

**AĞIR VASITA BİR DİESEL MOTORUN TASARIMI, ÜÇ BOYUTLU  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI VE EMİSYON ANALİZİ**

**SENA ÖZLEM ARICA**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARALIK 2012**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Anabilim Dalı Başkanı

**Sena Özlem ARICA tarafından hazırlanan AĞIR VASITA BİR DİESEL MOTORUN TASARIMI, ÜÇ BOYUTLU HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EMİSYON ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.**

---

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Üye : Doç. Dr. Selin Aradağ ÇELEBİOĞLU

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu ve tez yazım kurallarına uygun olarak yazıldığını bildiririm.

Sena Özlem Arıca

**Üniversitesi** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Enstitüsü** : Fen Bilimleri  
**Anabilim Dalı** : Makine Mühendisliği  
**Tez Danışmanı** : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU  
**Tez Türü ve Tarihi** : Yüksek Lisans–Aralık 2012

**SENA ÖZLEM ARICA**

**AĞIR VASITA BİR DİESEL MOTORUN TASARIMI, ÜÇ BOYUTLU  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EMİSYON ANALİZİ**

**ÖZET**

Bu çalışmada öncelikle Bir Boyutlu (1B) 12 silindirli ağır vasıta bir Diesel motorun tam yüklem durumu düşünülerek tasarımı, performans ve emisyon analizleri yapılmış, motorun performans eğrisi elde edilmiştir. Bir Boyutlu analizden elde edilen ilk koşullar kullanılarak emme valfinin kapandığı andaki basınç ve sıcaklık değerleri Üç Boyutlu (3B) CFD analizinde kullanılmış ve tek bir silindir için akış analizi yapılmıştır. Hem 1B hem de 3B CFD analizinden elde edilen silindir içindeki ortalama sıcaklık ve basınç değerlerinin karşılaştırılması yapılmış, sonuçların birbirine yakın olduğu gözlenmiştir. Üç Boyutlu akış analizinde öncelikle farklı hücre sayıları için ağ yapısı analizi yapılmıştır. Daha sonra sırasıyla farklı türbülans ve yanma modellerinin sonuçlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Üç Boyutlu CFD akış analiz programı olarak AVL Fire EseDiesel modülü kullanılmıştır. Özellikle ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-Three Zone) yanma modeli ile  $k-\zeta-f$  türbülans modellerinin verdiği sonuçlar incelenmiş ve gerçeğe uygunluğu yorumlanmıştır. Son olarak kısmi yüklem ve tam yüklem durumları ile enjeksiyon zamanının yanmaya olan etkileri araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Diesel Motorlar, Yanma, Emisyon

**University** : TOBB University of Economics and Technology  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Assist. Prof. Dr. Sıtkı USLU  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. –December 2012

**SENA ÖZLEM ARICA**

**DESIGN OF A HEAVY DUTY DIESEL ENGINE USING THREE  
DIMENSIONAL COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AND EMISSIONS  
ANALYSIS**

**ABSTRACT**

In this study, first a one dimensional (1D) 12-cylinder, HDDE, Heavy-Duty Diesel Engine, is designed and performance and emissions analyses are carried out. The engine performance curve is obtained. At the time inlet valve closure, pressure and temperature values obtained from 1D analysis are used as initial conditions for the Three Dimensional (3D) CFD analysis for a single cylinder. One dimensional and 3D results for average temperature and the pressure in the cylinder are compared. It is observed that they both give similar results. For 3D flow analysis, the refined mesh results for different cell sizes are compared. The effect of different turbulence and combustion models are investigated respectively. AVL Fire ESEDiesel module is used as the 3D CFD flow analysis. Especially ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zone) combustion model and  $k-\zeta-f$  turbulence models are examined and the accuracy of the results are interpreted. Finally, the partial load and full load conditions and the effects of injection timing on combustion are investigated.

**Keywords:** Computational Fluid Dynamics, Diesel Engines, Combustion, Emission

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca öncelikle, değerli görüő ve yardımlarıyla beni yönlendiren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya, programın kullanılmasında bana yardımcı olan AVL destek bölümünden Peter TIBAUT'a, bana destek olan çalışma arkadaşlarıma, Tobb ETÜ'ye ve manevi desteklerinden ötürü aileme teőekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Taraması	2
1.2. Motordaki Isı Transferinin Önemi	6
1.3. Düşük Isı Kaybı Motorları	8
1.4. Düşük Sıcaklıkta Yanma	9
1.5. Sıcaklığa Bağlı Emisyonlar	10
1.6. Tezin Amacı	11
2. TEORİ VE KULLANILAN MATEMATİKSEL MODELLER	12
2.1. Motor Isı Transfer Simülasyonları	12
2.2. Yanmayı Modelleme Yöntemleri	12
2.2.1. Global Modeller	13
2.2.2. Üç Boyutlu Modeller	14
3. SAYISAL ÇÖZÜM ALGORİTMALARI	17
3.1. Ana Denklemler	17

3.2. Doğrudan Sayısal Çözüm (Direct Numerical Solution, DNS)	18
3.3. Large Eddy Simülasyonu (LES)	18
3.4. RANS Simülasyonu (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)	18
3.5. Modelde Kullanılan Türbülans Modelleri	20
3.5.1. Standart k- $\epsilon$ Türbülans Modeli	20
3.5.2. k- $\zeta$ - $f$ Türbülans Modeli	21
3.6. Yanma Modelleri	23
3.6.1. Eddy Break Up (EBU) Modeli	23
3.6.2. Ecfm-3Z Yanma Modeli	24
3.7. Emisyon Modelleri	25
3.7.1. NO <sub>x</sub> Modeli	25
3.7.2. İs (Soot) Modeli	26
3.8. Parçacıkların Davranışı	27
3.9. Duvardaki Isı Transferi	28
3.9.1. Standart Sıcaklık Duvar Fonksiyonu	29
3.9.2. Han ve Reitz Sıcaklık Duvar Fonksiyonu	29
4. MOTOR GEOMETRİSİ VE HESAPLAMA KOŞULLARI	31
4.1. Sınır Koşulları ve Başlangıç Koşulları	32
4.2. Bir Boyutlu (1B) Gaz Değişim Analizi İçin Ana Korunum Denklemleri	33
4.3. Silindir İçindeki Basıncın Hesaplanması	36
4.4. Valflerdeki Kütle Akışı	36
4.5. Piston Hareketi	38
4.6. Isı Transferi	39
4.6.1. Silindir İçindeki Isı Transferi	39
4.6.2. Woschni Modeli	40



4.6.3. Valflerdeki Isı Transferi	41
4.7. Krank Bölmesine Sızan Kütle	42
4.8. MCC (Mixing Controlled Combustion) Yanma Modeli	42
4.9. Yakıt Jetinin Kinetik Enerjisi İçin Koruma Denklemi	43
5. BİR BOYUTLU (1B) GAZ DEĞİŞİM ANALİZ SONUÇLARI	45
5.1. Simülasyon Ana Adımları	46
5.2. Modelde Kullanılan Boruların Uzunlukları, Çapları ve Hızları	46
5.3. Tasarlanan Motorun Performans Eğrileri	47
5.4. EGR (Egzoz Gaz Geri çevrimi)	48
5.5. Enjeksiyon Zamanı	48
5.6. Silindir İçindeki Ortalama Sıcaklığın Değişimi	49
5.7. Silindir İçindeki Basıncın Değişimi	49
6. CFD ANALİZ SONUÇLARI	51
6.1. CFD Sayısal Ağ Yapısı Çalışması	53
6.2. Türbülans Modelinin Sıcaklık ve Emisyonlara Olan Etkisi	61
6.3. Yanma Modelinin Sıcaklık ve Emisyonlara Olan Etkisi	79
6.4. İS Modelinin İS Kütlesel Oranına Olan Etkisi	92
6.5. EGR Yüzdesinin Ortalama NO Kütlesel Oranına Etkisi	93
6.6. Kısmi Yükleme ile Tam Yükleme Durumlarının Karşılaştırılması	94
6.7. Enjeksiyon Zamanının Basınca ve Sıcaklığa Olan Etkisi	97
7. TARTIŞMALAR VE ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR	101
KAYNAKLAR	103
ÖZGEÇMİŞ	106

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge 2.1. Ağ Yapısı ile İlgili Özellikler	16
Çizelge 3.1. Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler	21
Çizelge 3.2. Sprey için kullanılan sabitler	27
Çizelge 4.1. Motor Geometrisi ve Temel Termodinamik Büyüklükler	31
Çizelge 4.2. Çalışma Koşulları	33
Çizelge 4.3. Emme ve Egzoz Valfleri İçin Sabitler	42
Çizelge 5.1. Modelde Kullanılan Boruların Uzunlukları, Çapları ve Hızları	46
Çizelge 6.1. Egzozdaki ortalama NO emisyonları ile ortalama yanmamış yakıt emisyonları	69
Çizelge 6.2. Egzozdaki ortalama NO emisyonları ile ortalama yanmamış yakıt emisyonları	84

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 1.1. Yakıt enerjisinden motorun güç üretimi	7
Şekil 1.2. Kamimoto ve Bae tarafından yapılan yakıt denge oranı-sıcaklık haritası	11
Şekil 4.1. 700 DKA'daki hesaplama alanı	32
Şekil 4.2. Silindirin enerji dengesi	34
Şekil 4.3. Standart krank dizilimi	38
Şekil 5.1. Bir Boyutlu (1B) Boost Modeli	45
Şekil 5.2. Motorun performans sonuçları	47
Şekil 5.3. DKA başına enjekte edilen yakıt miktarı	48
Şekil 5.4. Silindir içindeki ortalama sıcaklığın DKA ile değişimi	49
Şekil 5.5. Silindir içindeki basıncın DKA ile değişimi	50
Şekil 6.1. 1B (Bir Boyutlu) ve 3B (Üç Boyutlu) hesaplamalarda silindir içindeki basıncın krank açısına bağlı olarak değişimi	51
Şekil 6.2.1B ve 3B için silindir içindeki ortalama sıcaklığın krank açısına göre değişimi	52
Şekil 6.3. Enjeksiyon yay uzunluğunun x-z düzlemi için şekil üzerinde gösterimi	53
Şekil 6.4. (a) 702 (b)703 (c)704 (d)710 (e) 720 (f)730 (g) 740 (h) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan sıcaklığın hücre sayısına göre değişimi	54
Şekil 6.5. (a) 702 (b) 703 (c) 704 (d) 710 (e) 720 (f) 730 (g) 740 (h) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca hız değerlerinin hücre sayısına göre değişimi	56
Şekil 6.6. (a) 703 (b) 704 (c) 720 (d) 730 (e) 740 (f) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca yakıt denge oranının hücre sayısına göre değişimi	58
Şekil 6.7. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan NO kütle oranının hücre sayısına göre değişimi	59
Şekil 6.8. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca is kütle oranının hücre sayısına göre değişimi	60

Şekil 6.9. 710 – 735 DKA için ve $k-\zeta-f$ ve $k-\varepsilon$ türbülans modelleri için hız vektörleri	62
Şekil 6.10. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için hız konturları	63
Şekil 6.11. Farklı türbülans modelleri için yatay konturlar	64
Şekil 6.12. Farklı türbülans modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan hız değerleri	65
Şekil 6.13. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için silindir içindeki basıncın değişimi	66
Şekil 6.14. Farklı türbülans modelleri için swirl sayısının krank açısıyla değişimi	66
Şekil 6.15. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için sıcaklık konturları	67
Şekil 6.16. Farklı türbülans modelleri için silindir içindeki ortalama sıcaklık değerleri	68
Şekil 6.17. (a) 702 (b) 703 (c) 704 (d) 710 (e) 720 (f) 730 (g) 740 (h) 750 DKA için farklı türbülans modellerinde enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan sıcaklık değerleri	70
Şekil 6.18. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için yakıt denge oranı konturları	71
Şekil 6.19. (a) 703 (b) 704 (c) 710 (d) 720 (e) 730 (f) 740 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca farklı türbülans modelleri için yakıt denge oranı değerleri	72
Şekil 6.20. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA'da NO kütle oranı konturları	74
Şekil 6.21. Farklı türbülans modelleri için silindir içindeki ortalama NO kütle oranı	74
Şekil 6.22. Farklı türbülans modelleri için 710-740 DKA 'da enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan NO kütle oranı değerleri	75

Şekil 6.23. 710-750 DKA 'da farklı türbülans modelleri için is (soot) kütle oranı konturları	76
Şekil 6.24. Farklı türbülans modelleri için ortalama is kütle oranı değerleri	77
Şekil 6.25. Farklı türbülans modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan is kütle oranı değerleri	78
Şekil 6.26. 710-750 DKA 'da farklı yanma modelleri için hız konturları	79
Şekil 6.27. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için farklı yanma modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca hız değerlerinin değişimi	81
Şekil 6.28. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için silindir içindeki basıncın değişimi	83
Şekil 6.29. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için swirl sayısının değişimi	84
Şekil 6.30. 710-750 DKA 'da farklı yanma modelleri için sıcaklık konturları	85
Şekil 6.31. Farklı yanma modelleri için ortalama sıcaklık değerleri	86
Şekil 6.32. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA'da farklı yanma modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca sıcaklık değerleri	87
Şekil 6.33. 710-750 DKA'da farklı yanma modelleri için yakıt denge oranı konturları	88
Şekil 6.34. Farklı yanma modelleri için 710-750 DKA 'da NO kütle oranı konturları	88
Şekil 6.35. Farklı yanma modellerinin ortalama NO kütle oranına olan etkisi	89
Şekil 6.36. Farklı yanma modelleri için egzozdaki NO kütle oranı değerlerinin enjeksiyon yay uzunluğu boyunca değişimi	89
Şekil 6.37. Farklı yanma modelleri için 710-750 DKA'da is kütle oranı konturları	90
Şekil 6.38. Farklı yanma modellerinin ortalama is (soot) emisyonuna olan etkisi	90
Şekil 6.39. Farklı yanma modelleri için her DKA için açığa çıkan ısı	91
Şekil 6.40. Farklı is (soot) modellerinin ortalama is kütle kesrine olan etkisi	92
Şekil 6.41. EGR yüzdesinin değişimiyle ortalama NO kütle oranının krank açısına bağlı olarak değişimi	93

Şekil 6.42. Silindir içindeki ortalama sıcaklığın kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi	94
Şekil 6.43. Ortalama NO kütle oranının kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi	95
Şekil 6.44. Ortalama is kütle oranının kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi	96
Şekil 6.45. Kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı açığa çıkan ısı	97
Şekil 6.46. Silindirin içindeki ortalama sıcaklığın değişik enjeksiyon zamanlarına göre değişimi	98
Şekil 6.47. Silindir içindeki basıncın değişik enjeksiyon zamanına bağlı değişimi	99
Şekil 6.48. Ortaya çıkan ısının değişik enjeksiyon zamanlarına bağlı değişimi	100

## KISALTMALAR

<b>1B,1D</b>	One Dimensional (Bir Boyutlu)
<b>3B,3D</b>	Three Dimensional (Üç Boyutlu)
<b>CFD</b>	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
<b>CFM</b>	Coherent Flame Model
<b>CFR</b>	Cooperative Fuels Research
<b>CPU</b>	Central Processing Unit (Merkezi İşlem Birimi)
<b>DKA</b>	Degree Crank Angle (Derece Krank Açısı)
<b>DNS</b>	Direct Numerical Solution (Doğrudan Sayısal Çözüm)
<b>EBU</b>	Eddy Break Up Model
<b>ECFM</b>	Extended Coherent Flame Model
<b>ECFM-3Z</b>	Extendent Coherent Flame Model-Three Zone
<b>EGR</b>	Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gazı Geriçeşvrimi)
<b>EVM</b>	Eddy Viskocity Model (Eddy Viskoz Modeli)

<b>HCCI</b>	Homogenous Charged Compression Ignition (Homojen Sıkıştırma Ateşlemeli Yanma)
<b>IMEP</b>	Indicated Mean Effective Pressure (Ortalama İndike Efektif Basınç)
<b>İYM</b>	İçten Yanmalı Motorlar
<b>LES</b>	Large Eddy Simulation (Large Eddy Simülasyonu)
<b>LTC</b>	Low Temperature Combustion (Düşük Sıcaklıkta Yanma)
<b>MCC</b>	Mixed Controlled Combustion (Karışım Kontrollü Yanma)
<b>MEP</b>	Mean Effective Pressure (Ortalama Efektif Basınç)
<b>MPC</b>	Model Predictive Control (Model Öngörülü Kontrol)
<b>MVM</b>	Mean Value Modeling (Ortalama Değer Yöntemi)
<b>PCCI</b>	Premixed Charge Compression Ignition (Önceden Karışımlı Ateşlemeli Yanma)
<b>PDF</b>	Probability Density Function
<b>PM</b>	Particulate Matter (Partikül Madde)
<b>PMC</b>	Premixed Combustion



	(Önceden Karışımı Yanma)
<b>PPC</b>	Partially Premixed Combustion (Önceden Karışımı Kısmi Yanma)
<b>RANS</b>	Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)
<b>RSM</b>	Reynolds Stres Model (Reynolds Stres Modelleri)
<b>UHC</b>	Unburned Hidro Carbon (Yanmamış Hidro Karbon)
<b>VGT</b>	Variable Geometry Turbocharge (Değişken Geometrili Turboşarj)

## SEMBOLLER

$A_{eff}$	Effective Flow Area ( $m^2$ ) (Efektif Akış Alanı)
$A_w$	Wall Surface Area ( $m^2$ ) (Duvar Yüzey Alanı)
$C_{turb}$	Turbulence Energy Production Constant [-] (Türbülans Enerji Üretim Sabiti)
$E_{kin}$	Kinetic Fuel Energy (J) (Kinetik Yakıt Enerjisi)
$e$	Piston Pin Distance (m) (Piston Pin Uzaklığı)
$F$	Verification function depending on laminar Prandtl number (Laminer Prandtl sayılarına bağlı olarak değişen bir doğrulama fonksiyonu)
$G$	Percentage of EGR (Egzoz Gas Recirculation) (EGR Yüzde Oranı)
$G^+$	Nondimensional source term in energy equation [-] (Enerji denklemindeki boyutsuz kaynak terimi)
$k$	Turbulence kinetic energy ( $m^2/s^2$ ) (Türbülans kinetik enerjisi)
$l$	Con rod length (m) (Biyel uzunluğu)
$\dot{m}$	Mass Flow Rate (kg/s)

