.03 m/s) olduğu görülmektedir. İlk boru yüzeyi sonrasındaki ise atık gazın ortalama hız değeri kararlı hale gelip benzer hız değerlerine sahip olduğunu kontursel olarak gösterimi yapılmıştır.

Atık gazın sahip olduğu ortalama hız değerinin yüksek olması nedeniyle (saat yönünün tersine 100-110°) boru yüzeylerindeki hız sınır tabaka ayrılmalarının geciktiği yorumu yapılabilir. Ayrıca kontorsel aralıkta en altta yer alan 0.0004623 m/s hız değeri ise boru yüzeyine (duvar) en yakın kısımda meydana gelen hız değeri gösterilmiştir.



**Şekil 8.10:** Atık gazın yakma havası çıkış kısmı için ortalama hız dağılımı.

Şekil 8.11'de ise Şekil 8.10'da gösterilen atık gazın akışının devamı olup, atık gazın yalnızca yakma havasının giriş kısmındaki ortalama hızlarının değişimleri gösterilmiştir. Atık gaz akışının ilerlemesiyle boru yüzeylerindeki hız sınır tabaka ayrılmalarının (saat yönünün tersine 100-110°) artık hemen hemen değişmediği görülmektedir.

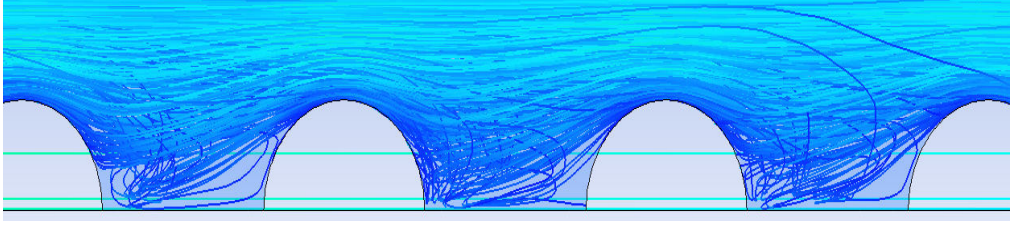


**Şekil 8.11:** Atık gazın yakma havası giriş kısmı için ortalama hız dağılımı.

Şekil 8.12'de Şekil 8.10 ve 8.11'de gösterilen atık gazın renk konturu gösteriminden ziyade akım (akış) çizgileri ile gösterimi yapılmıştır. Hem boruların arkasındaki



(wake) akışı hemde sınır tabaka ayrılmasındaki gecikme  $\beta$  oranının 0.5'e çıkarılması sonucu daha açık şekilde gösterilmiştir.