	(Akış debisi)
$\dot{m}_F$	Vaporized Fuel Mass Flow Rate (kg/s) (Buharlaşan Yakıt Kütlesi)
$\bar{m}_{fu}^u$	Mass flow rate in unburnt gases (kg/s) (Yanmamış gazlarda bulunan yakıt kütlesi)
$m_{oxid}$	Summation of recycled gas and the air in the cylinder (kg) (Hava ile bir önceki çevrimden kalan atık gazın toplamı)
$m_{rg}$	Recycled gas from the previous cycle (kg) (Bir önceki çevrimden kalan atık gaz kütlesi)
$m_{stoich}$	Stoichiometric mass (kg) (Stokiyometrik kütle)
$n$	Engine Speed (dev/dak) (Motor Hızı)
$P$	Turbulence kinetic energy production velocity (m/s) (Türbülans kinetik enerjisinin üretim hızı)
$P_{01}$	Upstream Stagnation Pressure (Pa) (Valfin üstündeki akış basıncı)
$P_c$	Cylinder Pressure (Pa) (Silindir içindeki basınç)
$P_{c,0}$	Cylinder pressure before combustion (Pa) (Yanmanın henüz başlamadığı durum için silindir içindeki basınç)
$Pr$	Prandtl Number (-) (Prandtl Sayısı)

$Q_{wi}$	Wall Heat Transfer (J) (Duvarlardan olan ısı transferi)
$q_w$	Specific wall heat (J/kgK) (Özgül duvar ısısı)
$q_j$	Heat flux (J/ s.m <sup>2</sup> ) (Isı akısı)
$\dot{q}_g$	Other source of energy equation (W) (Enerji denkleminin diğer kaynakları)
$Q_{HVi}$	Heating value of CO, H <sub>2</sub> , HC and particulates (W/kg) (CO,H <sub>2</sub> ,HC ve partiküllerin ısı değerleri)
$Q_{HVf}$	Fuel heating value (W/kg) (Yakıtın ısı değeri)
$\dot{Q}_c$	Average Heat in the cylinder (W) (Silindir içinde ortaya çıkan ortalama ısı)
$s$	Piston distance from top dead center (m) (Üst ölü noktadan olan piston uzaklığını) (m)
$Sc$	Schmidt Number (-) (Schmidt Sayısı)
$S$	Chemical reaction term, Swirl Number (-) (Kimyasal reaksiyon terimi), Swirl Sayısı
$\dot{S}_{Fu}^u$	Fuel vaporization term (Yakıtın buharlaşma miktarını gösteren terim)
$T_d$	Downstream temperature (K)

	(Valfin altındaki akış sıcaklığı)
$T_u$	Upstream temperature (K) (Valfin yukarısındaki akış sıcaklığı)
$T_w$	Port wall temperature (K) (Valf duvar sıcaklığı)
$T_L$	Liner temperature (K) (Gömlek sıcaklığı)
$T_{L,TDC}$	Liner temperature at top dead center (K) (Üst ölü noktadaki gömlek sıcaklığı)
$T_{L,BDC}$	Liner temperature at bottom dead center (K) (Alt ölü noktadaki gömlek sıcaklığı)
$T_c$	Temperature in the cylinder (K) (Silindir içindeki gaz sıcaklığı)
$T_{0,1}$	Upstream Stagnation Temperature (K) (Valfin yukarısındaki akış sıcaklığı)
$T_{c,1}$	Temperature in the cylinder at intake valve closing (K) (Emme valfinin kapalı olduğu durum için silindir içindeki sıcaklık)
$T_{wi}$	Wall temperature (Cylinder head, piston, liner) (K) (Duvar sıcaklığı (Silindir kafası, piston, gömlek))
$U$	Velocity (m/s) (Hız)
$V_{c,1}$	Volume in the cylinder at intake valve closing ( $m^3$ ) (Emme valfinin kapalı olduğu durum için silindir içindeki hacim)

$V_D$	Displacement per cylinder ( $m^3$ ) (Silindir içindeki yer değiştirme hacmi)
$\dot{w}_x$	Combustion source term (Yanma kaynak terimi)
$\dot{w}_{Fu}$	Source term in unburnt and burnt area (Yanmamış ve yanmış bölgelerdeki karışımı dikkate alan kaynak terimi)
$\tilde{y}_x$	Mass fraction of chemical ingredient (zlen kimyasal bileşenin kütlesel oranı)
$\tilde{y}_{Fu}^u$	Fuel in unburnt gases (Yanmamış gazlar içinde bulunan yakıt)
$\tilde{y}_{Fu}^b$	Fuel in burnt gases (Yanan gazlar içinde bulunan yakıt)
$\rho$	Density ( $kg/m^3$ ) (Yoğunluk)
$\tau_{ij}$	Viscosity stres (Pa) (Viskoz stresi)
$\mu_w$	Viscosity term (Pa.s) (Viskozite terimi)
$\Gamma$	Bileşke duvar fonksiyonu exponenti (-)
$\mu_t$	Turbulence viscosity (Pa.s) (Trblanslı viskozite)
$\epsilon$	Dissipation velocity of turbulence kinetic energy ( $m^2/s^3$ ) (Türbülans kinetik enerjisinin yayınım hızı)

$\nu_t$	Turbulence viscosity term ( $m^2/s$ ) (Türbülans viskozite terimi)
$\nu$	Kinematic viscosity ( $m^2/s$ ) (Kinematik viskozite)
$\tau$	Turbulence time (s) (Türbülans zamanı)
$\alpha_p$	Port heat transfer coefficient ( $W/m^2K$ ) (Valf ısı transfer katsayısı)
$\tau_{diff}$	Excess air coefficient (Difüzyon şeklinde olan yanma için hava fazlalık katsayısı)
$\Psi$	Flow function (-) (Akış fonksiyonu)
$\kappa$	Specific heat ratio (-) (Özgül ısı oranı)
$\alpha_w$	Heat transfer coefficient ( $W/m^2K$ ) (Isı transfer katsayısı)

## 1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe olan gelişmeler daha güvenilir, ekonomik, konforlu ve yüksek performanslı araçların geliştirilmesini amaçlamıştır. Bunun için en ekonomik fiyatla en üst düzey araçların üretilmesi bir zorunluluk haline gelmiştir.

Otomotiv sektörü için en büyük problemlerden biri yakıt kaynaklarının günden güne azalması ve bir süre sonra bitecek olmasıdır. Yakıt kaynaklarının azalması yakıtın birim fiyatının yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durum otomotiv üreticilerini minimum yakıtla maksimum performansı elde edebileceği araçlar üretmek zorunda bırakmıştır.

Motorlarda performans geliştirme çalışmalarının yanı sıra, motorların çevre üzerindeki olumsuz etkilerinin en aza indirgenmesi giderek daha önemli hale gelmektedir. Bu sebeple emisyon azaltıcı ek sistemler, alternatif yakıt ve alternatif motorlar üzerindeki çalışmalar hız kazanmıştır.

Bilgisayar teknolojisinin hızla ilerlemesi otomotiv sektörünü önemli derecede etkilemiştir. Araştırmacılar motorların performanslarını kolaylıkla karşılaştırabilmek amacı ile çevrim analizlerini yazılıma dönüştürmek için birçok çalışmalar yapmışlardır. Simülasyon programı üzerinden tasarlanan motorun boyutları, yakıtın cinsi, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, püskürtme zamanı gibi birçok parametre değiştirilerek motorun veriminin ve performansının nasıl etkilendiği kolaylıkla incelenebilmektedir [1].

Fosil yakıtlardan çıkan birim enerji miktarı başına CO<sub>2</sub> emisyon miktarı oldukça fazladır ve azaltılması gerekir. Bu emisyonları azaltmanın bir etkili yolu fosil yakıtları bio yakıtlar gibi diğer yakıtlarla yer değiştirmek olabilir. Bio yakıtların önündeki en büyük engel, üretim maliyetlerinin fosil yakıtlardan daha yüksek olmasıdır [2]. Ek olarak, bugünkü uygun bio yakıt teknikleri ve ham madde miktarı, fosil yakıtların sağladığı miktarda yakıt üretmek için yeterli değildir [2].



Daha önemli ve gerçekçi bir alternatif ise İYM (İçten Yanmalı Motorlar) in verimi arttırılarak CO<sub>2</sub> emisyonlarının düşürülmesidir.

### **1.1. Literatür Taraması**

Polat [1], çalışmasında dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir Diesel motorunun çevrim analizi için simülasyon programı geliştirmiştir. Öncelikle simülasyonu yapılan motorun termodinamiksel hesaplamaları yapılmıştır. MATLAB ile birleşik olarak çalışan programda hazırlanan gerçek çevrim kayıpları göz önünde bulundurulmuştur.

Elde edilen basınç, sıcaklık, net iş, yanan yakıt kütlesi, sıcaklık dağılımı, ortalama çevrim basıncı, motor gücü, sürtünme gücü, motor momenti, özgül yakıt tüketimi, mekanik verim ve termik verim gibi grafikler yorumlanmıştır.

Fridriksson [2] çalışmasında, kısmi yükleme durumunda ağır vasıta Diesel bir motorun kapalı hacimdeki (emme ve egzoz valfleri kapalı durumda) CFD (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği) simülasyonlarını yapmıştır. Bu simülasyonları, ısı transferindeki azalmanın motor performansına ve emisyon seviyelerine nasıl etki edeceğini anlamak için kullanmıştır.

Alan [3], Diesel motorlarında değişken geometrili turbo kompresör kullanımının motor karakteristiklerine olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada değişik geometrili türbin ve geleneksel turbo sistemlerine sahip iki motorun performanslarının karşılaştırmalı olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Şasi dinamometresi üzerinde yapılan testler sonucunda, değişik geometrili türbin motorunun moment, güç ve yakıt ekonomisinde iyileşmeler gözlemlenmiştir

Son zamanlarda değişik geometrili türbin, Diesel motorlu ağır vasıtaların NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaltılmasında EGR (Egzoz Gaz Devridaim) uygulamalarına yönelik bir metot olarak tekrar ilgi çekmeye başlamıştır [4].

Karakaş [5], çalışmasında Diesel motorların performanslarının artırılmasında ve emisyon miktarlarının azaltılmasında otomatik kontrol ünitelerinin rolünün artırılmasını amaçlayan yüksek lisans tez çalışmasında turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzoz sisteminin MVM (Ortalama Değer Yöntemi) kullanılarak matematik modeli oluşturulmuş, sistemin simülasyonu yapılmış ve bu sistemde MPC (Model Tabanlı Öngörülü Kontrol) uygulaması yapılmıştır.

Çalışmada kullanılan model, dört silindirli, dört zamanlı, yüksek hızlı bir Diesel motoru, değiştirilebilir “nozül alanı / türbin çapı” (A/D) oranlı radyal türbine sahip VGT (Değişken Geometrilik Türboşarj) ve egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazının bir kısmını yeniden giriş manifolduna ve silindirlere gönderen EGR (Egzoz Gaz Devridaim) sisteminden oluşmaktadır. VGT (Değişken Geometrilik Turbo Şarj), türbin kanat açıları değiştirilerek A/D oranıyla oynanabilir ve bu sayede turbo şarjın dönme hızı değiştirilebilir. Turbo şarjın dönme hızı değiştikçe silindirlere giren hava miktarı değişecek ve motorun performansı bu durumdan etkilenecektir. EGR sisteminde ise egzoz ve giriş manifoldları arasında gaz geçişini sağlayan yolun üzerinde bulunan EGR valfinin açıklığıyla oynanarak silindirlere yeniden gönderilen egzoz gazının miktarı değiştirilebilir. Bu değişimin sonucunda silindirlerde çevrimin pik alev sıcaklığı ve alev ilerleme hızı değişir, dolayısıyla yanma sonucunda oluşan azot oksit ( $NO_x$ ) emisyonu değişir .

Bekcen [6] tarafından yapılan çalışmada, bir binek taşıtında motorun değişik gaz keleşi konumları için güç, moment, özgül yakıt tüketimi değişim eğrilerini tespit edilmiştir. Bunun için önce seçilmiş olan seyir ve yol koşullarına göre taşıta etki eden dirençleri belirlemiştir. Daha sonra bu değerlerle birlikte her vites kademesi için motorun moment değişim eğrilerinden yararlanarak tahrik tekerlerinde sağlanan itme kuvveti değerlerini hareket diyagramında birleştirmiştir. Bu değerleri bir bilgisayar programında hesaplayabilmek için de deneysel güç, moment ve özgül yakıt tüketimleri için 3. derece fonksiyonlara dönüştürmüştür. Bu sayede uygulanan bilgisayar programı ile mümkün olan hız kademesindeki gaz keleşi konumları belirlenmiştir.

Balcı [7] tarafından, dört zamanlı, direkt püskürtmeli, türbo şarjlı bir Diesel motorunun performansı ve teorik çevrimi bir bilgisayar programında yapılmıştır. Çevrim öncelikle teorik yakıt-hava çevriminde, ardından gerçek yakıt-hava çevriminde modellenmiştir. Gerçek yakıt hava çevriminde yanma ürünleri arasında kimyasal dengenin varlığı kabul edilerek, yüksek basınç ve sıcaklıklarda yanma ürünlerinin ayrışma olayı da programa dahil edilmiştir. Programda 12:1–16:1 sıkıştırma oranı aralığı, 1000–2400 dev/dak hız aralığı, 386, 348 ve 310 K silindir giriş sıcaklıkları, 32,66, 43,55, 65,32 hava-yakıt oranları ve 5°, 15°, 20°'lik ateşleme avans değerleri için motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Gerçek motor değerleri ile karşılaştırıldığında, hazırlanan model simülasyonunun pratiğe uygun olarak çalıştığı sonucuna varılmıştır.

Akay [8] tarafından, altı silindirli, su soğutmalı, direkt püskürtmeli, doğal çekişli bir Diesel motorun teorik olarak simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonda gaz kuvvetlerini etkileyen altı ayrı parametre üzerine çalışılmıştır. Motor hızı bu parametrelerin ortak paydası olup; her parametre yedi ayrı motor devrinde üçer kere denenmiş ve bu iterasyonların sonucunda motor performans diyagramları çizilerek yorumlanmıştır.

Simülasyonun gerçekleştirildiği bilgisayar programında çeşitli hava fazlalık katsayıları ve farklı EGR oranları için basınç, sıcaklık değerleri ile NO yüzdesinin çevrim boyunca değişimi, indike ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Bulunan değerlerle çizilen grafiklere göre teorik modelin uygun bir tasarım olduğu sonucuna varılmıştır.

Horstman [9] tarafından yapılan bir çalışmada, sıkıştırma oranı ve ateşleme zamanlamasının motor gücü ve maksimum silindir basıncı şeklindeki motor performansına etkileri hem gerçek hem de bir bilgisayar programında (MATLAB) simülasyonunun yapıldığı iki CFR (Cooperative Fuels Research) motoru üzerinde incelenmiştir. Yapılan çalışmada ateşleme avansı 20 DKA üst ölü nokta öncesi–10

DKA üst ölü nokta sonrası aralığında değiştirilirken sıkıştırma oranı 8:1'de sabit tutulmuş; sıkıştırma oranı 5,5:1–10:1 aralığında değiştirilirken ateşleme zamanlaması her bir sıkıştırma oranı için maksimum fren momentini verecek şekilde ayarlanmıştır. Sonuç olarak, her iki parametre için de hem gerçek hem de model sonuçları karşılaştırmalı olarak grafikler halinde sunulmuş ve gerçekleştirilen modelin pratiğe uygun olduğu görülmüştür.

Öztürk [10] tarafından yapılan çalışmada, iki zamanlı, direk püskürtmeli bir Diesel motorunun çevrim analizi için MATLAB programında bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Simülasyon programı enerjinin korunumu, kütle sürekliliği, ideal gaz kanunu ve termodinamik özellik ilişkileri içeren tek boyutlu termodinamik analiz esaslıdır. Yapılan simülasyon programında çevrim boyunca basınç, sıcaklık ve karışım özelliklerinin anlık değişimleri basit diferansiyel eşitliklerin nümerik çözümleri ile belirlenmiştir. Farklı motor hızlarında (1000–4000 dev/dak), sıkıştırma oranı (16:1–20:1) ve hava fazlalık katsayısına (1,1–1,7) göre motor performansı incelenmiştir. Simülasyon sonucunda silindir basınç ve sıcaklığı, ortalama efektif basınç ve ısıl verim gibi karakteristik değerler hesaplanmıştır.

Lansky [11] tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli bir Diesel motorunun MATLAB-Simulink programında termodinamiksel modellenmesi ve motor kontrolünün modellenmesi yapılmıştır. Temel termodinamik kanunları ve basit diferansiyel denklemleri kullanılarak tüm çevrim modellenmiştir. Isı transferi ve özgül ısı değişimleri göz önünde bulundurulmuştur. Programın geliştirilmesinden sonra motor performans eğrileri elde edilmiştir.

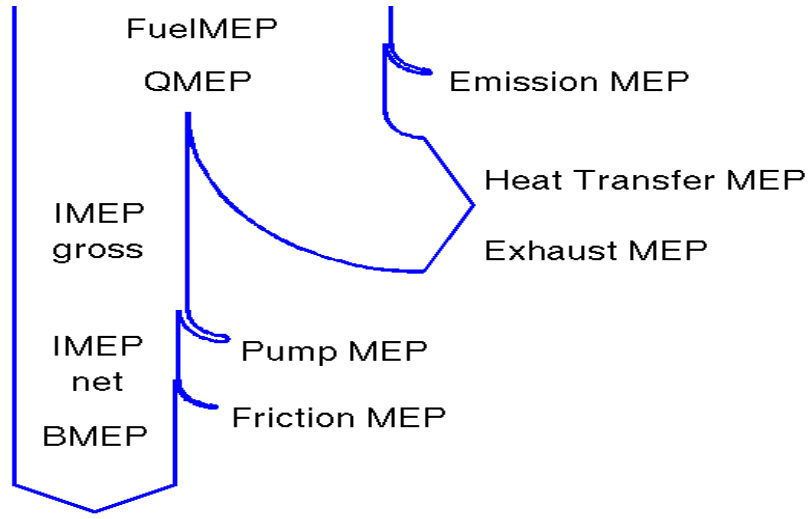
Bayraktar [12], çalışmasında silindir emisyonlarını azaltma yöntemlerinden iki tanesini incelemiştir. Bunlardan bir tanesi egzoz gaz devridaim yöntemi, diğeri ortak raylı sistemdeki yakıt enjekte sistemidir. Bunların motor emisyonlarına ve performansına olan etkileri incelenmiştir. Test edilen değişkenler; egzoz gaz devridaim oranı, yakıt enjekte basıncı, ana yakıt enjekte zamanı ve pilot enjekte

miktardır. Test sonuçları egzoz gaz devridaim oranının değiştirilmesiyle  $NO_x$  emisyonların da büyük değişimler görüldüğünü ortaya koymuştur.

Ion ve Anisor [13], Avl Boost 1 boyutlu analiz programı yardımıyla tek silindirli Diesel bir motorun performansını tahmin etmeye çalışmıştır. Motorun özellikleri; 4 kW gücünde, 3000 dev/dak hızında, hacmi  $295 \text{ cm}^3$  ve sıkıştırma oranı 17'dir.

## **1.2. Motordaki Isı Transferinin Önemi**

Diesel motordaki ısı transferinden bahsederken Diesel motorun bir dizi alt sistemlere ayrıldığı Borman ve Nishiwaki [14] tarafından not edilmiştir. Motorla birlikte 6 tane alt sistemden bahsedilmiştir. Her alt sistem için, motor performansında ısı transferi önemli bir rol oynar. Emme stroğu sırasında yüksek sıcaklıklar içeri giren hava miktarını azalttığı için hacimsel verim azalır ve bu da toplam verimin azalmasına neden olur. Sıkıştırma sırasında; maksimum basınç, silindirdeki ısı transfer mekanizmasından etkilenir. Bununla birlikte bir Diesel motordaki ısı transferinin en büyük etkisi yanma ve genleşme esnasında görülmektedir. Silindirin içindeki taşıma ve radyasyon yoluyla olan ısı transferi; silindir kafasından, duvarlardan ve pistondan olan iletim ısı transferiyle doğrudan ilişkilidir [15]. Silindirdeki geçici sıvı hareketinden dolayı, silindirin katı bileşenlerine olan ısı akısı birkaç milisaniyede 0'dan  $10 \text{ MW/m}^2$ 'ye kadar değişebilir. Ayrıca silindir duvarında bir santimetre ile ayrılmış iki nokta katı bileşenlerde büyük gerilmelere yol açarak ısı akısında aynı değişikliğe yol açabilir [14]. Isı transferi sprey ve yanmayla ilişkili olan damlacık buharlaşması, otomatik ateşleme ve alev-duvar etkileşiminde de önemlidir [16] .



Şekil 1.1. Yakıt enerjisinden motorun güç üretimi [2]

Bu şekilde, ağır vasıta bir Diesel motor için enerji dönüşümü görülmektedir. Burada sunulan değere göre, % 43 fren verimi altında yakıt ortalama efektif basıncı yaklaşık 63 bar, brüt indike ortalama efektif basınç 29 bar, ve fren ortalama efektif basıncı 27 bardır. Şekil; motordan olan tüm ana kayıpları ortalama efektif basınç cinsinden gösterir. Silindirde enerji kaybına neden olan 5 ana etken vardır. Bunları 2 ana grupta toplayabiliriz. Madde 2 ile 5 arasındaki nedenleri ısı transferinden dolayı olan kayıplar olarak adlandırabiliriz. Isı transferinden dolayı olan kayıplar yaklaşık 33 bar civarındadır.

- 1) Eksik yanma sonucu oluşan kayıplar, Emisyon MEP  $\approx 1$  bar
- 2) Motor komponentlerinden dolayı olan kayıplar, Isı Transferi MEP
- 3) Egzoz gazlarından olan ısı kaybı, Egzoz MEP
- 4) Egzoz gazının dışarı pompalanıp taze hava ile yer değiştirmesi, pompa MEP  $\approx 1.5$  bar
- 5) Sistemdeki sürtünme kayıpları, sürtünme MEP  $\approx 0.5$  bar

Şekilden de görüldüğü gibi bir motordaki en önemli kayıplar ısı kayıplarıdır. Termodinamiğin 2. yasasına göre, yakıttan elde edilen bütün enerji faydalı enerji olarak kullanılamaz, bir kısmı ısı enerjisi olarak kaybolur. Motordan elde edilen verimin düşmemesi için kaybolan ısı enerjisinin en aza indirilmesi gerekir. Bu

sebeplerden dolayı içten yanmalı motor tasarımında sistemdeki ısı kayıplarını kontrol altında tutmak oldukça önemlidir. Bu yüzden silindirin içinde ve etrafında olan ısı transferi bilgisinin bilinmesi oldukça önemlidir.

Motorun içindeki ısı kayıplarını azaltmak için, iki ana alternatif vardır. İlk alternatif, uzun yıllar boyunca araştırılan “düşük ısı salınımıdır. (low heat rejection)”. Silindirin değişik bileşenlerinin yalıtımı için değişik yalıtım teknikleri mevcuttur. İkinci alternatif ise, “düşük sıcaklıkta yanma” olarak geçer ve motordaki yüksek sıcaklığı indirmeyi amaçlar. Bu alternatiflerin her ikisi de detaylı olarak aşağıdaki bölümlerde tartışılmıştır.

### **1.3. Düşük Isı Kaybı Motorları**

Kısmi olarak yalıtılmış malzeme ile kaplanmış olan motorlar düşük ısı kaybı motorları (low heat rejection engines) olarak adlandırılırlar. Isıl olarak yalıtılmış bir motor, yani duvarlarından hiç ısı kaybının olmadığı varsayılan bir motor adiyabatik olarak adlandırabilir. Bununla birlikte adiyabatik motor terimi sadece teorik bir terimdir. Çünkü gerçekte hiçbir motor adiyabatik özellik göstermez.

Tarihte, düşük ısı salınımı (low heat rejection) üzerine, adiyabatik motorlarda bile, hem sayısal hem de deneysel olarak araştırmalar yapılmıştır [17]. Sonuçlar oldukça farklıdır. Sayısal sonuçlar, artan yalıtım ile birlikte motorun performansının arttığını gösterirken deneysel sonuçlar bu konuda olumlu sonuçlar vermemektedir. Çünkü yapılan birkaç araştırma düşük ısı çıkaran motorlarla hiç verim kazanılmadığını ya da çok küçük verimlerin kazanıldığını ortaya çıkarmıştır. Bu farklılığın neden ortaya çıktığı çok bilinmemekle birlikte bunun simülasyon çalışmasındaki duvar sıcaklıklarından veya deneylerin yapılış şekli ile ilgili olduğu bilinmektedir. Aynı motor için aynı devirde simülasyonlar ve deneyler yapmak farkları görmek için yararlı olacaktır; ancak literatürde bu şekilde yapılan çalışmalara çok rastlanmamıştır. Motordaki enjeksiyon özelliklerinin [18] veya sıkıştırma oranını [19] değiştirmenin olumlu sonuçlar ortaya çıkardığı görülmüştür. Bunların başlıca yanma prosesine olan etkisinden dolayı sıklıkla daha fakir, daha düşük sıcaklıklarda

yanmanın sağlanması gerçekleştirilmektedir. Düşük ısı veren motorlarla teorik ve deneysel olarak yapılan diğer araştırma çalışmaları potansiyel verimin düşük ısı veren motorlarla arttığını ortaya çıkarmıştır [20-21].

#### **1.4. Düşük Sıcaklıkta Yanma**

Daha önceden bahsedildiği üzere motordan daha yüksek bir çalışma verimi elde edebilmek için motordaki ısı kayıplarını azaltmak gerekir. Duvarlar aracılığıyla olan ısı kaybı azalması yüksek yanma sıcaklıkları ve dolayısıyla yüksek egzoz sıcaklıklarına sebebiyet verecektir [21]. Artan sıcaklıklar, silindirdeki lokal emisyon üretiminin artmasına sebebiyet verebileceğinden dolayı bu sorunu atlatmanın bir yolu da LTC (Düşük Sıcaklıkta Yanma) stratejileridir. Düşük sıcaklıktaki yanma motorları, fakir veya zengin yakıt karışımının yanma sırasında daha düşük maksimum sıcaklıklarda yakıldığı, ilk olarak Onishi ve arkadaşları [22], tarafından ortaya atılan ATAC motorlarıdır [22]. Bu fakir yanma ve kendi kendine ateşlemeli motor 90'ların sonunda HCCI (Homogenous Charged Compression Ignition) olarak ortaya çıkmıştır. Bu sistemde hava ile yakıtın sıkıştırılarak alevlenmesi sağlanır [18,19]. HCCI yanmadaki sorun yanmadaki kontrol sorunudur. Yanma konseptinin doğasından dolayı, bu konsept kısmi karışimli yanma PPC (Partially Premixed Combustion) olarak bilinir. Motorun performansından ödün vermeden HCCI ile karşılaştırıldığında kısmi yanmadaki yük fark edilebilir şekilde daha geniştir. Geleneksel benzin ve Diesel motorlara göre, hem HCCI hem de PPC daha yüksek termal verim özelliği taşımasının yanında daha düşük emisyon özelliği gösterir.[18-20]

Manente [20] tarafından tanımlanan PPC, HCCI yanma arasında tamamen ön-karışimli konsepti kullanan ve yakıtın yanma sırasında enjekte edildiği klasik Diesel yanmadır. Bu konseptte de yakıt yanma sırasında enjekte edilir. Yanmadan önce hava ile yakıtın karışımına izin vermek için yakıt sıkıştırma strokunun içine enjekte edilir. Manente'ye göre [20], yanma öncesi bütün yakıtın enjekte edilmesi gerekir, ancak maksimum basıncı çok arttıracak kadar da erken olmaması gerekir. Bu yakıt enjeksiyon stratejisi yüksek seviyedeki EGR'nın hava yakıt karışımını seyreltip düşük

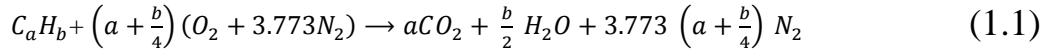


sıcaklıkta yanmayı sağlamasını gerçekleştirmek içindir. Bu stratejinin, ağır vasıta araçlar için yüksek verimlilik ve düşük emisyon özelliklerini sağladığı bilinmektedir [21].

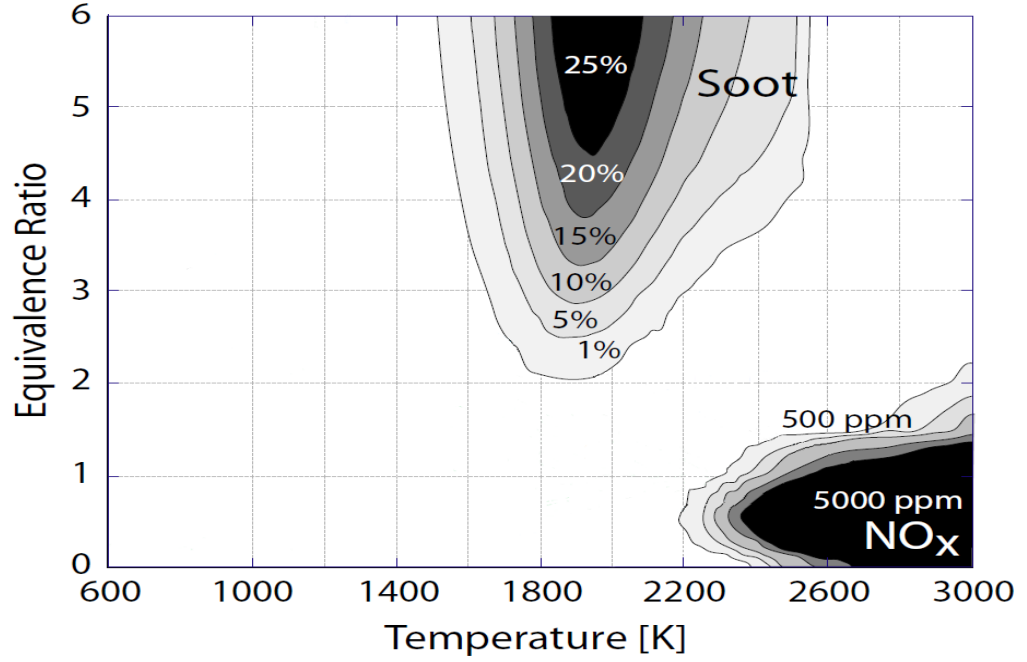
Benzer bir strateji de Kokjohn ve arkadaşları tarafından Wisconsin Üniversite'sinde, ön-karışimli yanma olarak adlandırılan PCCI (Premixed Charged Compression Ignition) şeklinde geliştirilmiştir. Bu sistem, geniş bir yük aralığı için duel yakıt sistemiyle Diesel bir motorla karşılaştırıldığında etkileyici bir şekilde verim kazancı göstermiştir [22].

### 1.5. Sıcaklığa Bağlı Emisyonlar

Hidrokarbonun tamamen yanması için denklem 1.1'de verilen egzoz gazı içindeki  $CO_2$  miktarı yanma sırasında kullanılan yakıt miktarıyla doğrudan orantılıdır.



Diesel spreyn fiziksel davranışından dolayı, Diesel yanmada her zaman bölgesel zengin bir bölge ve bölgesel fakir bir bölge vardır. Zengin bölgedeki emisyonlar UHC (Yanmamış Hidrokarbon), karbon monoksit, is ve PM (Partikül Madde)'dir. Önceden bahsedilen emisyonlar çoğunlukla hava/yakıt oranı ile kontrol ediliyorken,  $NO_x$  ve is gibi diğer emisyonlar sıcaklığa bağlıdır. Is zengin karışımlarda oluşurken,  $NO_x$  yüksek sıcaklıklarda stokiyometrik ve fakir karışımlarda oluşur. Akihama ve arkadaşları [23], Kamimoto ve Bae [24] tarafından 1988'de tanımlanan yakıt denge oranı-sıcaklık grafiğini genişleterek hiç is ve  $NO_x$  üretmeden sıcaklığın düşük bir seviyede tutularak zengin bir Diesel yanmanın sağlanabileceğini göstermişlerdir. Şekil 1.2'de yakıt denge oranı-sıcaklık grafiğine bakıldığında düşük sıcaklıkta yanmanın  $NO_x$  ve is emisyonlarını azaltmak için gerekli olduğu söylenebilir.



Şekil 1.2. Kamimoto ve Bae tarafından yapılandırılan yakıt denge oranı-sıcaklık haritası [24]

### 1.6. Tezin Amacı

Bu çalışmada, 12 silindirli ağır vasıta bir Diesel motorun bir boyutlu (1B) gaz değişim analiz programı yardımıyla performans eğrisi, silindir içindeki basınç ve ortalama sıcaklık eğrileri çizilecektir. Tasarımı yapılan motorda, 2500 dev/dak tam yükleme altında elde edilmek istenen güç 920 kW ve tork ise 3520 Nm'dir. Emisyon değerlerinin ise Euro III emisyon standardını sağlaması istenmektedir. Silindir içindeki basınç ve ortalama sıcaklık eğrileri üç boyutlu (3B) CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizinden elde edilen değerler ile karşılaştırılacaktır. Üç boyutlu CFD analizinde sırasıyla değişik türbülans ve yanma modellerinin silindir içindeki sıcaklığa, basınca, NO ve is emisyonlarına olan etkisi incelenecektir. Kısmi yükleme ve tam yükleme durumlarının silindir içindeki ortalama sıcaklığa ve emisyonlara olan etkileri incelenecektir. Son olarak ise yakıtın değişik zamanlarda püskürtülmesinin silindir içindeki basınca, ortalama sıcaklığa ve emisyonlara olan etkileri incelenecektir. Çıkan emisyon değerlerinin Euro III emisyon standartlarını karşılaması istenmektedir.

## **2. TEORİ VE KULLANILAN MATEMATİKSEL MODELLER**

### **2.1. Motor Isı Transferi Simülasyonları**

Otomotiv alanı da diğer endüstriler gibi daha çok deneysel çalışmaya ve prototiplerin test edilmesiyle daha iyi bir ürün oluşturmaya yönelik bir endüstridir. Bu deneysel yaklaşım hala geçerli olsa da tasarımda artık çeşitli simülasyon teknolojileriyle birleştirilmiştir. Deneysel sonuçlarının doğruluğu ise, deneyi yapan kişinin deneyi ne kadar iyi kontrol ettiğine ve deney cihazlarını ne kadar iyi ayarladığına bağlıdır. Ek olarak, deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar, ham deneysel veriden elde edilen analizin kalitesine bağlıdır. Deneysel çalışmanın en büyük engeli, malzeme dayanımı olmadan veya ölçüm noktasındaki doğal akış alanı bilinmeden yapılmasıdır. Motor simülasyonlarıyla, kullanılan model temel alınarak, deneyde bulunması mümkün olmayan herhangi bir operasyon noktasındaki yaklaşık değer rahatlıkla bulunabilir. Simülasyon çalışmasındaki ana sorun, geometrinin basitleştirilmesi zorunluluğudur. Çünkü küçük uzunluk ölçeklerini (length scale) çözümlmek, oldukça ince bir hesaplama ağı gerektirir. Bu basitleştirmeler, basitleştirilmiş prosesin bir dizi alt modellerinin olmasını gerektirir, örnek olarak yakıt spreyi verilebilir. Bu probleme gerçekçi bir çözüm bulabilmek için, bu alt modellerin gerçeği tanımlayacak şekilde tam anlamıyla ayarlanması gerekir. Bunu sağlayabilmek için simülasyon modeli bir veya birkaç deneysel verilerle aynı sınır ve operasyon koşulları sağlanarak kalibre edilebilir.

### **2.2. Yanmayı Modelleme Yöntemleri**

Motordaki yanmayı modellemenin bir çok yöntemi vardır. Ancak, içten yanmalı motorlardaki ısı transferi üzerine 1987'de dergi yazan Borman ve Nishiwaki'ye göre, uygun modelleri 4 ana gruba ayrılabilir. Bunlar;

- 1) Global termodinamik modeller
- 2) Bölgesel termodinamik modeller
- 3) Bir boyutlu (1B) analitik hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleri
- 4) Üç boyutlu (3B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleri

Bu tezde de 1B (Bir Boyutlu) ve 3B (Üç Boyutlu) CFD modelleri ve global termodinamik modeller kullanılmıştır.

### **2.2.1. Global Modeller**

İçten yanmalı motorların erken döneminde, ısı transfer analizi için deneysel veriler kullanıldı. Evrensel modeller denilen birçok model grubu, ortalama, krank açısına bağlı, ısı transfer katsayıları için deneysel veya yarı-deneysel formülleri temel alır. Bu grupla, silindir; piston, kafa ve silindir gömleği bir bütün olarak düşünülerek herhangi bir verilen zamanda hepsi aynı katsayıyı paylaşır. Bu tipin ilk modeli, 1923'te [25] deneylerini küresel bir bomba içinde yapan Nusselt tarafından önerildi. Onun yarattığı korelasyon, hem taşıma hem de radyasyon ısı transfer katsayılarını içerir. Ve bu korelasyon; ortalama piston hızı, basınç değişimi, gaz ve duvarın yayınımlarının yanında gaz ve duvar sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Nusselt ısı transfer katsayısı ortalama ısı akısı üzerindeki zamanı tahmin etmek için önerilmesine rağmen, o daha çok ani ısı akısının kullanılmasında kullanılır.

Diğer bir korelasyon olan deneysel korelasyon, zamana bağlı ısı transfer katsayısı 1939'da Eichelberg [26] tarafından önerildi. Diesel motor deneylerini temel alan Eichelberg korelasyonu; ortalama piston hızı, silindir basıncı ve sıcaklığına dayanır.