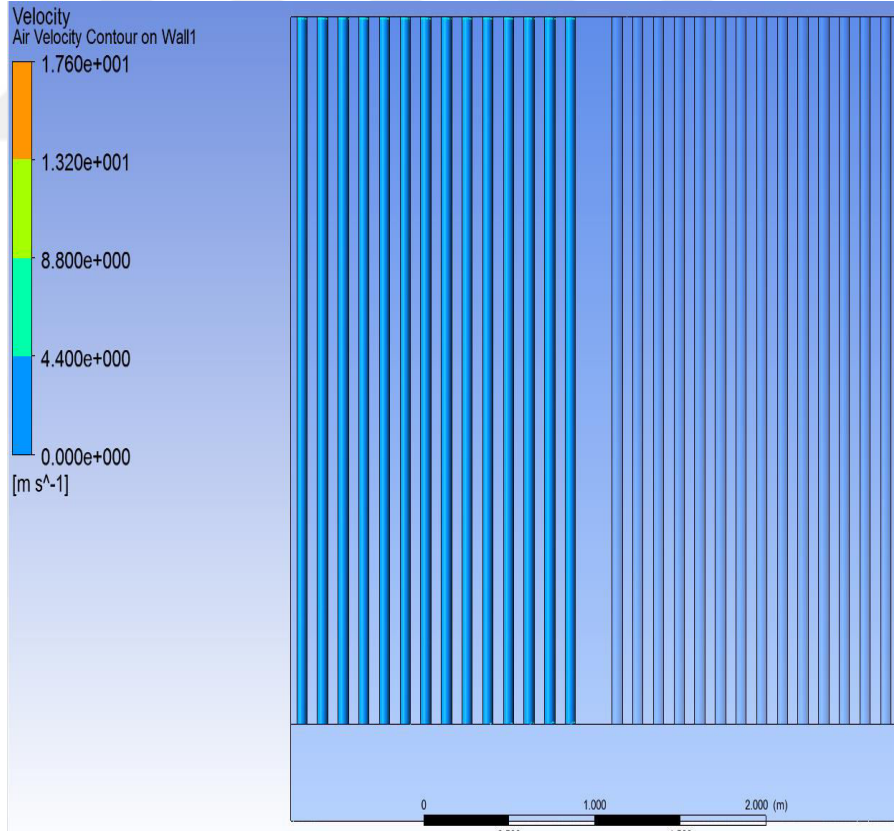


**Şekil 8.12:** Atık gaz akış (akım) çizgilerinin boru yüzeyleri üzerindeki gösterimi.

### 8.3 Atık Gaz ve Yakma Havası İçin Kaymama Şartı

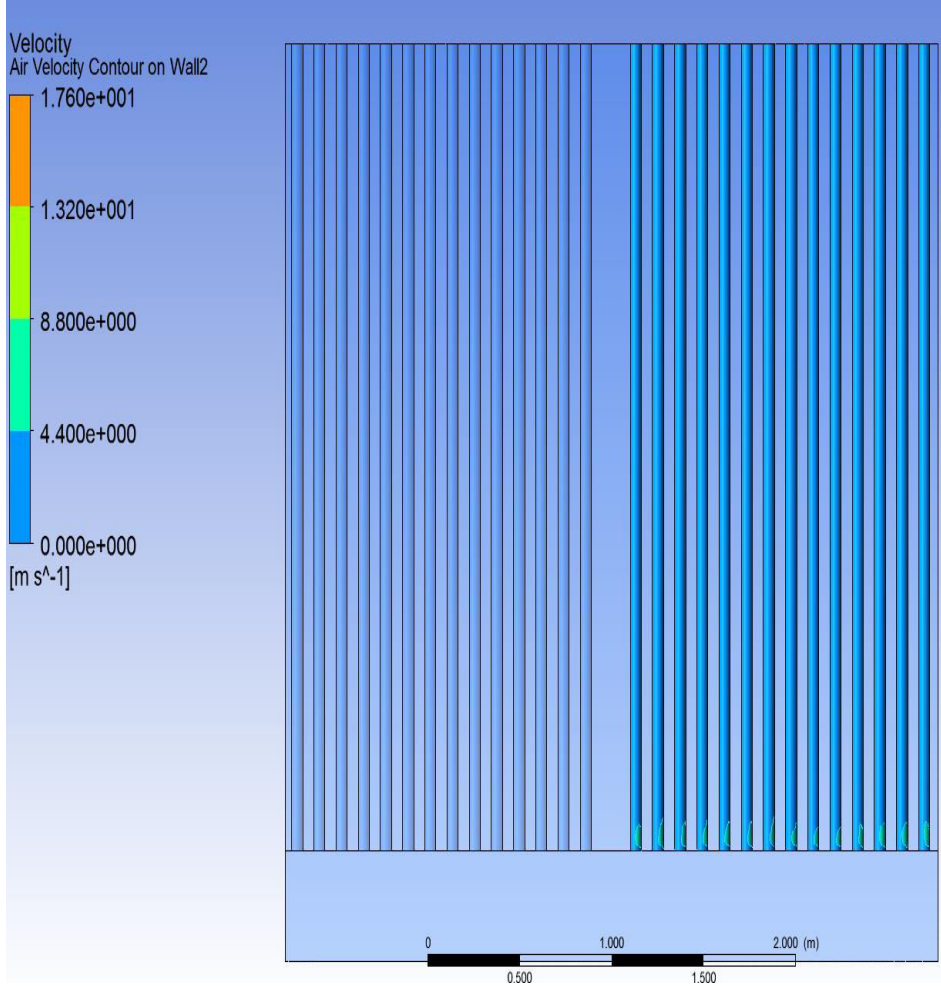
#### 8.3.1 Yakma havası kontrol hacmindeki kaymama şartı

Şekil 8.13'te yakma havasının reküperatöre girişinde yer alan boru iç yüzeyindeki hızına bağlı mavi renk konturu bulunmaktadır. Boru iç yüzeyinde (duvar) kaymama şartı (no-slip condition) sağlanmaktadır. Dolayısıyla hız sıfırdır.



**Şekil 8.13:** Yakma havasının girişindeki boru iç yüzeylerinde kaymama şartı.

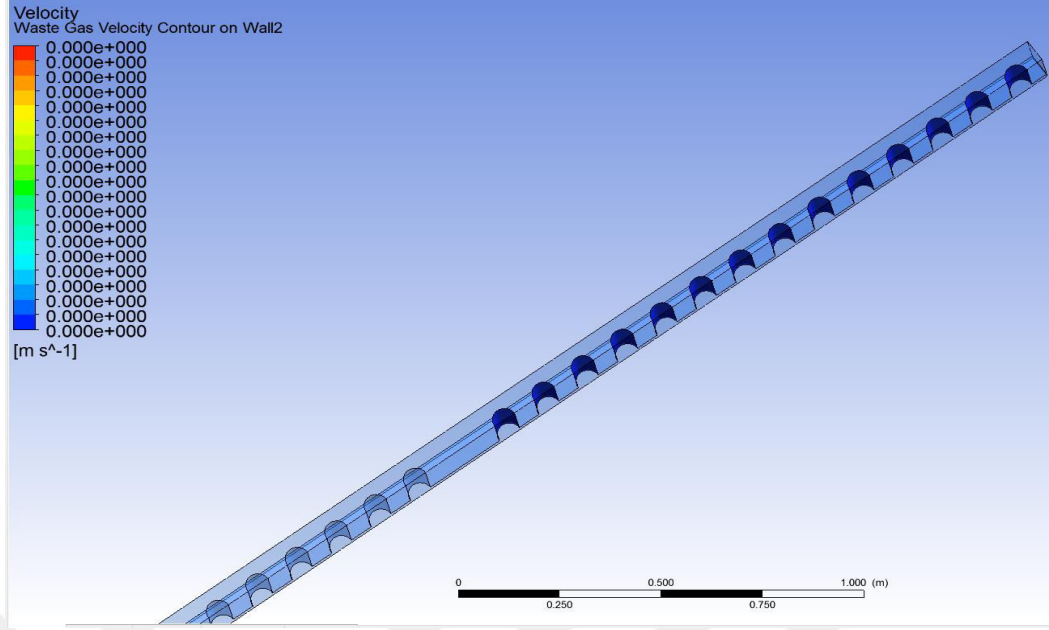
Şekil 8.14'te yakma havasının reküperatörden ayrılmadan önce ikinci kez taşınım yoluyla ısı transferinin gerçekleştiği borulardaki Şekil 8.13'te gösterildiği gibi kaymama şartı (no-slip condition) gösterilmiştir. Dolayısıyla kontursel gösterimde boru yüzeylerinde (duvarlarda) akışkanların hız değerlerinin 0 olduğu vurgulanmıştır.