Nusselt ve Eichelberg' in çalışmalarını takip eden bazı araştırmacılar türbülans ısı transferinin benzeşimini kullanmaya başladı. Bu korelasyonların en önemlileri Annand ve Ma [27], Woschni [28] ve Hohenberg [29] tarafından geliştirildi. Annand ve Ma tarafından önerilen korelasyon, radyasyon terimini ve aynı zamanda krank milinin açılal hızını içeren bir korelasyondur. Woschni'nin önerisi yüzey duvar sıcaklıklarının yerine, ısı dengesinin temel alınması ve silindirin içindeki ortalama gaz hızı için olan değişikliği ve ortalama piston hızını temel aldı. Hohenberg, anlık silindir hacmini de içeren, Woschni'nin formülasyonuna yakın bir formül daha önerdi. Hohenberg, sıcaklık teriminin üstel kısmını ve gaz hızı tahminini değiştirdi.

Zamana bağılı ısı transfer katsayısını global korelasyonlarla desteklemek için birçok araştırmalar yapılmıştır [30]. Bu çalışmalar özel bir motor için uyarlanmış deneysel çalışmadan elde edilmiştir. Ayrıca, silindir içindeki ısı transferi ve motorun diğer bölümlerindeki ısı transferi için emme ve egzoz valflerinde olduğu gibi farklı ısı transfer katsayıları mevcuttur [31]. Şanlı ve arkadaşları [32], benzin motorları için uygun olan korelasyonların özetinin yanında bu korelasyonların ısı akısı ve ısı transfer katsayılarının kendileri tarafından geliştirilmiş halini de ekleyerek sunmuşlardır. Bu konularda çalışma yapan birçok kişi, kendi global ısı transferi modellerini önerse de Woschni modeli hala Diesel motorlar için en bilinen ve en çok kullanılan modeldir.

Bu global ısı transferi modelleri, 1B (Bir Boyutlu) gaz değişim kodlarında, motorun simülasyonunun yapıldığı ısı transferi tahmininde sıklıkla kullanılır [33]. Bu modeller için diğer uygulama alanı da ortaya çıkan ısı analizidir.

### **2.2.2. Üç Boyutlu Modeller**

Son zamanlarda çok boyutlu modellerin daha çok kullanımı, motor simülasyonu için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodlarının kullanımını arttırdı. Bu 3B (Üç Boyutlu) modellerde motor geometrisi sonlu sayıda hesaplama hücreleriyle iki veya üç boyutlu olarak sonlu sayıda hesaplama hücreleriyle zamandan bağımsız veya zamana bağımlı hesaplamalar için çözülür. Çok boyutlu modellemenin ilk zamanlarında, sıcaklık dağılımı ve motorun katı parçalarındaki ısıl stres tahmini sonlu eleman hesaplamalarıyla yapılmıştır [34]. Son zamanlarda kodların temel alınarak sonlu hacim metodu kullanılması silindirin içindeki gazın akış hareketlerinin, gazların içindeki sıcaklık dağılımı ve katı parçalara olan ısı transfer katsayısı boyunca simülasyonlarına izin verir [35].

CFD simülasyonlarının ana avantajı, başarılı bir simülasyonla motordaki herhangi bir yerdeki herhangi bir parametre için her zaman değerler elde edilebilmesidir. Maalesef, bu durum motor deneylerinde sınırlıdır. Simülasyonlar, çok farklı tasarım

dışı çalışma koşulları içinde yapılabilirken bu durum deneysel çalışmada mümkün değildir. Bununla birlikte CFD simülasyonları her zaman zor olmuştur; çünkü, karmaşıklık seviyesi oldukça yüksektir. Bu karmaşıklık sadece motordaki hareketli parçalar için geçerli değildir; ayrıca ince ağ yapısı gerektiren yerler ve motorun içindeki fiziksel gelişmelerin yani türbülanslı akışın, yakıt sprey enjeksiyonu ve yanmanın olduğu konuları da kapsar. Bir İYM (İçten Yanmalı Motor) 'da anlamlı sonuçlar elde etmek için hem çok fazla sayısal hücre sayısı hem de gerçek zaman olarak uzun süreler gerekir. Bu motor tasarım çalışması için her zaman uygun değildir; çünkü ağ oluşturma ve simülasyon oldukça uzun sürebilir.

CFD modellerinin gelişimi devam eden bir prosestir. Reitz ve Rutland [36] Diesel motor çevrimini başarıyla simüle edebilmek için birkaç modelin ortaya çıkmasını sağladı ve 1995'e kadar onları geliştirdi. Bu tarihten itibaren, duvar sıcaklığı fonksiyonlarının formülasyonu [37] gibi ve türbülans için eşlenik ısı transferiyle kombinasyon için duvar işlemlerinde bir çok gelişmeler meydana geldi [38]. Son yıllarda sprey ve yanma modelleri de önemli gelişmeler gösterdi.

CFD çalışmalarında, simülasyonlar için ilk değerleri ve/veya sınır koşullarını sağlamak için gaz değişim kodları kullanılır. Motorun katı parçalarındaki sıcaklık dağılımının hesaplanması için bu doğrudur. Çünkü, sınır koşullarının biri ısı transfer katsayısıdır. Hesaplama alanını basitleştirmek için 1 boyutlu kodların kullanılması gibi diğer çalışmalar da gerçekleştirildi [39]. Daha fazla hesaplama gücüyle duvar sıcaklıkları CFD simülasyonu ile çözüldü [35].

200000 hücre sayısı ile tek işlemci Çizelge 2.1'de belirtildiği gibi yaklaşık 7 günde çözüm yaparken, 55000 hücre sayısı ile 1 günde çözüm yapmaktadır. Çözümler, 64 bit işletim sistemine sahip kişisel bilgisayarda tek CPU kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çoklu CPU'nun kullanılmama nedeni CFD analiz programının süreli lisansının buna elverişli olmamasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 2.1. Ağ Yapısı ile İlgili Özellikler

Ağ Yapısı	Altıgen
Toplam Hücre Sayısı: 200.000	Çözümleme Süresi: 7 gün
Toplam Hücre Sayısı: 55.000	Çözümleme Süresi: 1 gün

### 3. SAYISAL ÇÖZÜM ALGORİTMALARI

İyi bir CFD simülasyonu, hesaplama alanı ve matematiksel modellerin gerçek prosesi nasıl etkilediğine bağlıdır. Bu bölümde mevcut çalışmada kullanılan matematiksel modeller sunulmaktadır.

#### 3.1. Ana Denklemler

Akış alanını çözmek için kullanılan denklemler kütle ve momentumun korunumuyla ilgili olan denklemlerdir. Akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla denklem 3.1, 3.2 ve 3.3 ile verilmiştir. Bu diferansiyel denklemleri çözmek için, hesaplama alanı sonlu sayıda hacme ayrılır ve her hacim elementi akış için yerel bir çözüm sağlar.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho \delta_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho e_0}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j e_0}{\partial x_j} = -\frac{\partial u_j \rho}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3.3)$$

Viskoz stresi  $\tau_{ij}$  ise denklem 3.4 ile verilir.

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.4)$$



### **3.2. Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS, Direct Numerical Simulation)**

Her hacim elementindeki akış için ana denklemlerin tüm ölçekler için doğrudan çözülmesi, DNS (Doğrudan Sayısal Simülasyon) olarak sınıflandırılır. Bu ise muazzam hesaplama kaynaklarının olmasını gerektirir. Çünkü küçük olan akış ölçekleri için ağ çözümünün çok yüksek olması gerekir. Bu alternatif, hesaplama gücüne olan gereksinimlerden dolayı endüstrideki motorlar için uygulanabilir bir seçenek değildir. Bununla birlikte diğer türbülans modellerinin kullanılmasına olanak sağlayan küçük ölçekli akış yapılarının daha iyi anlaşılmasını sağlar. DNS küçük geometrilere mühendislik uygulamalarındaki gerçek Reynolds sayılarından çok daha küçük değerler için uygulanabilmektedir [36].

### **3.3. Large Eddy Simülasyon (LES)**

En geniş uzunluk ölçekleri çözüldüğünde ve en küçük ölçekler modellendiğinde, simülasyon metodu LES (Large Eddy Simülasyon) olarak adlandırılır. Bu yöntem, geniş ölçekli türbülans hareketi için zamansal titreşimler içerir ve en küçük ölçeklerin modellenmesine rağmen akışkan hareketi çok daha doğru ifade edilir. Hesaplama gücü biraz arttırılınca endüstri için bu çözüm daha çekici oldu, ancak LES hala genel olarak akademide kullanılmaktadır [2].

### **3.4. RANS Simülasyonu (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)**

Hesaplama gücünden ve zamandan tasarruf etmek için, tüm uzunluk ölçek spektrumu (whole length scale) modellenir. Bu genellikle ana diferansiyel denklemlere Reynolds analizi uygulanarak gerçekleştirilir. Bunlara RANS (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes) denilir. Bu yöntem bazı bilgilerin kaybına yol açabilir. Çünkü sadece hız bileşenlerinin zamana bağlı ortalama değerleri çözümlenir. Bu yüzden zamana bağlı titreşimlerin yakalanması mümkün değildir. RANS yaklaşımı genel olarak Reynolds analiziyle çözülen problemin çözme şekline göre gruplara ayrılır. Bunlar 2

ana grupta değerlendirilebilir [40]. Biri eddy viskoziteye diğeri ise Reynolds gerilimlerine dayalı yaklaşımlardır.

Reynolds stres modellerinin (RSM) eddy viskoz tabanlı modellere (EVM) göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmesine karşın hesaplama zamanı ve hafıza ihtiyacından dolayı otomotiv sektöründe EVM yaklaşımı daha çok kullanılmaktadır. En sık kullanılan eddy viskoz tabanlı model k-ε veya k-ω modelleridir. Bu modellerin şu anki motor simülasyonların da akış durumunu tahmin etmek için bazı durumlarda zorluklarla karşılaştığı bilinmektedir. Bu durumlara örnek verilecek olursa; eğimli yüzeyler, ikincil akışlar ve dönen akışlar sayılabilir. Bazı durumlarda akışın daha iyi tahmin edilebilmesi için bu modellerde çeşitli geliştirilmeler yapılsa da hesaplama zamanı da bununla birlikte ciddi ölçüde artmıştır [41].

Standart iki denklemlili modellere alternatif olarak lineer olmayan eddy viskoz modelleri kullanılabilir. Bu tezde de Hanjalic ve arkadaşları [42] tarafından önerilen lineer olmayan eddy viskoz modeli k-ζ-f kullanılmıştır. Bu modelin temeli Durbin'in  $v^2 - f$  modelinde kullanılan eliptik konsepte dayanmaktadır [43]. Ancak  $v^2$  hız denklemini çözmek yerine  $\zeta = \overline{v^2}/k$  hız ölçek oranını tanımlar. Bu duvara yakın yerdeki (near wall behaviour) davranışın modellenmesini kolaylaştırır ve sayısal kararlılığı artırır. Popovac ve Hanjalic [44-45] duvara yakın bölgelerin simülasyonlarının ayrıntıları için aşağıda sunulan birleşik duvar modelini önerdiler. Bunun motor uygulamalarında iyi sonuçlar verdiği gözlemlendi.

Bu birleşik duvar modeli, viskoz tabaka formülasyonları ve düşük Reynolds duvar fonksiyonları ile yüksek Reynolds duvar fonksiyonları arasında kademeli bir değişiklik olduğunu varsayar. Viskozite terimi denklem 3.5 ve denklem 3.6 ile hesaplanırken, ortalama hız değeri denklem 3.7 ile hesaplanır.

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu} \quad (3.5)$$

Viskozite terimi  $\mu_w$ ,

$$\mu_w = \frac{y^+}{u^+} \mu \quad (3.6)$$

$$u^+ = y^+ e^{-\Gamma} + \frac{1}{\kappa} \ln (E y^+) e^{\frac{-1}{\Gamma}} \quad (3.7)$$

$$\Gamma = \frac{0.01 (Pr y^+)^4}{1 + 5 Pr^3 y^+} \quad (3.8)$$

Bu denklemlerdeki  $\Gamma$  terimi bileşke duvar fonksiyonu eksponentini,  $\mu_w$  duvardaki viskoziteyi,  $u^+$  duvar tabakasındaki hız dağılımını,  $E$  logaritmada kullanılan sabiti,  $\kappa$  Von-Karman sabitini,  $Pr$  ise Prandtl sayısını göstermektedir.

### 3.5. Modelde Kullanılan Türbülans Modelleri

Bu kısımda mevcut çalışmada kullanılan  $k$ - $\varepsilon$  ve  $k$ - $\zeta$ - $f$  türbülans modelleri ayrı ayrı açıklanacaktır. Bu tezde de lineer olmayan eddy viskoz tabanlı  $k$ - $\zeta$ - $f$  türbülans modeli yoğun olarak kullanılmıştır.

#### 3.5.1. Standart $k$ - $\varepsilon$ Türbülans Modeli

Bu modelde türbülanslı viskozite şu şekilde hesaplanır;

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.9)$$

Buradaki  $C_\mu$  deneysel bir sabittir. Denklem 3.9'daki türbülans kinetik enerjisi,  $k$ ; ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı,  $\varepsilon$ ; aşağıdaki taşınım denklemleri yardımıyla bulunmaktadır.

$$\frac{\partial(\bar{\rho} k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P - \bar{\rho} \varepsilon \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.11)$$

Buradaki  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$  ve  $C_{\varepsilon 2}$  modele ait deneysel sabitleri temsil etmektedir. Türbülans kinetik enerjisinin üretim hızını ifade eden  $P$  terimi ise şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$P = \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.12)$$

Standart k- $\varepsilon$  modeline ait deneysel sabitler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Standart k- $\varepsilon$  modeline ait deneysel sabitler

Parametre	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Değer	1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

### 3.5.2. k - $\zeta$ - $f$ Türbülans Modeli

Bu çalışmada en fazla k -  $\zeta$  -  $f$  modeli kullanıldı. Türbülans viskozite terimi denklem 3.13 ile verilirken  $\zeta$  için taşınım denklemi denklem 3.16 ile verilir.

$$P = \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.12)$$

Türbülans viskozite terimi  $\nu_t$  denklem 3.13 ile verilir.

$$v_t^\zeta = C_\mu \zeta k \tau \quad (3.13)$$

$$\frac{Dk}{Dt} = P - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.14)$$

Denklem 3.14'teki  $\varepsilon$ ; türbülans yayınımmını,  $k$ ; türbülans kinetik enerjisi,  $\nu$  terimi kinematik viskoziteyi,  $\tau$  türbülans zaman ölçeğini,  $P$  ise türbülans kinetik enerjisinin üretim hızını göstermektedir.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{\tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.15)$$

$$\frac{D\zeta}{Dt} = f - \frac{\zeta}{k} P + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \nu + \frac{v_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_k} \right] \quad (3.16)$$

Fonksiyon  $f$  için verilen eliptik denklem, denklem 3.17 ile verilmiştir. Türbülans zaman ölçeği;  $\tau$ , türbülans uzunluk ölçeği  $L$  sırasıyla denklem 3.18 ve denklem 3.19 ile verilmiştir.

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{1}{\tau} \left( c_1 + C_2' \frac{Pk}{\varepsilon} \right) \left( \zeta - \frac{2}{3} \right) \quad (3.17)$$

$$\tau = \max \left[ \min \left( \frac{k}{\varepsilon}, \frac{0.6}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\tau \left( \frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right] \quad (3.18)$$

$$L = C_L \max \left[ \min \left( \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\eta \left( \frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right] \quad (3.19)$$

Denklemlerde kullanılan katsayılar;  $C_\mu = 0.22$  ,  $\sigma_\zeta = 1.2$  ,  $c_1 = 0.4$ ,  $C_2' = 0.65$ ,  $C_\tau = 6$ ,  $C_L = 0.36$  ve  $C_\eta = 85$ .

$\zeta - f$  modeli Durbin' in eliptik durum açıklamasını destekler. Bu model, viskoz yayılım boyunca olan viskoz etkiler için, alt ölçek sınırı olarak Kolmogorov zaman ve uzunluk ölçeği için ve viskoz olmayan duvar bloğu için hesaplama yapar. Bununla birlikte  $\overline{v^2}$  denklemi yerine  $\zeta$ 'yı çözenin duvara yakın bölgeler için birçok avantajları vardır [44-45].

### 3.6. Yanma Modelleri

Yanma modellerinde ciddi bir ilerleme kaydedilmesine rağmen, sadece belli modeller CFD analizinde kullanılmaktadır. En yaygın olarak kullanılan modeller EBU (Eddy Break Up), PDF (Probability Density Function), ve ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model- 3 Zone) modelleridir. Bu çalışmada esas olarak ECFM-3Z modeli kullanılmıştır. CFD analizleri yapılmıştır; EBU ve ECFM-3Z yanma modelleri denenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

#### 3.6.1. Eddy Break Up (EBU) Modeli

Eddy break-up modeli, ortalama türbülans tepki oranının yakıt ve oksijen içeren türbülans girdaplarının yayılma oranı tarafından belirlenmesi esasına dayanır [61]. Yakıtın ortalama tepki oranı denklem 3.20 ile verilir.

$$\overline{\rho r_{fu}} = \frac{C_{fu}}{\tau_R} \bar{\rho} \min \left( \tilde{y}_{fu}, \frac{\tilde{y}_{Ox}}{S}, \frac{C_{Pr} \tilde{y}_{Pr}}{1+S} \right) \quad (3.20)$$

Difüzyon tipi yanmada oldukça iyi sonuçlar veren ticari CFD programlarında bu model yaygın olarak kullanılmaktadır. Denklem 3.20'deki  $\rho$  yoğunluğu,  $r_{fu}$  terimi EBU modelindeki yakıtın reaksiyon oranını,  $\tau_R$  kimyasal reaksiyon zaman ölçeğini,  $S$  kimyasal reaksiyon terimini,  $C_{fu}$  ve  $C_{Pr}$  ise EBU modeli için sabitleri göstermektedir.  $C_{fu}$  Diesel motorlarda 3-25 arasında değişmektedir.

### 3.6.2. ECFM - 3Z Yanma Modeli

ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model - Three Zone), Colin ve Benkenida tarafından 2004'te ortaya çıkarılmıştır. CFM (Coherent Flame Model) ve ECFM (Extended Coherent Flame) modelleri sadece ön-karışım, kıvılcım ateşlemeli (SI) motorlar için kullanılmak üzere geliştirilmiş ancak ECFM-3Z modeli ise ön-karışım olmayan difüzyon alevleri (Diesel Motor) için de kullanılmaktadır. Bu modelde, ECFM modeline ek olarak hem tekli hem çoklu yakıt enjeksiyonları için karışım modeli eklenmiştir. Her hesaplama hücresi, yanmış ve yanmamış gazlar için 3 karışım bölgesine ayrılmıştır ve bu da her hesaplama hücresi için 6 bölgenin olduğunu gösterir.

ECFM-3Z modelinde transport denklemleri  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2$ ,  $H_2O$ ,  $O$ ,  $H$ ,  $N$ ,  $OH$  ve  $NO$ 'nun ortalama değerleri için çözülür. Bu denklem aşağıdaki gibi modellenebilir:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_x}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{\mu}{S_c} + \frac{\mu_t}{S_{ct}} \right) \frac{\partial \tilde{y}}{\partial x_i} \right) = \bar{W}_x \quad (3.21)$$

$\bar{W}_x$  yanma kaynak terimi ve  $\tilde{y}_x$  ise çözülen kimyasal bileşenin kütle oranını,  $S_c$ ; moleküler Schmidt numarasını,  $S_{ct}$  ise türbülans Schmidt numarasını göstermektedir. Yakıt iki bölüme ayrılır; yanmamış gazlar içinde bulunan yakıt,  $\tilde{y}_{Fu}^u$  ve yanan gazlar içinde bulunan yakıt,  $\tilde{y}_{Fu}^b$

$$\tilde{y}_{Fu}^u = \frac{\bar{m}_{Fu}^u}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_{Fu}^u/V}{\bar{m}/V} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^u}{\bar{\rho}} \quad \text{ve} \quad \tilde{y}_{Fu}^b = \frac{\bar{m}_{Fu}^b}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_{Fu}^b/V}{\bar{m}/V} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^b}{\bar{\rho}} \quad (3.22)$$

$\tilde{y}_{Fu} = \tilde{y}_{Fu}^u + \tilde{y}_{Fu}^b$  denkleminde hesaplama hücresinde ortalama yakıt kütlesi olarak verilir.  $\bar{m}_{Fu}^u$  yanmamış gazlarda bulunan yakıt kütlesidir.  $\tilde{y}_{Fu}^u$  yu hesaplamak için aşağıdaki taşınım denklemi kullanılır :

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{\mu}{S_c} + \frac{\mu_t}{S_{ct}} \right) \frac{\partial \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} \right) = \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^u + \bar{w}_{Fu}^u \quad (3.23)$$

$\tilde{S}_{Fu}^u$  terimi, yakıtın buharlaşma miktarını gösteren terimdir.  $\bar{w}_{Fu}^u$  ise yanmamış ve yanmış bölgelerdeki karışımı dikkate alan kaynak terimdir.

### 3.7. Emisyon Modelleri

Büyük Diesel motorlarda yasal olarak takip edilen 4 ana emisyon vardır. Avrupa birliği emisyon standartlarına göre bunlar; CO (Karbon monoksit), HC (Hidrokarbon), NO<sub>x</sub> (Nitrik oksit) ve PM (Partikül Madde)' dir [46]. Bunların dışında CO<sub>2</sub> emisyonlarını azaltmak önemlidir. Ancak bu henüz tam olarak yasalaştırılmamıştır. CO<sub>2</sub>, CO ve HC lar yanma modelleri ile tahmin edilebilirken, NO<sub>x</sub> ve is (kurum) için ek modellere ihtiyaç vardır.

#### 3.7.1. NO<sub>x</sub> Modeli

Genel olarak nitrik oksit veya NO<sub>x</sub> oluşumu 3 ana kaynaktan kaynaklanır. Bunlar ısıl (Zeldovich) NO<sub>x</sub>, hızlı (prompt) NO<sub>x</sub> ve yakıt NO<sub>x</sub>'idir. Hızlı ve yakıt NO<sub>x</sub> oluşumu bazen motor simülasyonlarında ihmal edilir [48] ve bu yüzden bu çalışmada sadece ısıl NO<sub>x</sub> oluşumu modellenmiştir. Genişletilmiş NO<sub>x</sub> modeli (3.24)-(3.26) kimyasal reaksiyonlarıyla ifade edilir.





Bu çalışmada kullanılan model Extended Zeldovich mekanizmasının tüm reaksiyonlarını temel alır. Bu ise termal nitrik oksit yaklaşımı için global bir reaksiyon yaklaşımını öngörür.



Reaksiyon oranı sabiti;  $k_f = k_{1f} \cdot k_{2f}$ , NO için korunum denklemindeki ana terim ise denklem (3.28) ile verilir.  $k_{1f}$  ileri reaksiyon oran sabiti 1,  $k_{2f}$  ise ileri oran sabiti 2'yi temsil etmektedir.

$$\frac{\partial \tilde{y}_{NO}}{\partial t} = 2 k_f \tilde{y}_{N_2} \tilde{y}_{O_2} \quad (3.28)$$

Denklem 3.28'deki  $k_f$ ; reaksiyon sabitini,  $\tilde{y}_{N_2}$  reaksiyondaki  $N_2$  kütle oranını,  $\tilde{y}_{O_2}$  reaksiyondaki  $O_2$  kütle oranını ve  $\tilde{y}_{NO}$  ise NO kütle oranını ifade etmektedir.

### 3.7.2. İs (Soot) Modeli

Son zamanlarda en çok kullanılan is modelleri Lund flamelet modeli ile Frolov kinetik modelidir. Lund flamelet modeli, is hacimsel oranının kaynak terimi için olan katkısını tanımlar ; yüzey ilerlemesi, yanma, parçacık başlangıcı ve parçalanma [47]. Bu 4 farklı katkı problemin tipine göre ölçek faktörüyle ayarlanabilir.

Frolov kinetik modeli ise, is oluşumu ve yanmanın hesaplanması için detaylı bir kimyasal reaksiyon mekanizmasına ihtiyaç duyar [48]. İs oluşum prosesinin detaylı kinetik mekanizması 1850 reaksiyon ve 186 farklı kimyasal türün katılımıyla gerçekleşir. CFD kodunda, birkaç yakıt tipi için reaksiyon sabitleri birleştirilmiştir. Ancak diğer yakıt tipleri için CFD analiz programı en uygun model sabitlerine karar verir. Bu sayede kullanıcının herhangi bir ayarlama yapmasına gerek kalmaz. Bu yüzden bu çalışmada da Frolov kinetik is modeli kullanılmıştır.

### 3.8. Parçacıkların Davranışı

Sprey davranışını çözümlmek için bir dizi alt model kullanılmıştır. Damlacık buharlaşmasını çözümlmek için ısı ve kütle transfer analogisi veya Dukowicz modeli kullanılmıştır. Bu model; küresel simetri, damlacık etrafında yarı durağan gaz filmi, değişmeyen damlacık sıcaklığı, sıvıyı çevreleyen akışkanın fiziksel özellikleri ve damlacık üzerindeki sıvı-buhar dengesi varsayımlarını temel alır [49].

Bu çalışmada kullanılan sprej modeli Wave break up modelidir. Bu modelde en büyük damlacık çapının enjeksiyon delik çapıyla aynı olduğu düşünülür. Bu modelde toplamda 6 tane parametre vardır. Bunların ikisi C1 ve C3 sabitleridir. C2 karakteristik olarak parçalanma zamanını tahmin ederken, C4 ve C5 küçük parsellerin büyüklüğünü ve sayısını kontrol eder. En küçük stabil çap ise C6 tarafından kontrol edilir. Bu çalışmada kullanılan parçacık sabitleri şu şekildedir:

Çizelge 3.2. Sprej için kullanılan sabitler

C1	C2	C3	C4	C5	C6
0,61	15	1	0,1	0,1	0

Damlacık yayılım oranı;  $\tau$ , denklem 3.29 ile verilmiştir:

$$\tau = \frac{3,726.C2.r}{\Lambda.\Omega} \quad (3.29)$$

Bu denklemdeki  $\Lambda$ ; dalga uzunluğunu,  $\Omega$  ise dalga ilerleme oranını göstermektedir. Bunlar aynı zamanda damlacık karakteristikleri ve kritik Weber sayısının fonksiyonlarıdır. Ayrıca kararlı durumdaki damlacık yarıçapının denkleme uyum sağladığı kabul edilir. Damlacık yarıçapı r ise denklem 3.30 ile verilmiştir.

$$r_{stable} = \min \left( \left( \frac{3\Pi^2 U}{2\Omega} \right)^{0.33}, \left( \frac{3r^2 \Lambda}{4} \right)^{0.33} \right) \quad (3.30)$$

Bu denklemdeki  $\Lambda$ ; dalga uzunluğunu,  $\Omega$  ise dalga ilerleme oranını, U ise dalga hızını göstermektedir.

### 3.9. Duvardaki Isı Transferi

Sıvı yakıtın entalpisi ve sıcaklığı her hesaplama hücresi için aşağıda verilen enerji denklemi yardımıyla çözülür:

$$\rho \left( \frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{q}_g + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_j \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.31)$$

Yukarıda verilen denklemde, sağ taraftaki ikinci terim enerji denkleminde basınç yükselmesine katkı sağlayan basınç-zaman türev hesabıdır. Sağ taraftaki üçüncü terim enerji denkleminde olan viskoz ısıtmanın katkısını içerir. Diğer terim  $\dot{q}_g$  ise enerji denkleminin diğer kaynaklarını içerir. Bu kaynaklar, yanma ve radyasyondan dolayı kimyasal olarak ortaya çıkan ısı olarak tanımlanabilir. Bu terimlerin hepsinin simülasyonlar da bulunması gerekir, ancak bunlardan birinden vazgeçilmek istenirse bu viskoz ısıtma terimi olabilir. Ancak hiçbir enerji kaynağına katkı sağlamadığını garanti altına almak için küçük bir sayısal çalışma daha yapmak gerekebilir.

Kullanılan türbülans modeli yüksek Reynolds sayılarını temel aldığı için, duvara yakın bölgeler için özel işlem gerektirir. Bu, duvarlara olan ısı transferinin özel bir duvar fonksiyonuyla tahmin edilmesi gerektiğini söyler. Bu çalışmada, Launder ve Spalding tarafından önerilen “standart” sıcaklık duvar fonksiyonu ile Han ve Reitz tarafından önerilen sıcaklık duvar fonksiyonu kullanılmıştır.

### 3.9.1. “Standart” Sıcaklık Duvar Fonksiyonu

Lauder ve Spalding [50] tarafından önerilen ve şu anda en yaygın olarak kullanılan modeldir. Kullanılan CFD kodunda buna sıcaklık duvar fonksiyonu adı verilir ve denklem (3.32) ile gösterilir. İlk hesaplama noktası duvardan oldukça uzak olduğu için atalet etkileri viskoz etkileri yener.

$$T^+ = \frac{\rho \cdot c_p \cdot u_T \cdot (T - T_w)}{q_w} = Pr_t \left[ u^+ + F \left( \frac{Pr}{Pr_t} \right) \right] \quad (3.32)$$

Yukarıdaki denklemde  $F$ , laminar Prandtl sayılarının türbülanslı Prandtl sayılarına bağlı olarak değişen bir doğrulama fonksiyonudur. Buna “pee fonksiyonu” da denilir. Bu denklemdeki  $\rho$ ; yoğunluğu,  $c_p$ ; özgül ısıyı,  $u_T$ ; sürtünme hızını,  $T$ ; sıcaklığı,  $T_w$ ; duvar sıcaklığını,  $q_w$  duvardaki ısı akısını,  $u^+$  duvar tabakasındaki hız dağılımını,  $Pr_t$ ; türbülans Prandtl sayısını,  $Pr$  ise Prandtl sayısını simgelemektedir.

### 3.9.2. Han ve Reitz Sıcaklık Duvar Fonksiyonu

1996’da Han ve Reitz [37], motorlarda türbülanslı akışlar için değişken yoğunluk için bir duvar sıcaklık fonksiyonu önermiştir. Bu formülasyon şu kabulleri temel alır. İlk kabul, duvar normal gradyanlarının teğetsel olanlardan daha büyük olduğunu belirtir. İkinci kabul ise, duvara yakın akış hızının duvara paralel olması yönündedir. Üçüncü kabul, basınç gradyanlarının ihmal edildiğini belirtir. Dördüncü kabul viskoz yayılımının önemsenmediğini belirtir. Beşinci kabul ise radyasyon ısı transferinin ihmal edilip gazın ideal olduğu durumu kapsar. Enerji denkleminin 1 boyutlu formülasyonundaki sıcaklık profilinin türevi temel alınarak, sonuç profili denklem 3.33 ile verilir.

$$T^+ = 2.1 \ln(y^+) + 2.1 G^+ y^+ + 33.4 G^+ + 2.5 \quad (3.33)$$

$G^+$  enerji denklemindeki boyutsuz kaynak terimi olup denklem 3.34 ile verilmiştir.

$$G^+ = \frac{G v}{q_w u^*}, G = \bar{Q}_c \quad (3.34)$$

$\bar{Q}_c$  ortaya çıkan ortalama ısıdır. Buna karşılık gelen duvar ısı akısı formülü denklem 3.35 ile verilmiştir.

$$q_w = \frac{\rho \cdot c_p \cdot u^+ \cdot T \cdot \ln(T/T_w) - (2.1y^+ + 33.4)Gv/u^+}{2.1 \ln(y^+) + 2.5} \quad (3.35)$$

Eğer G kaynak terimi ihmal edilirse duvar ısı akısı için denklem 3.36'ya indirgenebilir.

$$q_w = \frac{\rho \cdot c_p \cdot u^+ \cdot T \cdot \ln(T/T_w)}{T^+} \quad (3.36)$$

Nuutinen ve arkadaşları [38], Han ve Reitz [37] tarafından önerilen formülasyonu kontrol ettiler ve onların sürtünme hızı  $u_\tau$  'nin değişken yoğunluğun bir fonksiyonu olması gerektiği gerçeğini göz ardı ettiklerini fark ettiler. Han ve Reitz sürtünme hızını sabit bir yoğunlukla birlikte sabitlemişlerdi ancak daha sonra yoğunluğu değiştirip sürtünme hızını sabit tutmayı denediler. Nuutinen ve arkadaşları, daha sonra Han ve Reitz'in formülünün sınırları içerisinde boyutsuz parametreler için alternatif bir seçenek önerdi. Bunun sonucunda bu formülasyon değişmiştir ancak şu anda bu CFD kodunda kullanılmamaktadır.

Bu çalışmada, Launder ve Spalding'in "standart" duvar sıcaklık fonksiyonu kullanıldı. Duvar fonksiyonlarının kullanımı bir yaklaşımdır ve sınır tabaka fiziksel davranışı tam olarak anlaşılabilir. Robinson [51] küçük ölçekli firkete şeklindeki vortex yapıların sınır tabakayı bozarak sınır tabakanın laminer davranışını bozduğunu gösterdi. Bu aynı zamanda Wu ve Moin tarafından DNS simülasyonu ile de gösterilmiştir [52]. Eğer bu duvara yakın bölgede sıklıkla görülen bir durumsa duvar fonksiyonlarının türevi için yapılan yaklaşım, duvar normal gradyanları diğer gradyanları baskıladığı için yanlış bir yaklaşım olabilir.

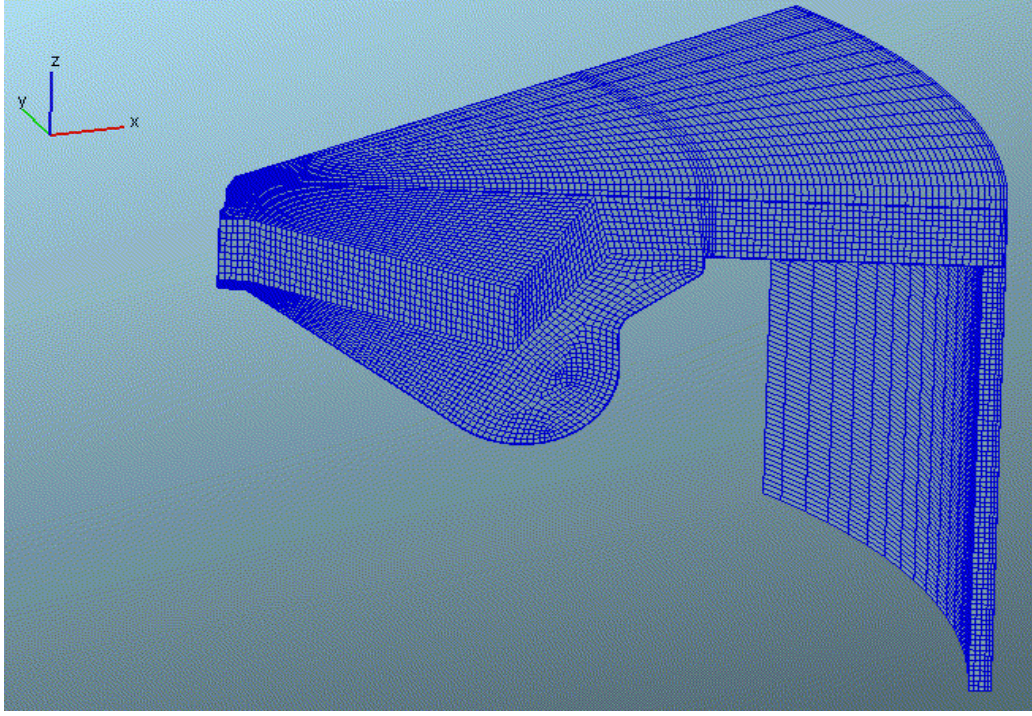
#### 4. MOTOR GEOMETRİSİ VE HESAPLAMA KOŞULLARI

Simülasyonu yapılan motor; 30 litre, 12 silindirli, Çizelge 4.1' de bir silindir için özellikleri verilen ağır taşıtlı bir Diesel motordur. Simülasyonun CPU (Merkezi İşletim Sistemi) yükünü hafifletmek için 8 delikli yakıt enjektörünün sadece 1 deliğine karşılık gelen 45°'lik bir sektör hesaplama alanı olarak alınmıştır. Spreyin her kenarı için periyodik sınır koşulu uygulanmıştır. Kapalı hacim sadece sıkıştırma, yanma ve genişleme kısmını içerir.

Hesaplama ağındaki ortalama hücre büyüklüğü, kaba ağ yapısı için 1,2 mm alınarak toplamda 55564 hücre elde edilebilirken, ince ağ yapısı için ortalama hücre büyüklüğü 0,6 mm alınarak toplamda 204484 tane hücre elde edilmiştir. Duvar sınırına yakın olan toplamda 2 tane sınır tabakası kullanılmıştır.

Çizelge 4.1. Motor Geometrisi ve Temel Termodinamik Büyüklükleri

Hacim (litre)	2,5
Sıkıştırma Oranı	16
Biyel Kolu Uzunluğu (mm)	368
Çap x Strok (mm)	147 x 147
Valf Sırası	Giriş Valfinin Kapanması: Alt Ölü Noktadan 20 ° sonrası Egzoz Valfinin Açılması: Alt Ölü Noktadan 50 ° önce
Sprey Açısı (derece)	148 derece
Enjektör Delik Sayısı	8
Delik Çapı (mm)	0.2
Enjeksiyon Basıncı	1200 bar
İndike ortalama efektif basınç (IMEP) (bar)	15,98



Şekil 4.1. 700 DKA'daki hesaplama alanı

Bu ağ yapısı alt ölü noktada yaklaşık 100.000 hücre sayısı ve üst ölü noktada da yaklaşık 100.000 hücre sayısı olmak üzere toplamda 200.000 hücre sayısı içermektedir.