Şekil 8.14: Yakma havasının çıkışında yer alan borulardaki kaymama şartı.

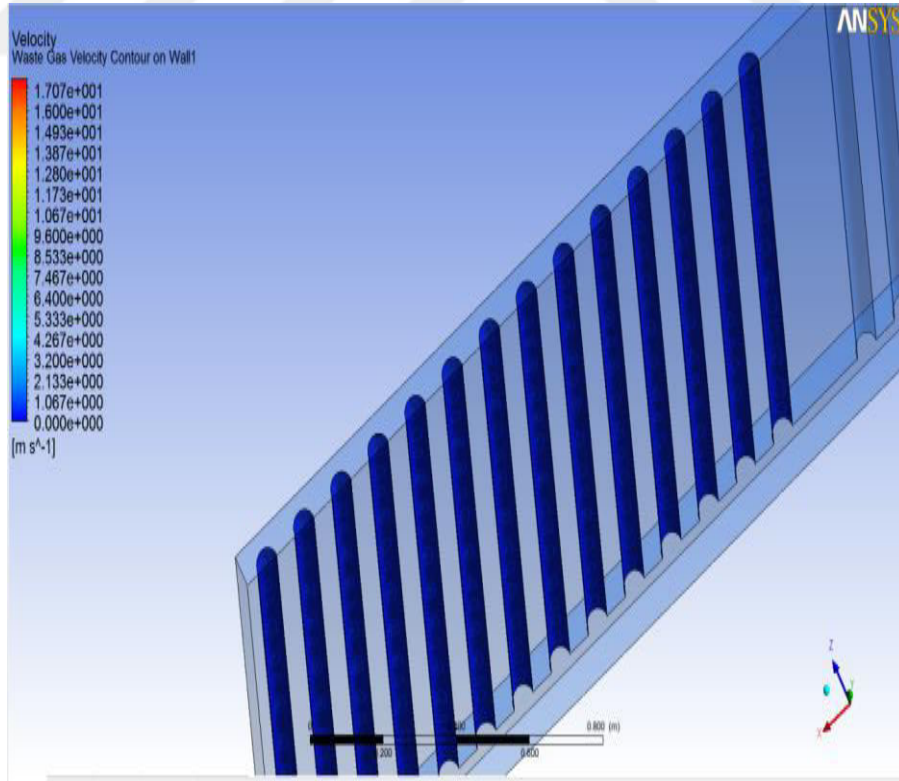
### 8.3.2 Atık gazın kontrol hacmindeki kaymama şartı

Şekil 8.15'te atık gaz akışının reküperatöre girişinde (yakma havasının reküperatör çıkışındaki borular) yer alan boru yüzeylerinde (duvarlarda) kaymama şartı (no-slip condition) gösterilmiştir. Kontursel gösterimi yapılan duvarlardaki (boru yüzeylerinde) hız değerinin 0 olduğu görülmektedir. Modelin oluşturulmasında sınır şart olarak tanımlanan kısmın, FLUENT çözümlemesinde bir bakıma uygulanıldığı gösterilmiştir.



**Şekil 8.15:** Atık gazın girişinde yer alan boruların kaymama şartı.

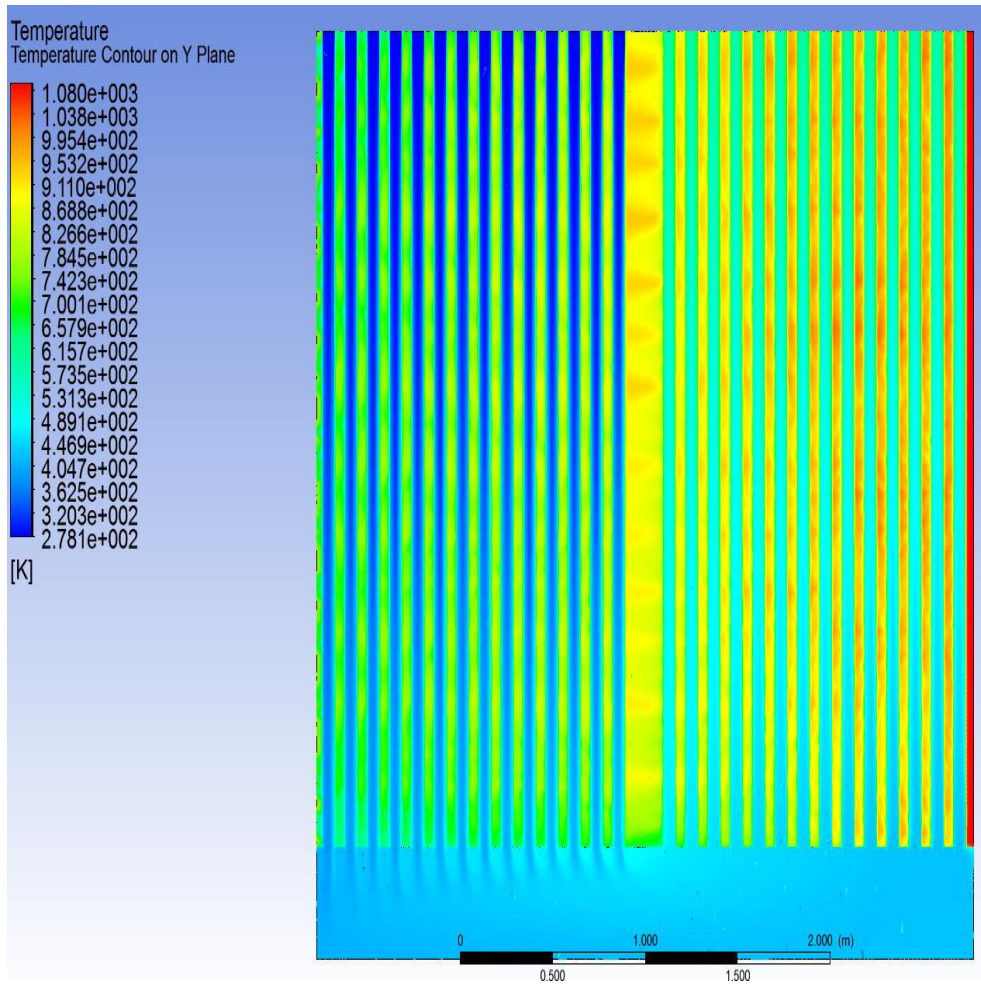
Şekil 8.16'da atık gazın akışının reküperatöre çıkışında (yakma havasının girişindeki borular) yer alan boru yüzeylerinde (duvarlarda) kaymama şartı (no-slip condition) gösterilmiştir.



**Şekil 8.16:** Atık gazın çıkışında yer alan boruların kaymama şartı.

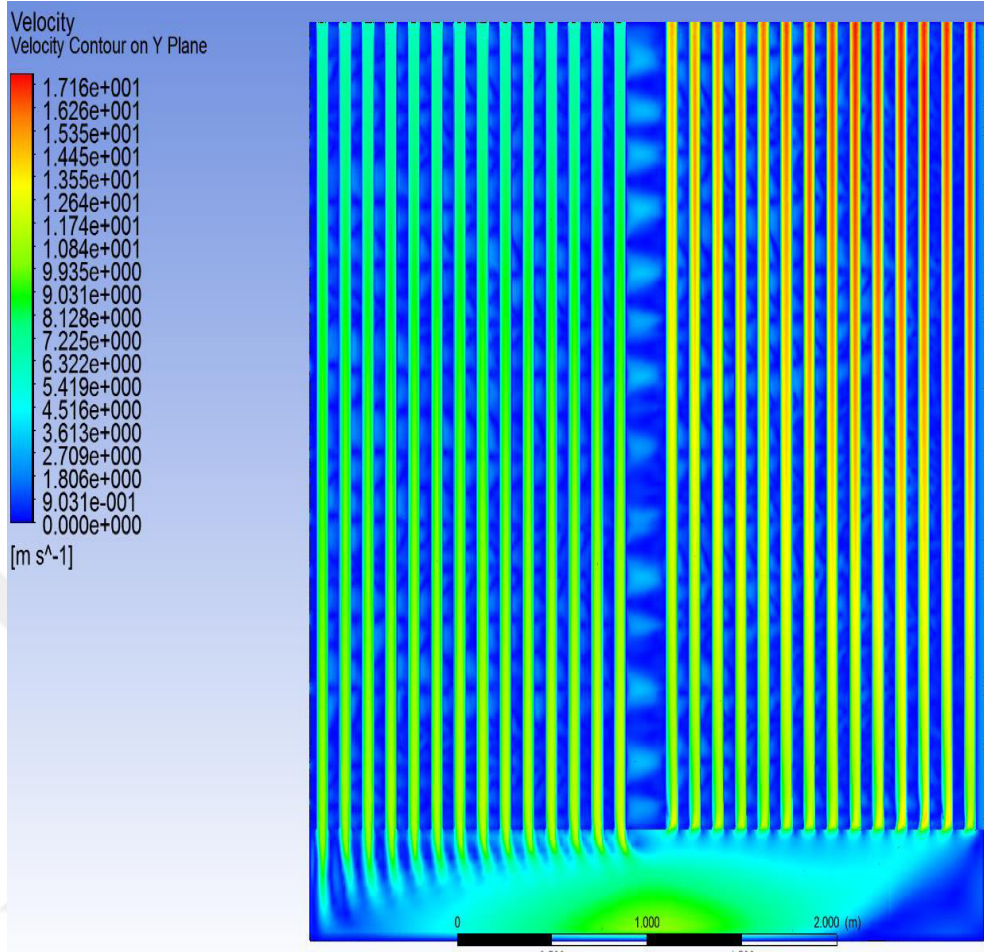
#### 8.4 Birleşik Kontrol Hacimlerinde Sıcaklık ve Hız Renk Konturlerinin Dağılımı

Şekil 8.17'de hem yakma havasının hem de atık gazın birleşik (atık gaz ve yakma havasının kontrol hacimleri) olarak incelendiğinde, ortalama sıcaklıklarının dağılımları gösterilmiştir. Kontursel olarak gösterimde kırmızı ile gösterilen kısım atık gazın girişi olup, mavi konturu ile gösterilen kısım ise yakma havasının girişidir. Taşınım yoluyla yapılan ısı transferi nedeniyle reküperatör boyunca sıcaklık değişimleri ve dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 8.17: Yakma havası ve atık gazın birleşik olarak sıcaklık dağılımı.