#### 4.1. Sınır ve Başlangıç Koşulları

Bir CFD simülasyonu yaparken sistem denklemlerini tamamlamak için bir dizi sınır koşullarının bilinmesi gereklidir. Bu CFD simülasyonunda tanımlanan sınır koşulları şu şekildedir:

Piston duvar sıcaklığı	: 570 K
Silindir duvar sıcaklığı	: 470 K
Silindir kafası duvar sıcaklığı	: 570 K

Bu sınır koşulları 1B (Bir Boyutlu) gaz değişim hesaplamalarıyla elde edilmiştir. Başlangıç koşulları, Çizelge 4.2' de verilmiştir:

Çizelge 4.2. Çalışma Koşulları

Yakıt Denge Oranı (Equivalence Ratio)	0,895
Motor hızı	2500 dev/dak
Emme valfi kapanma anındaki basınç	186 kPa
Emme valfi kapanma anındaki sıcaklık	350 K
Enjeksiyon başlangıcı	Üst ölü noktadan 18 krank açısı önce
Enjeksiyon bitişi	Üst ölü noktadan 18 krank açısı sonra
Enjekte edilen yakıt miktarı	$2,97 \times 10^{-4}$ kg/silindir
Yakıt tipi	$C_{13}H_{23}$
Swirl Oranı	2800 dev/dak

Çizelge 4.2’de görülen değerlerin tümü 1B (1 Boyutlu) Boost programından elde edilmiş ve 3B (3 Boyutlu) Fire programında başlangıç koşulları olarak kullanılmıştır. Enjekte edilen yakıt miktarı 1B (Bir Boyutlu) analizden elde edilen silindirin içindeki toplam kütle miktarı ve hava yakıt oranı sayesinde iki ana denklem yardımıyla 12 silindir için hesaplanmış ve bu değerlerin bir silindir için olan miktarı hesaplanıp 3B CFD analizinde kullanılmıştır. Bu hesabı toplam yakıtın  $\dot{m}_{f_{cyl}} = \dot{m}_f/12$  şeklinde ifade edebiliriz.

#### 4.2. Bir Boyutlu (1B) Gaz Değişim Analizi İçin Ana Korunum Denklemleri

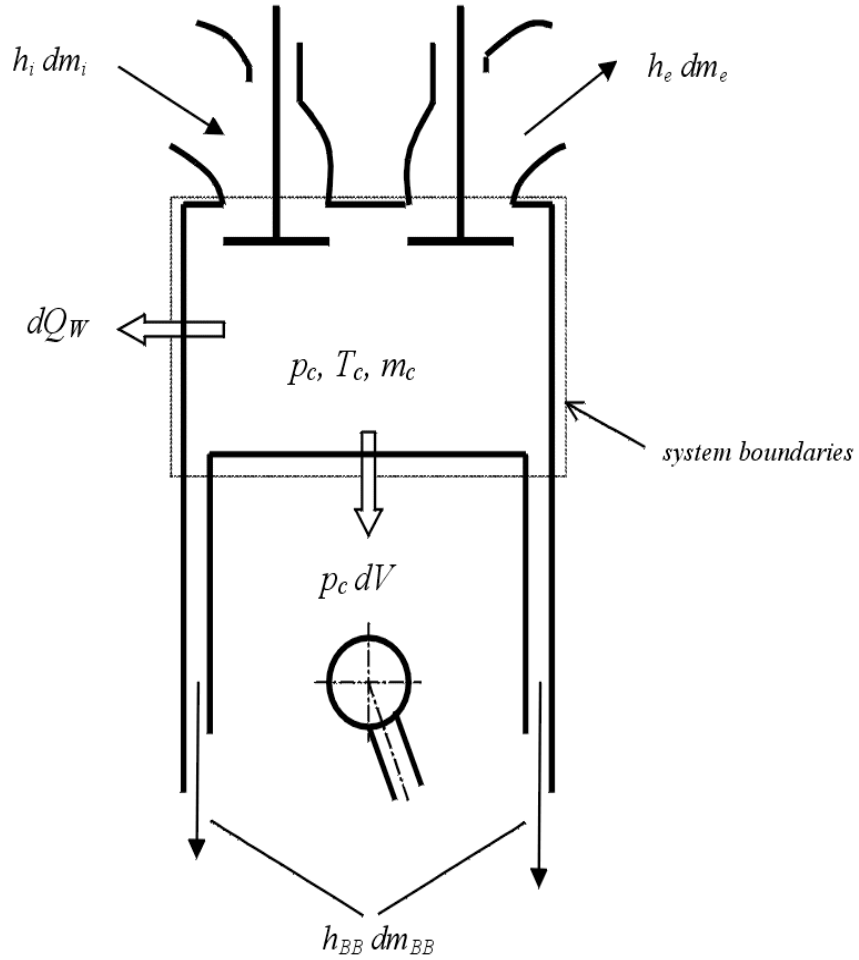
AVL Boost, bir motorun tamamını modellemek için özel olarak geliştirilmiş Bir Boyutlu (1B) bir simülasyon programıdır. Bu kod, yanma da dahil olmak üzere tüm motor çevrimini simule edebilme özelliğine sahiptir.

Boost yazılımı, AVL firması tarafından termodinamik yasalara uygun olarak oluşturulmuş bir programdır. Motor analizinin temel aldığı esas özellik termodinamik hesaplamalar ve ölçümlerdir. Bu durum bir motorun nasıl modellenmesi gerektiğini gösterir.



Boost, kararlı veya transient durumlar için motor performans analizi yapan bir yazılımdır. Birçok motor konseptinin karşılaştırılmasını sağlar. Güç, tork ve yakıt tüketimini göz önüne alarak motor bileşenlerinin (emme, egzoz ve valf) geometrisini, valf zamanlamasını, turbo şarj sistemlerin ve enjektör deliklerinin optimize edilmesini sağlayan bir yazılımdır.

Bu bölümde, motorun performans karakteristiklerinin elde edilmesini sağlayan, 1B (Bir Boyutlu) gaz değişim analizi programının kullandığı ana koruma denklemleri tek tek ele alınacaktır.



Şekil 4.2. Silindirin enerji dengesi [53]

Silindirin termodinamik hesap kısmı termodinamiğin 1.yasası gereğince:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -\rho_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.1)$$

Bu denklemde kullanılan  $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ ; silindir içindeki enerji değişimini,  $-\rho_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ ; pistonun yaptığı işi,  $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ ; yakıttan elde edilen ısıyı,  $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ ; duvardaki ısı kaybını,  $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ ; krank bölgesine sızan yakıtın entalpisini,  $m_c$ ; silindir içindeki kütleyi,  $u$ ; özgül enerjiyi,  $q_{ev}$ ; yakıtın buharlaşma ısını,  $m_i$ ; silindir içine giren kütleyi,  $m_e$ ; egzozu giden kütleyi göstermektedir.

Yapılan bu çalışmada; silindir içindeki toplam kütle 5.2 g, atık gaz kütlesi ise 0.0056 g olarak alınmış ve krank bölmesine sızan kütle olmadığı düşünülmektedir. Kullanılan yakıtın alt ısıl değeri yaklaşık 43.4 MJ/kg' dır.

Silindirin içindeki kütle değişimi, içeri giren ve çıkan kütle akışından hesaplanabilir.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.2)$$

Bu denklemde kullanılan  $m_c$ ; silindir içindeki kütleyi,  $m_i$ ; silindir içine giren kütleyi,  $m_e$ ; egzozu giden kütleyi,  $m_{BB}$ ; krank bölgesine sızan kütleyi,  $m_{ev}$ ; buharlaşan yakıt kütleliğini göstermektedir [53].

Bir önceki yanmadan kalan atık gazlarla, silindirin içine püskürtülen yakıt uniform bir karışım oluşturur ve silindirin içine püskürtülen yakıt yakılır. Sonuç olarak yanmanın başlangıcında yüksek değerde olan hava yakıt oranı, yanmanın sonunda azalarak en son değerine ulaşır.

Yüksek basınç çevrimleri için termodinamiğin ilk kanunu; silindirin içindeki enerji değişimi; piston işinin toplamına, yakıt enerjisi girişine, duvardaki ısı kayıplarına ve kaybolan kütleden dolayı olan entalpi akışının toplamına eşittir.

### 4.3. Silindir İçindeki Basıncın Hesaplanması

Denklem 4.3'te görüldüğü gibi ideal gaz denklemi yardımıyla; basınç hesaplanabilir.

$$P_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (4.3)$$

Denklem 4.1 kullanılarak silindir içindeki sıcaklık Runge Kutta metodu yardımıyla çözülebilir. Buradaki  $P_c$ ; silindir içindeki basıncı,  $m_c$  ise silindirin içindeki toplam kütle ifade etmektedir. Silindirdeki sıcaklık bilindiği sürece, ideal gaz denkleminde silindir basıncı hesaplanabilir.

Emme valfinin kapandığı andaki silindir içindeki basınç 186 kPa, silindir içindeki toplam kütle 5.2 g, silindir içindeki sıcaklık ise 350 K olarak alınmıştır.

### 4.4. Valflerdeki Kütle Akışı

Emme ve egzoz valflerindeki debi, kararlı (steady) haldeki akış test cihazları yardımıyla, izentropik orifis akış denklemlerinden hesaplanır.

Kararlı durumdaki orifis akış denkleminde, aşağıdaki denklem bulunabilir:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot P_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \Psi \quad (4.4)$$

Denklem 4.4'deki  $\Psi$  terimi akış fonksiyonunu,  $A_{eff}$  efektif akış alanını ve  $P_{01}$  ise valf girişindeki akış basıncı ifade etmektedir.

Subsonik (Mach <1) akış için dikey krank pozisyonuyla üst ölü noktadaki krank açısı  $\Psi$ ,

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.5)$$

Sonik (Mach=1) akış için,

$$\Psi = \Psi_{max} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (4.6)$$

Denklem 4.5 ve 4.6'daki  $\kappa$  özgül ısıların oranını,  $P_2$ , valf çıkışındaki statik basıncı,  $P_{01}$  ise valf girişindeki akış basıncını ifade etmektedir.

Gerçek efektif akış alanı, valfin ölçülen akış katsayısı  $\mu Q$ 'dan hesaplanabilir. Denklem 4.7'deki  $d_{vi}$  içteki valfin çapını ifade etmektedir.

$$A_{eff} = \mu Q \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4} \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'deki  $\mu Q$ ; valfin akış katsayısı, valf lift ile değişir ve buna kararlı akış test deneyinde karar verilir. Aynı sınır şartları için akış katsayısı  $\mu Q$ , belli bir basınç farklılığında asıl ölçülen kütle akış oranıyla teorik izentropik kütle akış oranı arasındaki oranı verir. Eklenen borunun kesit alanı akış katsayısı ile ilişkilidir.



## 4.6. Isı Transferi

### 4.6.1. Silindir İçindeki Isı Transferi

Yanma odasının duvarlarından; silindir kafası, piston ve silindir gömleğinden olan ısı transferi denklem 4.9 ile hesaplanabilir. Denklem 4.9'daki  $Q_{wi}$ ; duvardan (silindir kafası, piston ve gömlekten) olan ısı transferini,  $A_i$ ; yüzey alanını,  $T_c$ ; silindirin içindeki gaz sıcaklığını,  $T_{wi}$ ; duvar sıcaklığını ve  $\alpha_w$ ; ise ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (4.9)$$

Bu çalışmada duvar ısı transfer katsayısı  $\alpha_w$ ;  $857 \text{ W/m}^2\text{K}$ , duvar sıcaklığı  $T_{wi}$ ;  $470 \text{ K}$  ve duvardan (silindir kafası, piston ve gömlekten) olan toplam ısı transferi  $Q_{wi}$ ; ise  $17 \text{ kJ}$  civarındadır.

Gömlek duvar sıcaklığı dikkate alındığında, üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasındaki aksinel sıcaklık değişimi dikkate alınır. Denklem 4.10'daki  $T_L$  gömlek sıcaklığını,  $T_{L,TDC}$  üst ölü noktadaki gömlek sıcaklığını,  $T_{L,BDC}$  ise alt ölü noktadaki gömlek sıcaklığını ifade etmektedir.

$$T_L = T_{L,TDC} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (4.10)$$

$$c = \ln \left( \frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}} \right) \quad (4.11)$$

Isı transfer katsayısının hesaplanmasında 1B (Bir Boyutlu) Woschni 1978 modeli kullanılmıştır.

#### 4.6.2. Woschni Modeli

Yüksek basınç döngüleri için 1978'de yayımlanan Woschni modeli aşağıdaki gibi özetlenebilir. Denklem 4.12'de görülen  $\alpha_w$  ısı transfer katsayısını,  $D$  silindir çapını,  $p_c$  silindir içindeki basıncı,  $T_c$  silindir içindeki ortalama gaz sıcaklığını,  $V_D$  silindir başına olan yer değiştirme hacmini,  $T_{c,1}$  emme valfinin kapalı olduğu durumdaki silindir içindeki sıcaklığı,  $V_{c,1}$  emme valfinin kapalı olduğu durum için silindir hacmini,  $p_{c,0}$  ise yanmanın henüz başlamadığı durum için silindir içindeki basıncı ifade etmektedir.

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[ C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0.8} \quad (4.12)$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u / c_m \quad (4.13)$$

Denklem 4.13'teki  $c_u$  çevresel hızı,  $c_m$  ise ortalama piston hızını ifade etmektedir.  $C_2$  ise doğrudan enjekteli motorlar için 0.00324 olarak alınabilir.

1990'da kısmi yükleme için daha iyi sonuç veren modifiye edilmiş Woschni ısı transferi denklemi yayımlanmıştır;

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left\{ c_1 \cdot c_m \cdot \left[ 1 + 2 \cdot \left( \frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \right] \right\}^{0.8} \quad (4.14)$$

$$C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V} \cdot (p_c - p_{c,0}) \geq 2 \cdot C_1 \cdot c_m \cdot \left( \frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \quad (4.15)$$

Denklem 4.15 ve 4.16'daki IMEP (İndike Ortalama Efektif Basınç), silindir içindeki indike ortalama efektif basıncı simgelemektedir.

Isı transfer katsayısı 1978’de yayımlanan formüle göre hesaplanır. Gaz değişimi prosesi için, ısı transfer katsayısı hesaplanırken her iki Woschni modeli de aynı denklemleri kullanır.

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot (C_3 \cdot c_m)^{0.8} \quad (4.16)$$

$$C_3 = 6.18 + 0.417 \cdot c_u / c_m \quad (4.17)$$

#### 4.6.3. Valflerdeki Isı Transferi

Gaz değişim prosesi sırasında emme ve egzoz valflerindeki ısı transferini de dikkate almak gerekir. Bu değer, valf bölgesindeki yüksek sıcaklık ve yüksek ısı transfer katsayılarından dolayı basit bir boru akışındaki ısı transferinden oldukça yüksek olabilir. Bir boyutlu (1B) gaz değişim analizinde kullanılan Boost kodunda, modifiye edilmiş Zapf ısı transfer modeli kullanılmaktadır.

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-A_w \frac{\alpha_p}{c_p \cdot \dot{m}}\right)} + T_w \quad (4.18)$$

Denklem 4.18’deki  $T_d$ ; valfin altındaki gaz sıcaklığını,  $T_u$ ; valfin üstündeki hava sıcaklığını,  $T_w$ ; valflerdeki duvar sıcaklığını,  $\alpha_p$ ; valfin ısı transfer katsayısını,  $A_w$  ise valf yüzey alanını ifade etmektedir. Isı transfer katsayısı  $\alpha_p$  ise silindirin içinde ve dışında olan akışın yönüne bağlıdır.

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.44} \cdot \dot{m}^{0.5} \cdot d_{vi}^{-1.5} \cdot \left[1 - 0.797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (4.19)$$

Denklem 4.19’deki  $h_v$ ; valf yüksekliğini,  $d_{vi}$ ; valfin iç çapını,  $\dot{m}$  ise akış debisini göstermektedir ve çıkıştaki akış için kullanılır. Giriş valfi için ise denklem 4.20 kullanılmaktadır.



$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] \cdot T^{0.33} \cdot \dot{m}^{0.68} \cdot d_{vi}^{-1.68} \cdot \left[1 - 0.765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (4.20)$$

Bu formüller için kullanılan sabitler şunlardır :

Çizelge 4.3. Emme ve Egzoz Valfleri İçin Sabitler

Egzoz Valfi		Emme Valfi	
$C_4$	1.2809	$C_7$	1.5132
$C_5$	$7.0451 \cdot 10^{-4}$	$C_8$	$7.1625 \cdot 10^{-4}$
$C_6$	$4.8035 \cdot 10^{-7}$	$C_9$	$5.3719 \cdot 10^{-7}$

#### 4.7. Krank Bölmesine Sızan Kütle

Denklem 4.4 ve 4.6 kullanılarak kütleli debiler herhangi bir zaman adımı için hesaplanabilir. Efektif akış alanı silindir çapı ve efektif süpürme (blow-by) boşluğundan hesaplanır:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta \quad (4.21)$$

Bu denklemde kullanılan D; silindir çapını,  $\delta$  ise piston ile silindir gömleği arasındaki boşluğu simgelemektedir. Bu çalışmada silindir çapı D; 147 mm,  $\delta$  ise 1,5 mm olarak alınmıştır.

#### 4.8. MCC (Mixing Controlled Combustion) Yanma Modeli

Doğrudan enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorlar için 1B (Bir Boyutlu) gaz değişim analizi kodu Boost karışım kontrollü yanma modeli olan MCC (Mixing Controlled Combustion) modeli kullanılır.

Bu model, önceden karışımli yanma modeli olan PMC (Premixed Combustion) 'nin etkilerini ve difüzyon kontrollü olan MCC yanma modellerini dikkate alır.

$$\frac{dQ_{total}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (4.22)$$

$Q_{MCC}$  karışım kontrollü yanma ısısını,  $Q_{PMC}$  ise ön karışımli yanma için toplam yakıtın yanma ısısını ifade etmektedir.

Ortaya çıkan ısı miktarı, yakıt miktarının fonksiyonu ( $f_1$ ) ve türbülans kinetik enerji yoğunluğunun fonksiyonu ( $f_2$ ) denklem 4.23 ve 4.25 ile verilmiştir [53].