Şekil 8.18'de hem yakma havasının hem de atık gazın birleşik (atık gaz ve yakma havasının kontrol hacimleri) olarak ortalama hızlarındaki değişimleri/dağılımları gösterilmiştir. Kırmızı kontur ile gösterilen kısım yakma havasının reküperatör çıkışındaki borular iken, mavi kontur ise atık gazın akışı boyunca ortalama hızındaki değişimi verilmiştir.



**Şekil 8.18:** Yakma havası ve atık gazın bütünleşik olarak hız dağılımı.



## 9. SONUÇLAR

Tez çalışmasında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (HAD) ile elde edilen boru bazlı taşınım yoluyla birim zamandaki ısı transferlerinin karşılaştırılması, HAD yöntemi ile reküperatörden çıkan atık gaz ve yakma havası sıcaklıklarının nümerik olarak hesaplanan reküperatör tasarımı ile karşılaştırılması, ticari reküperatör imalatçısı (üreticisi) tarafından yapılan tasarımla, sonlu elemanlara dönüştürülmüş modelin (HAD yöntemi kullanılarak) yakıt tasarruf oranlarının karşılaştırılması, plenum bölgesinde yakma havasının ulaşmadığı bölgelerin belirtilmesi, 0,5 blokaj oranı ile sınır tabaka ayrılmasının gecikmesi, nümerik olarak tasarımı yapılan reküperatör ile HAD ile çözümlenen modelin ısı verimliliklerinin karşılaştırılmaları yer almaktadır.

Bir çelik üretim tesisinin reküperatör sistemi için ayırdığı bölgede, boru dizilimlerini optimum düzeyde sağlayabilmek için ticari reküperatör imalatçısı tarafından belirlenen ısı verileri dikkate alınmıştır. Tanımlanan ısı değerler kabul edilerek ve basınç kayıpları dikkate alınarak maksimum ısı transfer yüzey alanları oluşturulması için nümerik hesaplamalar sonucu reküperatör tasarımı yapılmıştır.

Atık gazın Çizelge 3.3'te belirtilen "normal" sütununda yer alan ısı değerler ile Çizelge 3.4'te yakma havası için "minimum" sütununda yer alan ısı değerler dikkate alınarak elde edilen birim zamandaki ısı transferlerinin değerleri birbirlerine %1'lik farkı, tasarım için yeter şart olarak kabul edilmiştir.

Sonlu elemanlar yönteminde üç boyutlu reküperatör modelinin boyutsal anlamda büyük olması sebebiyle FLUENT'teki çözümlenmeleri oldukça zaman harcaması, maliyeti etkileyen bir parametre olarak ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla akışın ve basınç kayıplarının sonuca etkisinin az olmasını sağlamak amacıyla reküperatör tasarımının 1/26'lık oranı ile model oluşturulmuştur. Bunun sayesinde daha az sonlu eleman oluşturulup zaman anlamında kazanç sağlanılmıştır. Sonlu elemanlara dönüştürülmüş modelin uzunlamasına düzlemlerinin (reküperatör boyu) simetrik olarak seçimi ile hem basınç kayıplarının oluşmadığı hem de akışın modellenmeyen kısımlarda da sürekli olduğu kabul edilmiştir.

FLUENT ile çözümlenmesi yapılan modelin sonuçlarına bakıldığından, sisteme girişi yapılan atık gazın ve yakma havasının kütleli debilerinde hemen hemen birbirlerine yakın olduğu Çizelge 9.1'de gösterilmiştir.

**Çizelge 9.1:** Atık gaz ve yakma havasının giriş ve çıkış kütleli debileri.

Kütleli debi	Birim	Değerleri
Atık gaz girişi	kg/s	0,12078
Atık gaz çıkışı	kg/s	0,12079
Yakma havası girişi	kg/s	0,15077
Yakma havası çıkışı	kg/s	0,15077

Çizelge 3.3 "normal" ve Çizelge 3.4'te "minimum" sütunlarındaki ortalama giriş ve çıkış sıcaklıklarına istinaden FLUENT çıkışında elde edilen değerlerde bazı farklılıklar görülmektedir. Çizelge 9.2'de atık gazın reküperatör tasarımı için kabul edilen giriş ve çıkış sıcaklıklarının FLUENT çözümlenmesinde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması verilmiştir.

**Çizelge 9.2:** Atık gazın kabul edilen giriş ve sıcaklıkların karşılaştırılması.

Tanımlama	Birim	Sıcaklık
Tasarımdaki atık gaz giriş sıcaklığı	K	1093,15
Tasarımdaki atık gaz çıkış sıcaklığı	K	738,15
FLUENT çözümü ile atık gaz giriş sıcaklığı	K	1093,147
FLUENT çözümü ile atık gaz çıkış sıcaklığı	K	703,435

Çizelge 9.3'te ise reküperatör tasarımındaki yakma havasının giriş ve çıkışında kabul edilen sıcaklık değerleri ile FLUENT tarafından elde edilen sonuçların karşılaştırılması verilmiştir.

**Çizelge 9.3:** Yakma havasının kabul edilen giriş ve sıcaklıklarının karşılaştırılması.

Tanımlama	Birim	Sıcaklık
Tasarımdaki yakma havasının giriş sıcaklığı	K	278,15
Tasarımdaki yakma havasının çıkış sıcaklığı	K	623,15
FLUENT çözümü ile yakma havasının giriş sıcaklığı	K	278,357
FLUENT çözümü ile yakma havasının çıkış sıcaklığı	K	627,63



Piyasada farklı tipte tasarımları yapılan reküperatörlerin birbirleri ile karşılaştırılmasında kullanılan parametre ısıl etkenliği veya verimliliğidir.

Nümerik hesaplamalarda (reküperatör tasarımında) ısıl verimliliğin değeri Çizelge 3.19'da belirtildiği gibi %45.22'dir. FLUENT ile çözümlenen modelin termal verimliliği ise nümerik olarak yaklaşık %49.4 olarak hesaplanmıştır. Denklem (3.40)'da nümerik olarak ısıl verimliliğinin kabul edilen denklemini yer almaktadır. Çizelge 9.4'te gösterilen "1" nolu indis atık gaz, "2" nolu indis ise yakma havası için tanımlanmıştır ve çizelgenin en alt satırında yer alan birim zamandaki ısı transferi ise sistemde gerçekleştirilecek maksimum ısı transferini tanımlar.

**Çizelge 9.4:** Sonlu elemanlar yöntemi sonucu elde edilen ısıl verimlilik hesabı.

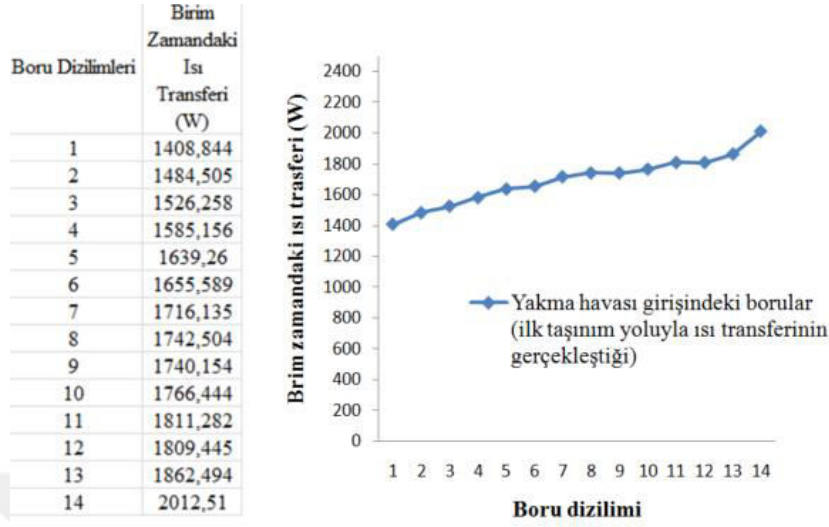
Tanım	Birim	Değerleri
$\epsilon$ (ısıl verimlilik)		0,494
$\dot{m}_1 c_{p1} \Delta T_1$	kJ/s	53,739
$\dot{m}_2 c_{p2} \Delta T_2$	kJ/s	53,749
$(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{1h})$	kJ/s	108,825

Çizelge 9.4'te ısıl verimliliğin artmasının sebebi, FLUENT'in model çözümlemesi sonunda yakma havasının ortalama çıkış sıcaklığının, tasarımda kabul edilen ortalama çıkış sıcaklığına göre fazla olmasıdır. Çizelge 9.3'te de bu durumu açıklayan gösterim bulunmaktadır.

Aynı şekilde atık gazın FLUENT'teki çözümleme sonucunda ortalama çıkış sıcaklığının, tasarımda kabul edilen çıkış sıcaklığına göre düşük olması da ısıl verimliliği etkilemiştir. Çizelge 9.2'de de bu durumu açıklayan sayısal veriler bulunmaktadır. Dolayısıyla birim zamandaki ısı transferin kabul edilen teorik hesaplanan ısı transferine oranla daha fazla olduğu yorumu yapılabilir.

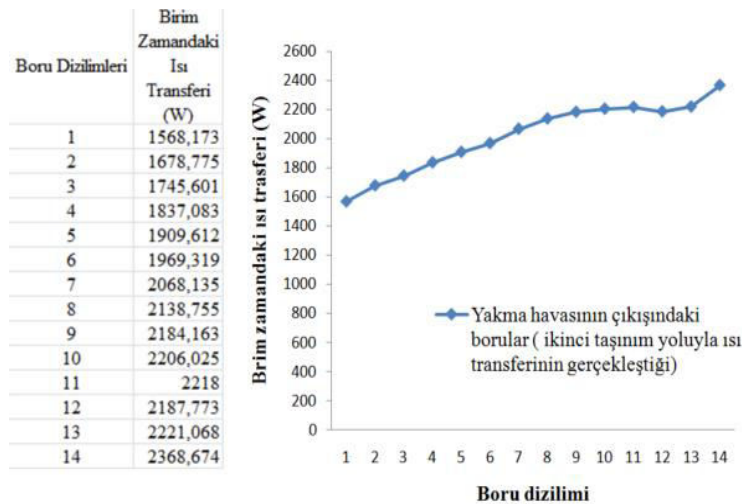
Şekil 9.1'de FLUENT ile elde edilen ve yalnızca yakma havasının girişindeki toplam 14 boruyu kapsamaktadır. Atık gazın reküperatör çıkışına en yakın boru "1" tanımı yapılmış olup, "14" numaralı boru ise bu dizilimde atık gazın sisteme girişine en yakın boru olarak tanımlanmıştır. Şekil 9.1'de dolayısıyla "14" numaralı boruda birim zamandaki ısı transferi daha fazla olduğu gösterilmiştir ve atık gaz akışının

ilerlemesiyle birim zamandaki ısı transferi, atık gazın enerji kaybetmesi ile azaldığı gösterilmiştir.