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{comb} \cdot f_1(m_f, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (4.23)$$

$$f_1(m_f, Q) = (m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV}) \cdot (W_{oxygen, available})^{C_{EGR}} \quad (4.24)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (4.25)$$

Bu denklemlerde kullanılan  $C_{Rate}$ ; karışım oran sabitini,  $k$ ; türbülans kinetik enerjisi,  $V$ ; silindir hacmini,  $C_{comb}$ ; yanma sabitini,  $m_F$ ; buharlaşan yakıtın kütlesini,  $C_{EGR}$ ; egzoz gaz geriçevrim sabitini simgelemektedir.

#### 4.9. Yakıt Jetinin Kinetik Enerjisi İçin Koruma Denklemi

Havanın döngü hareketlerinin (Squish ve Swirl) kinetik enerjiye dönüşümü oldukça küçük olduğundan, sadece yakıt spreyinden kaynaklanan kinetik enerji dikkate alınır.

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot \dot{m}_F \cdot v_F^2 - C_{diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (4.26)$$

Denklem 4.27'deki  $C_{turb}$ ; türbülans kinetik enerji üretim sabitini,  $\dot{m}_F$ ; buharlaşan yakıt kütle debisini,  $C_{diss}$ ; yayılım sabitini,  $E_{kin}$ ; kinetik yakıt enerjisini,  $v_F$  ise silindir içine püskürtülen yakıtın hızını göstermektedir. Bu çalışmada silindir içine püskürtülen yakıt damlacıklarının hızı 1200 bar basınç altında enjeksiyon başlangıcından yaklaşık 1 ms sonra ortalama 45 m/s civarındadır.

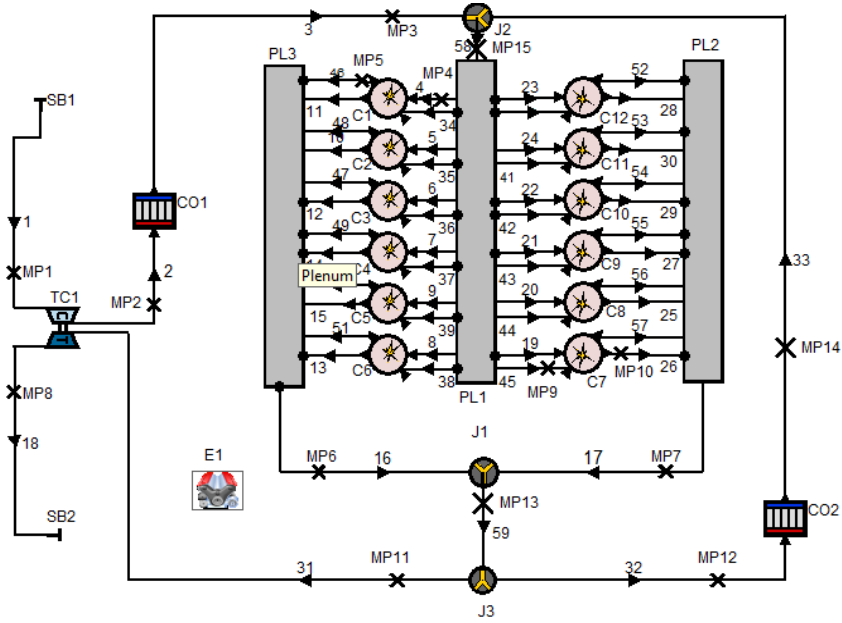
$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5.C_{turb}.\dot{m}_F.v_F^2 - C_{diss}.E_{kin}^{1.5} \quad (4.27)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,I}(1+\lambda_{diff}.m_{stoich})} \quad (4.28)$$

Denklem 4.28'deki k; türbülans kinetik enerjinin yerel yoğunluğunu,  $\lambda_{diff}$ ; difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısını,  $m_{stoich}$  ise stokiyometrik kütle göstermektedir.

## 5. BİR BOYUTLU (1B) GAZ DEĞİŞİM ANALİZİ SONUÇLARI

Emme valfinin kapandığı andaki krank açısı ile egzoz valfinin açıldığı andaki krank açısı ve bu krank açılarındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin belirlenip 3B (Üç Boyutlu) CFD analizinde başlangıç koşulu olarak kullanılabilmesi için öncelikle 1B (Bir Boyutlu) akış analizi yapılmıştır.



Şekil 5.1. Bir Boyutlu (1B) Boost Modeli

Şekil 5.1’de modeli görülen motorda; bir turbo şarj, 12 silindir, 1 hava girişi toplayıcısı ve 2 çıkış gazları toplayıcısı olmak üzere toplam 3 toplayıcı kullanılmıştır. Her silindir için ikişer emme ve egzoz valfi, boruların birbirine bağlanmasını sağlamak için 3 bağlantı (junction) ve 2 hava soğutucusu (aircooler) bulunmaktadır.

## 5.1. Simülasyon Ana Adımları

Bu bölümde 1B AVL Boost programı yardımıyla yapılan simülasyonun adımları anlatılacaktır. Bu adımlar sırasıyla; çalışma alanına elementlerin yerleştirilip borularla birleştirildiği model tasarımıdır. İkinci sırada motor hızı, yakıt, referans koşulları gibi genel giriş bilgilerinin girildiği bölüm gelmektedir. Üçüncü kısımda yanma modellerinin, ısı transferinin ve valf port özelliklerinin seçildiği bölüm ve son olarak simülasyon ve simülasyon sonrası bölüm (postprocessing) sayılabilir.

## 5.2. Modelde Kullanılan Boruların Uzunlukları, Çapları ve Hızları

Modelde kullanılan boruların uzunlukları, çapları ve hızları Çizelge 5.1’de verilmiştir. Boruların içindeki Mach sayısının 0,3’ü geçmeyecek şekilde ayarlanması boruların çap değerleri değiştirilerek sağlanmaya çalışılmıştır.

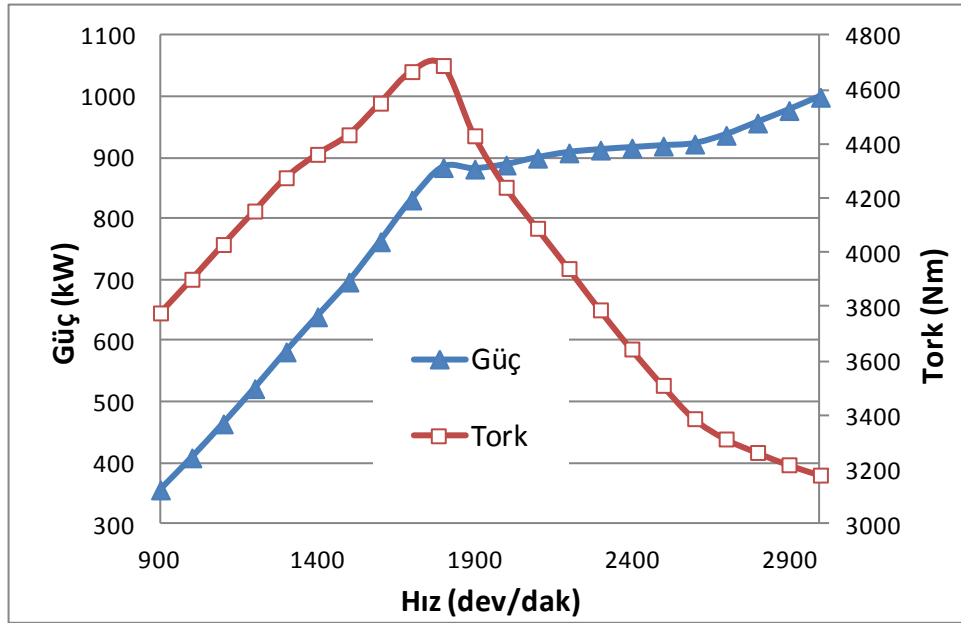
Çizelge 5.1. Modelde Kullanılan Boruların Uzunlukları, Çapları ve Hızları

Boru Numarası	Çap (mm)	Uzunluk (mm)	Hız (m/s)
1	220	400	18.9
2	170	400	19.4
3	170	400	18.5
4	55	250	10.4
46	48	250	37.6
16	120	300	72.1
17	120	300	72.1
18	200	1000	69.9
45	55	250	10.7
26	48	250	37.6
31	145	250	95.2
32	100	250	50.0
59	150	250	93.8
33	70	350	42.1
58	100	200	18.6

Çap ve uzunluk değerlerinin akışın debisini etkilemesinden ve bu durumda motordan elde edilen güç ve tork değerlerini etkilemesinden dolayı modelleme yaparken kullanılan boruların çapları ve uzunlukları 2500 dev/dak da 920 kW güç ve 3520 Nm tork elde edecek şekilde optimizasyon yöntemi yardımıyla seçilmiştir.

### 5.3. Tasarlanan Motorun Performans Eğrileri

Aşağıda tasarımı yapılan v12 Diesel motorun 1B gaz değişim analiziyle elde edilen performans eğrileri görülmektedir.



Şekil 5.2. Motorun performans sonuçları

Motorun performans eğrisinden görüldüğü üzere motorun devrinin artmasıyla birlikte güç önce artış gösterirken 1800 dev/dak ' dan itibaren daha yavaş bir şekilde artış göstermektedir. Tork ise 1800 dev/dak ' ya kadar hızlı bir artış gösterirken bu devirden sonra hızlı bir şekilde düşmektedir. Bu durum motordaki mekanik ve ısı kayıplarının artmasından kaynaklanmaktadır.

Bu tez çalışmasında, motorun 2500 dev/dak tam yük altında çalıştırılacağı düşünülerek 3B (Üç Boyutlu) CFD analizi bu hız altında yapılmıştır. Grafikten görüldüğü üzere bu devirde motorun gücü 920 kW ve torku ise 3520 Nm civarındadır.

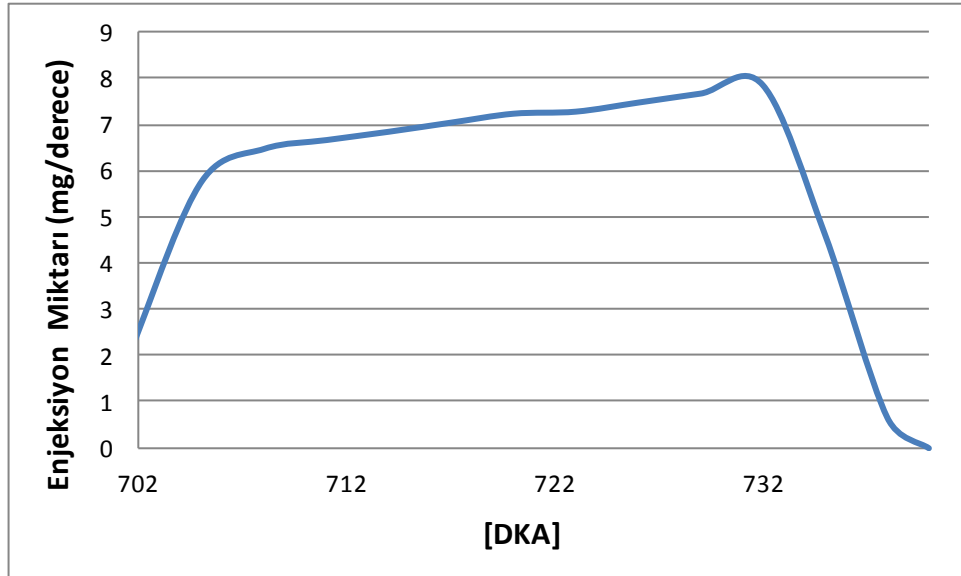
#### 5.4. EGR (Egzoz Gazı Geri çevrimi)

Modelde kullanılan EGR (Egzoz Gazı Geri çevrimi) yüzdesi Şekil 5.3'te görülen 13 no'lu ölçüm noktası (MP13) ile 14 no'lu ölçüm noktalarındaki (MP14) akış debilerinin simülasyon sonucunda elde edilmesiyle hesaplanmıştır.

13 no'lu ölçüm noktasındaki (MP13) akış debisi 1242,15 g/s iken 14 no'lu ölçüm noktasındaki akış debisi (MP14) 309,75 g/s'dir. Dolayısıyla modelde %25 EGR (Egzoz Gaz Geri çevrimi) kullanılmıştır. Yani egzoz gazının % 25'i emme manifolduna dışarıdan valfler yardımıyla geri verilmektedir. Bu sayede NO<sub>x</sub> miktarı 550 PPM civarına düşürülmüştür. Bunun nedeni; egzozdan emme valflerine geri dönen gazın özgül ısıyı artırıp, silindir içindeki ortalama sıcaklığı düşürmesiyle ilgilidir.

#### 5.5. Enjeksiyon Zamanı

Bu kısımda 1B analiz yardımıyla elde edilen DKA başına enjeksiyon miktarı eğrisi gözlenmektedir.



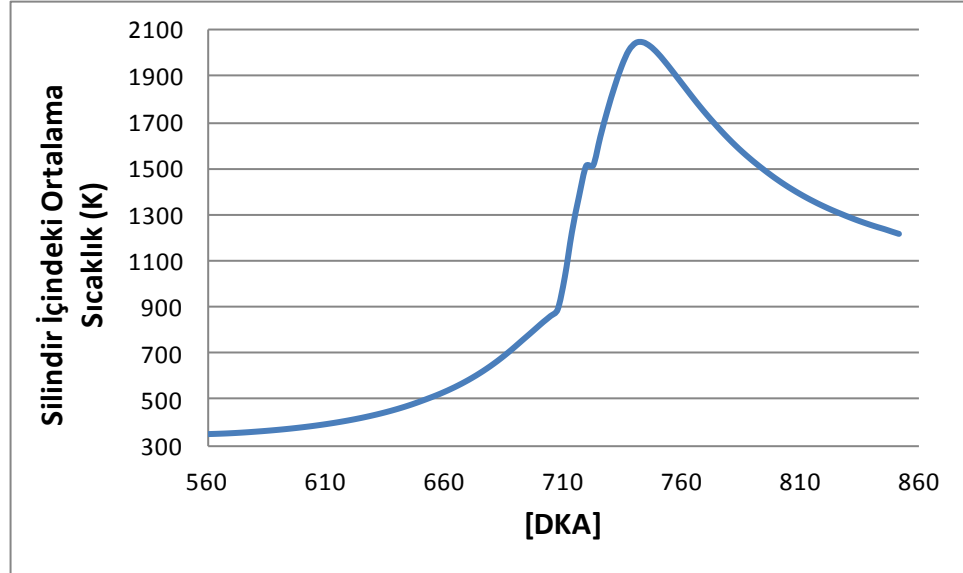
Şekil 5.3. DKA başına enjekte edilen yakıt miktarı

Şekil 5.3'ten elde edilen veriler doğrultusunda enjeksiyonun 702 DKA'da başlayıp 738 DKA'da sona erdiği görülmektedir. Bu sayede CFD analizinde enjeksiyon

zamanlaması için bu veriler kullanılmıştır. Bu grafiğin altındaki alanın hesaplanması halinde toplamda 12 silindir için kaç mg yakıt enjekte edildiği bulunabilir. Bu değer 1/12' si alınarak, tek silindir içine püskürtülen yakıt miktarı bulunmuştur. Hava yakıt oranı olarak 16.2 kullanılmıştır.

### 5.6. Silindir İçindeki Ortalama Sıcaklığın Değişimi

Şekil 5.4'te silindir içindeki ortalama sıcaklığın Bir Boyutlu (1B) gaz değişim analizi yardımıyla elde edilen DKA ile değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere silindir içindeki ortalama sıcaklığın maksimum 2050 K civarında olduğu gözlenmektedir.

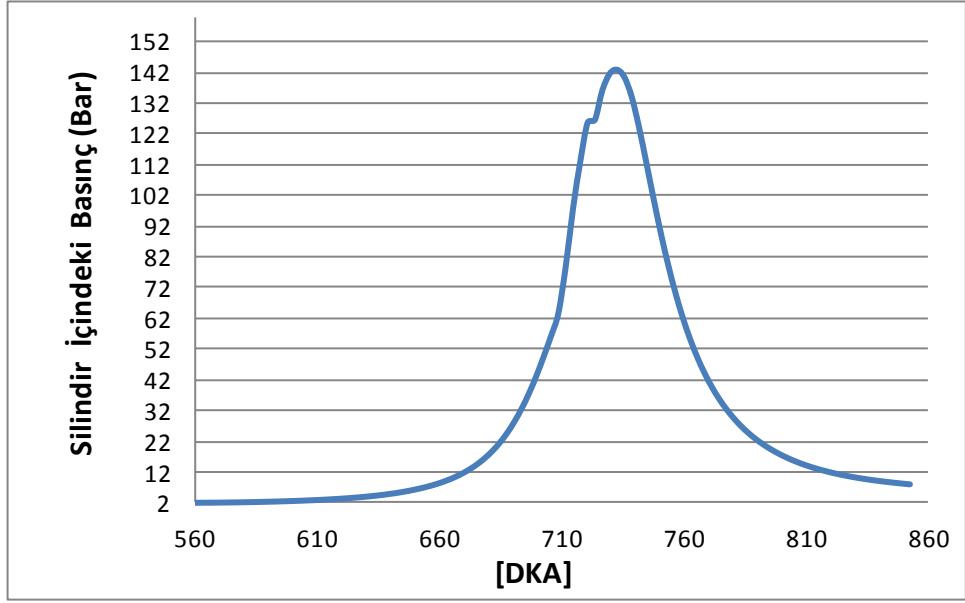


Şekil 5.4. Silindir İçindeki Ortalama Sıcaklığın DKA ile değişimi

### 5.7. Silindir İçindeki Basıncın Değişimi

Şekil 5.5'te silindir içindeki ortalama basıncın Bir Boyutlu (1B) gaz değişim analizi yardımıyla elde edilen DKA ile değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere silindir içindeki maksimum basınca 732 DKA'da 143 bar ile ulaşıldığı gözlenmektedir.