**Şekil 9.1:** Yakma havası girişindeboru adet başına taşınım yoluyla ısı transferleri.

Şekil 9.2'de FLUENT tarafından elde edilen yakma havasının reküperatör çıkışında yer alana boruların, (ikinci kez taşınım yoluyla ısı transferi yapılan) birim zamanda gerçekleşen ısı transferleri hakkında gösterimi yapılmıştır. Bu dizilimdeki borulardan "1" numara olarak tanımlı yapılan, atık gazın reküperatör giriş kısmına en uzaktaki boruyu belirtirken, "14" numaralı boru ise atık gazın sisteme girişinde ilk karşılaşılabacağı boru olarak tanımlanmıştır. Atık gazın sahip olduğu ısıl enerjisi, her boru yüzeyinden akışı geçerken enerjisini kaybetmektedir. Dolayısıyla Şekil 9.2'de gösterildiği gibi boru bazlı taşınım yoluyla ısı transferleri sürekli olarak azalmaktadır.



**Şekil 9.2:** Yakma havası çıkışındaboru adet başına taşınım yoluyla ısı transferleri.

Şekil 8.18'de hem yakma hem de atık gazın ortalama hız dağılımı verilmiştir. Burada plenum'da akışın mevcut olmadığı bölge gösterilmiştir. Bu bölgede akışın geçişini sağlayabilmek için yapılan tasarımın daha verimli olabilmesinde çalışmalar geliştirilebilir. Örneğin bu bölge pah görünümlü açılı geçişi yapılarak akışında yönlendirilmesi gibi alternatif veya alternatifler geliştirilebilir.

Ticari reküperatör üreticisi tarafından tasarlanan reküperatörün termal verileri Çizelge 9.5'te verilmiştir.

**Çizelge 9.5:** Ticari reküperatör için kullanılan ısıl veriler.

Sembol	Tanım	Birim	Değerleri
HU	Doğalgazın alt ısı değeri	$\text{kJ}/\text{m}^3$	34518
AN	Birim yakıt başına yakma havası debisi	$(\text{m}^3/\text{h})/(\text{m}^3/\text{h})$	9,874
TA	Fırına gönderilecek yakma havası sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$	350
CPA	Yakma havasının özgül ısı kapasitesi	$\text{kJ}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}$	1,317
GN	Birim yakıt başına atık gaz debisi	$(\text{m}^3/\text{h})/(\text{m}^3/\text{h})$	10,893
TG	Atık gazın reküperatöre giriş sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$	820
CPG	Atık gazın özgül ısı kapasitesi	$\text{kJ}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}$	1,4936

Sonlu elemanlara dönüştürülmüş reküperatör modelinin Çizelge 9.6'da FLUENT tarafından elde edilen ısıl verileri verilmiştir.

**Çizelge 9.6:** HAD yöntemi ile reküperatör modelindeki ısıl veri çıktıları.

Sembol	Tanım	Birim	Değerleri
HU	Doğalgazın alt ısı değeri	$\text{kJ}/\text{m}^3$	34518
AN	Birim yakıt başına yakma havası debisi	$(\text{m}^3/\text{h})/(\text{m}^3/\text{h})$	14,93
TA	Fırına gönderilecek yakma havası sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$	354,48
CPA	Yakma havasının özgül ısı kapasitesi	$\text{kJ}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}$	1,268
GN	Birim yakıt başına atık gaz debisi	$(\text{m}^3/\text{h})/(\text{m}^3/\text{h})$	10,893
TG	Atık gazın reküperatöre giriş sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$	820
CPG	Atık gazın özgül ısı kapasitesi	$\text{kJ}/\text{m}^3^{\circ}\text{C}$	1,4936

Denklem (9.1)'de ticari reküperatör üreticisi tarafından yakıt tasarrufu oranı hesaplamasında kullanılan eşitlik verilmiştir.  $S_f$ , yakıt tasarrufu oranıdır.

$$S_f = \frac{(TA)(AN)(CPA)}{HU + (AN)(TA)(CPA) - (GN)(TG)(CPG)} \quad (9.1)$$

Denklem (9.1) kullanılarak HAD yöntemi ile çözümlenen reküperatör modelinin yakıt tasarruf oranı yaklaşık %24 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 9.7'de ticari reküperatör üreticisi ile reküperatör modelinin (HAD yöntemi kullanılarak) elde edilmiş yakıt tasarruf oranlarının karşılaştırılması verilmiştir.

**Çizelge 9.7:** Yakıt tasarruf oranlarının karşılaştırılması.

Tanım	Yakıt tasarruf oranı
Ticari reküperatör	17,84
HAD yöntemi ile çözümlenen model	24

Bu sonucun oluşmasında etkin durum ise yakma havasının daha yüksek ısı enerjisiye (AN) sahip olarak yakma odasına gönderilmesidir.

## 10. ÖNERİLER

Bu çalışmada yüksek sıcaklıkta atık ısı geri kazanımında kullanılacak gazdan gaza ısı transferi gerçekleştirecek ve endüstriyel boyutlarda kullanılacak bir reküperatörün tasarımı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Alternatif tasarımlar gerçekleştirilerek simülasyonlarda performans kıyaslamaları yapılmıştır. Optimum geometri ve uygun malzeme kullanıma yönelik çalışmalar tasarımın ileri aşamaları için gereklidir. Gerçek performans değerlerinin kıyaslanabilmesi için prototip üretimi sonrası yapılacak deneylerin simülasyon çalışmaları yapılmalıdır. Bu da kullanılan yöntem ve parametrelerin doğrulanması için önemlidir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Ersöz, M. A.** (2009). Baca Gazlarındaki Atık Isının Isı Borusu İle Geri Kazanımının Deneysel İncelenmesi. Ağustos 12, 2015 tarihinde, [http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/46c5a4aaab26a19\\_ek.pdf?dergi=854](http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/46c5a4aaab26a19_ek.pdf?dergi=854) adresinden alındı.
- [2] **Tennery, V. J. ve Wei, G. C.** (1978). Recuperator Materials Technology Assessment (Rapor No: TM: 6227). Tennessee: Oak Ridge Ulusal Laboratuvarı.
- [3] **Ozalp, A. A. ve Dinçer, İ.** (2010). Laminar Boundary Layer Development Around a Circular Cylinder: Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics, *Journal of Heat Transfer*, 132, 1-15. doi: 10.1115/1.4002288.
- [4] **Url-1** < <http://web.ornl.gov/sci/ees/itp/documents/FnlRptRecuperatorsFinal> >, Ağustos 18, 2015 tarihinde alındı.
- [5] **Örenay, S.** (2011). Sanayi Fırınlarında Merkezi Reküperatör, Reküperatif ve Rejeneratif Yakıcılar. 3. Enerji Verimliliği Konferansı.
- [6] **Url-2** < <https://www.energyefficiencyasia.org> >, Ağustos 22, 2015 tarihinde alındı.
- [7] **Reed, R. J.** (1983). Protecting Your Precious Recuperator in High Temperature Processes. Fifth Industrial Energy Conferences Volume II, Houston, U.S.A.
- [8] **Url-3** < <http://www.alloyengineering.com/products/recuperator-tube-bundles> >, Ağustos 25, 2015 tarihinde alındı.
- [9] **BCS Incorporated,** (2008). Waste Heat Recovery, Eylül 1, 2015 tarihinde, [http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste\\_heat\\_recovery.pdf](http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf) adresinden alındı.
- [10] **Url-4** < <http://marinenotes.blogspot.com.tr/2012/10/types-of-heat-exchanger> >, Eylül 15, 2015 tarihinde alındı.
- [11] **Url-5** < <http://www.thermopedia.com/content/1211/> >, Eylül 18, 2015 tarihinde alındı.
- [12] **Buyruk, E.** (1997). Heat Transfer Around Flow Structures and Circular Cylinders in Cross Flow. *Journal of Engineering and Environmental Science*, 23, 299-315.
- [13] **Url-6** < <http://www.spmetal.net> >, Eylül 25, 2015 tarihinde alındı.
- [14] **Url-7** < <http://www.engineeringtoolbox.com/ansi-stainless-steel-pipes> > Eylül 31, 2015.
- [15] **Genceli, O. F.** (2010). Isı Değiştiricileri. İstanbul: Birsen.
- [16] **Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P.** (2014). *Isı ve kütle geçişinin temelleri* ( T. Derbentli, Z. İlken, L. Kuddusi, Çev.). İstanbul : Palme
- [17] **Swaffield, J. A., Gasiorek, J. M., Douglas, J. F.** (1986). *Fluid Mechanics*. London: Longman, Pages 327-332.
- [18] **Lienhard, J. H.** (2011). *A Heat Transfer Textbook*. New York: Dover Publications Inc.

- [19] **Yükselen, M. A.** (2015). Aerodinamik Ders Notları , İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [20] **Url-7** < [https://en.wikipedia.org/wiki/Law\\_of\\_the\\_wall](https://en.wikipedia.org/wiki/Law_of_the_wall) >, Mart 15, 2016 tarihinde alındı.
- [21] **Url-8** < [http://www.cfd-online.com/Wiki/Skin\\_friction\\_coefficient](http://www.cfd-online.com/Wiki/Skin_friction_coefficient) >, Mart 17, 2016 tarihinde alındı.
- [22] **Url-9** < [http://www.cfd-online.com/Wiki/Law\\_of\\_the\\_wall](http://www.cfd-online.com/Wiki/Law_of_the_wall) >, Mart 20, 2016 tarihinde alındı.
- [23] **Sümer, B. M. ve Fredsoe, J.** (1997). Hydrodynamics Around Cylindrical Structures. Flow Around a Cylinder in Steady Current(Vol. 12, pp.128).
- [24] **ANSYS.** (2015). ANSYS Fluent Theory Guide for Version 15.0.
- [25] **ANSYS.** (2001). ANSYS Fluent Modelling Turbulence for Version 12.0.
- [26] **Url-10** < [https://en.wikipedia.org/wiki/Mach\\_number](https://en.wikipedia.org/wiki/Mach_number) >, Nisan 21, 2016 tarihinde alındı.
- [27] **Url-11** < <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html> >, Nisan 25, 2016 tarihinde alındı.
- [28] **Url-12** < <http://www.ninova.itu.edu.tr> >, Nisan 30, 2016 tarihinde alındı.
- [29] **Url-13** < <http://www.ninova.itu.edu.tr> >, Nisan 30, 2016 tarihinde alındı.
- [30] **ANSYS.** (2006). ANSYS Fluent Applied Computational Fluid Dynamics for Version 12.0
- [31] **ANSYS.** (2010). Introduction to ANSYS FLUENT Solver Settings for Version 12.0



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad Soyad** :Onur Özcan  
**Doğum Yeri ve Tarihi** :17.02.1988  
**E-posta** :onrzcan@hotmail.com



### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** :2010, Sakarya Üniversitesi Makine Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** :2016, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü  
Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

İmalat Mühendisi (2013-2015) Çimtaş/ENKA  
Kalıp Tasarım Mühendisi (2015-) Şişecam