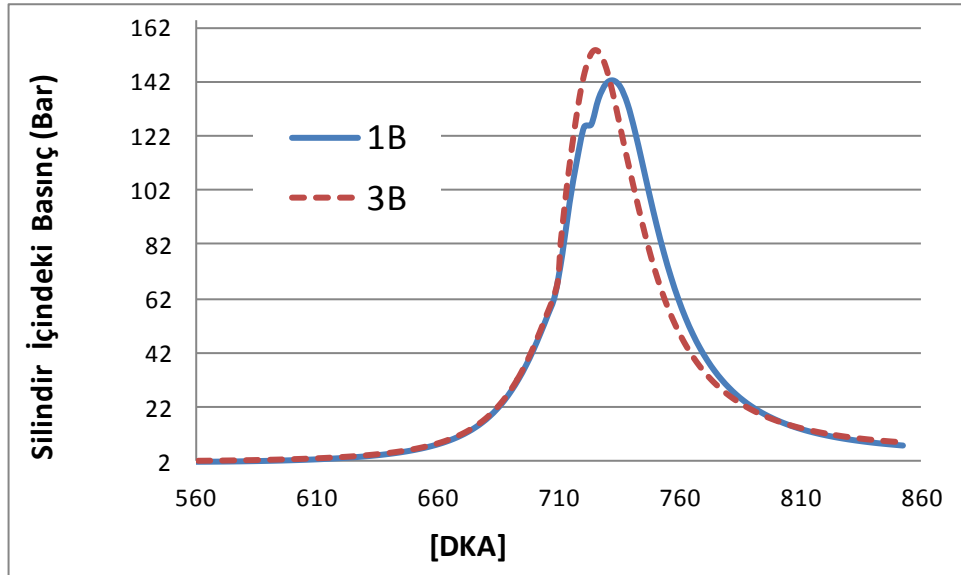


Şekil 5.5. Silindir İçindeki Basıncın DKA ile Değişimi

## 6. CFD ANALİZ SONUÇLARI

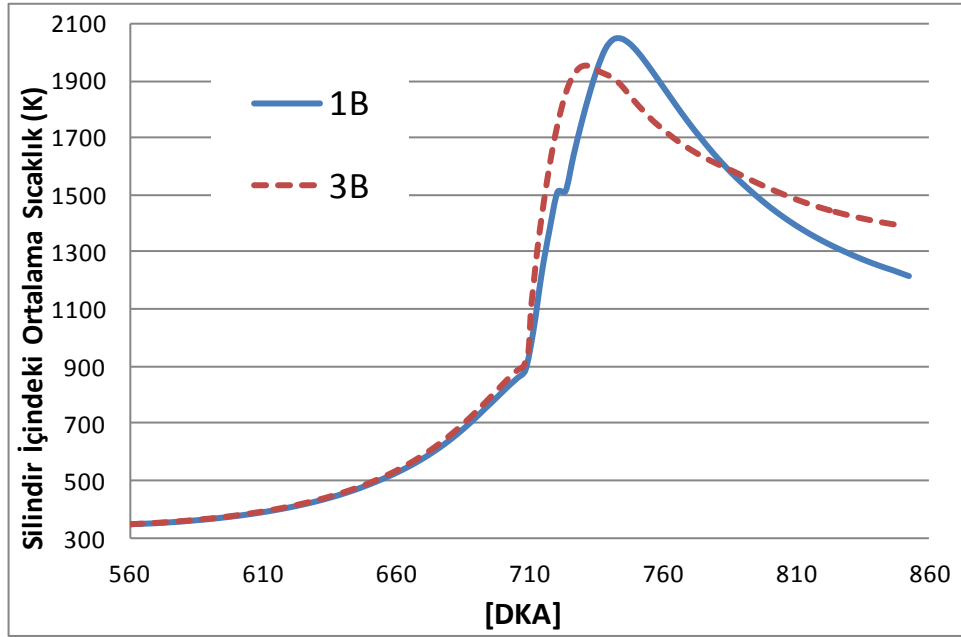
Bu bölümde asıl olarak 3B (Üç Boyutlu) CFD analizinden elde edilen sonuçlar sunulacaktır. Sırasıyla; 1B (Bir Boyutlu) gaz değişim analizinden elde edilen silindir içindeki basınç ve silindir içindeki ortalama sıcaklık ile 3B analizden elde edilen basınç ve ortalama sıcaklık eğrileri karşılaştırılacaktır. Bir boyutlu analizde BOOST, üç boyutlu analizde ise FIRE CFD yazılımı kullanılmıştır. Daha sonra;  $k-\epsilon$  ve  $k-\zeta-f$  türbülans modelleri ve yanma modeli olarak kullanılan asıl model ECFM-3Z ile EBU modellerinin karşılaştırılması yapıp aradaki farklar yorumlanacaktır. Son olarak EGR miktarının değişiminin NO kütle oranına etkisi incelenecek ve yorumlanacaktır. Kısmi yükleme hali ile tam yükleme hali arasındaki farklar ile enjeksiyon zamanlaması karşılaştırılacaktır.

Bir boyutlu (1B) ve 3B (Üç Boyutlu) analizlerden elde edilen sonuçların benzer olması beklenmektedir. Ancak, 3B analiz için pistonun geometrik ayrıntıları çok önemlidir. Bu analizleri yaparken elimizde motorun çap, strok ve sıkıştırma oranından başka verilerin olmaması değerlerdeki farklılığı etkilemiştir.



Şekil 6.1. 1B (Bir Boyutlu) ve 3B (Üç Boyutlu) hesaplamalarda silindir içindeki basıncın krank açısına bağlı olarak değişimi

Şekil 6.1’de silindir içindeki basıncın yanmanın başladığı 702 DKA’ ya kadar hem 1B hem de 3B için aynı olduğu ancak yanma başladıktan sonra yakıtın 3B’de daha hızlı yanması sonucu yani 1B’de tutuşma gecikmesinin daha uzun olmasından dolayı, 3B CFD analizi maksimum basınca 725 DKA ’da 154 bar ile ulaşırken 1B gaz değişim analizi maksimum basınca 732 DKA’ da 143 bar ile ulaşır. Enjeksiyonun bittiği 738 DKA’ dan sonra ise 1B analizin ölçtüğü ortalama basınç değeri 3B’den yaklaşık 20 bar daha yüksektir. Bu değerlerin farklılık göstermesi; piston kesesiyle ilgili geometrinin bilinmemesinden ve 3B yanma modeli olarak ECFM-3Z’yi kullanılırken, 1B yanma modeli olarak AVL MCC modelinin kullanılması olarak gösterilebilir.



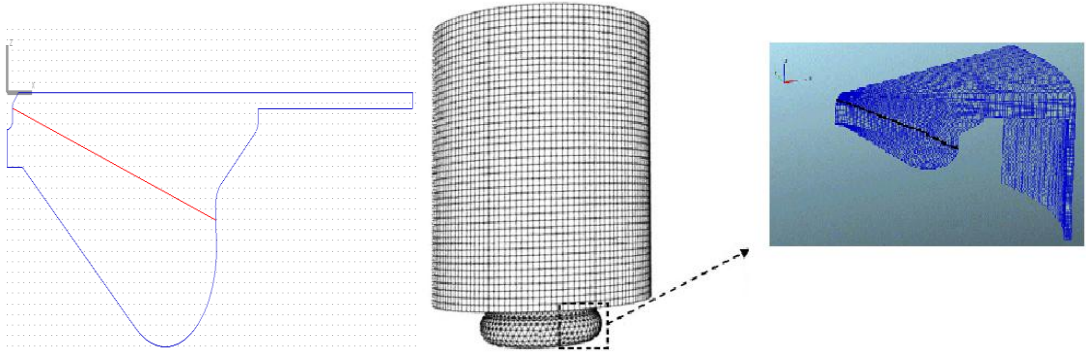
Şekil 6.2. 1B ve 3B için silindir içindeki ortalama sıcaklığın krank açısına göre değişimi

Silindir içindeki ortalama sıcaklığın krank açısına göre değişimi 1B ve 3B için Şekil 6.2’de görülmektedir. Bu grafik incelendiğinde sıcaklık eğrisinin Şekil 6.1’deki basınç eğrisini takip ettiği görülmektedir. Üç boyutlu (3B) CFD analiziyle yakıtın daha hızlı yanmasının sonucunda yanmanın başlangıcında 3B analiz için ortalama sıcaklık daha yüksek iken 1B analiz için daha düşüktür. Ancak yanmanın sonuna

doğru maksimum sıcaklığın 1B analiz için yaklaşık 2050 K iken 3B analiz için 1950 K civarında olduğu gözlenir.

### 6.1. CFD Sayısal Ağ Yapısı Çalışması

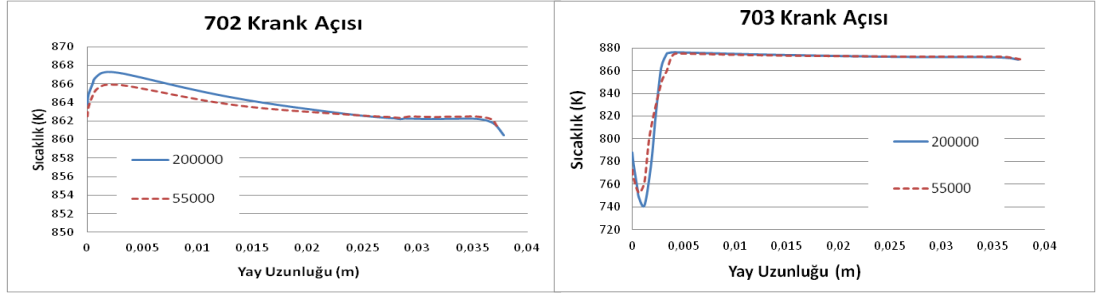
Bu bölümde CFD analizinde kullanılan ağ yapısı için hücre sayısına nasıl karar verildiği açıklanacaktır. Bunun için öncelikle kaba ağ yapısı ile yaklaşık 55000 hücre sayısı ile deneme yapılmış ve bu hücre ağ sayısının yeterli olup olmayacağına yaklaşık 200000 hücre sayısı ile karar verilmeye çalışılmıştır. şekil 6.3'te enjeksiyon çizgisinin x-z düzlemindeki gösterimi verilmiştir.



şekil 6.3. Enjeksiyon yay uzunluğunun x-z düzlemi için şekil üzerinde gösterimi

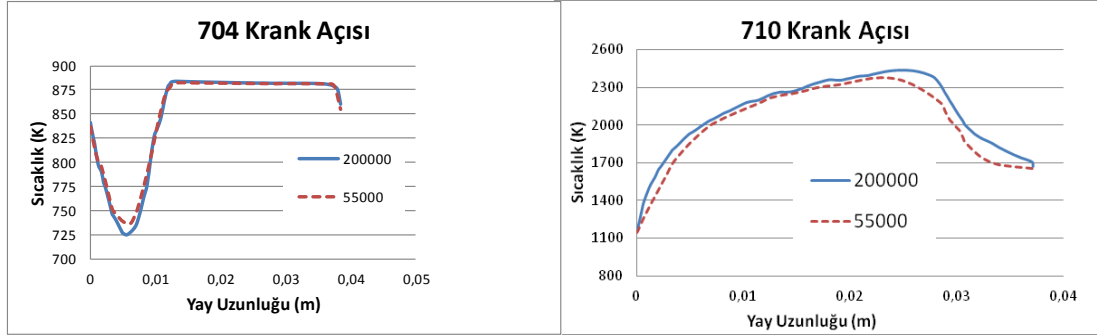
Hücre sayılarını karşılaştırmak için hem 200000 hem de 55000 hücre sayısı için en detaylı verinin alınabileceği enjeksiyon yayı boyunca olan sıcaklık, hız, yakıt denge oranı, NO ve is (soot) kütle oranları gibi değerlerin farkına bakılmıştır. şekil 6.3'te görülen enjeksiyon çizgisinin uzunluğu yaklaşık 4 cm civarındadır.

Sıcaklığın 55000 ve 200000 hücre sayıları için 702-750 DKA arasındaki, enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan değişimi incelenmiştir.



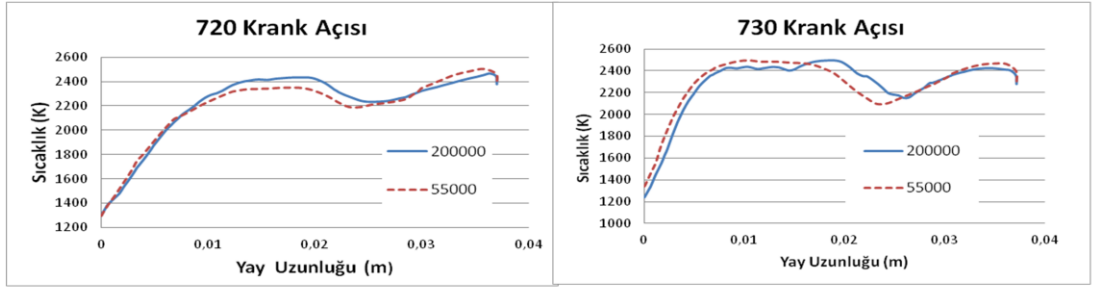
a)

b)



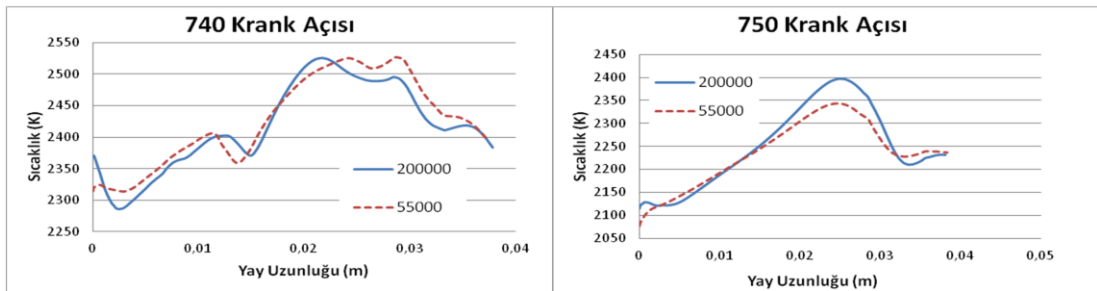
c)

d)



e)

f)



g)

h)

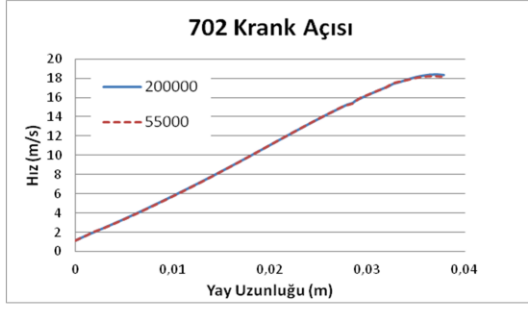
Şekil 6.4. (a) 702 (b)703 (c)704 (d)710 (e) 720 (f)730 (g) 740 (h) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan sıcaklığın hücre sayısına göre değişimi

Şekil 6.4'ten görüldüğü üzere yakıt enjeksiyonunun başlarında 702, 703 ve 704 DKA' da sıcaklık değerlerinin hem ince hem de kaba ağ yapısı için birbirine çok yakın, yaklaşık % 1-2 fark gösterdiği görülürken 710 ve 720 DKA' da aradaki farkın yaklaşık % 4-5, 730 DKA' da farkın yaklaşık % 8 civarında, 740 ve 750 DKA' da ise farkın yine % 2-3 arasında değiştiği görülmektedir.

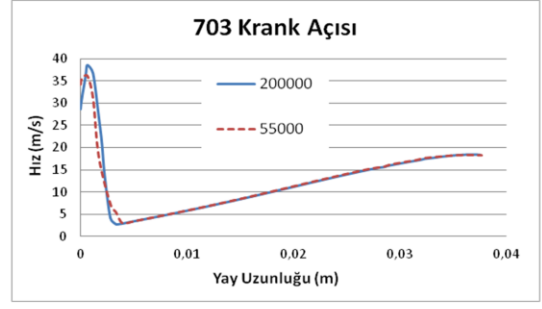
702 DKA' da sıcaklık değeri 865 K civarındayken 703 DKA' da yakıtın buharlaşması sıcaklık yaklaşık 770 Kelvin'e düşmektedir. Bunun nedeni silindir içine püskürtülen yakıt sıcaklığının 350 K civarında olması ile ilgilidir. Yani, bu ani düşüşün nedeni silindir içindeki sıcaklığın çok yüksek olmasına rağmen enjekte edilen yakıt sıcaklığının çok düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Maksimum sıcaklık değeri yaklaşık 2520 K değerine yanmanın sonuna doğru 730-740 DKA' da ulaşılır.

Hızın 55000 ve 200000 hücre sayıları için 702-750 DKA arasındaki, enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan değişimi incelenecektir.

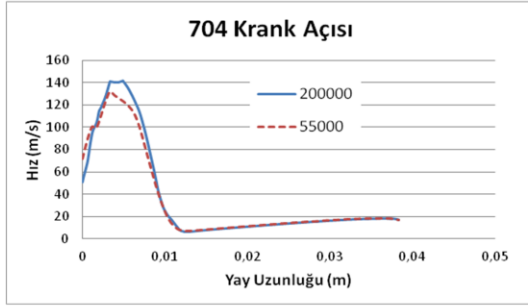
Şekil 6.5'ten görüldüğü üzere enjeksiyonun tam başlangıcında kaba ve ince ağ yapısı için hız değerlerinde önemli bir değişiklik görülmezken 703 DKA 'dan itibaren hız değerleri arasında % 5-8 arasında farklılık görülmektedir. Yakıt hava karışımı için en yüksek hız değerlerine 720-730 DKA 'da 270 m/s ile ulaşılmaktadır.



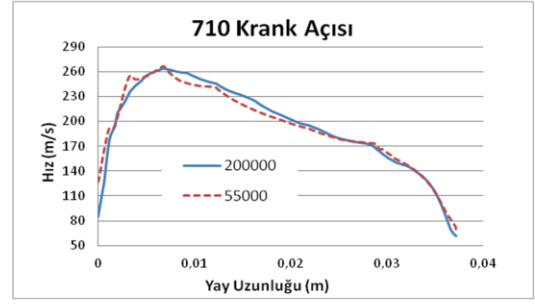
a)



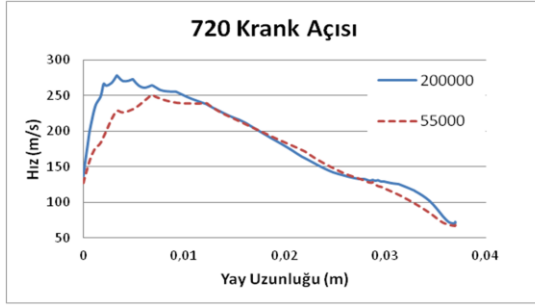
b)



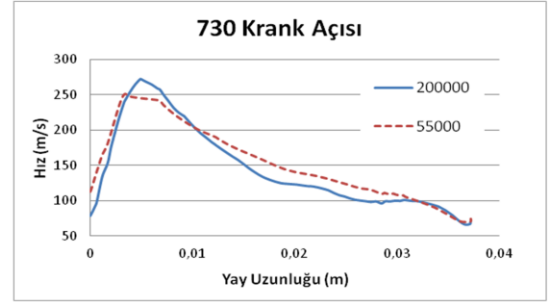
c)



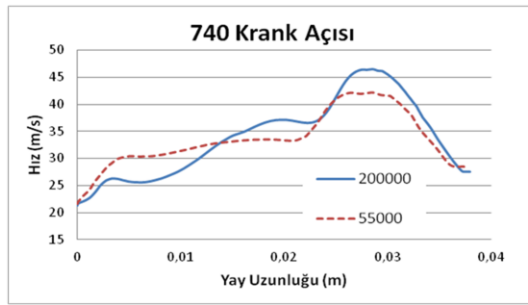
d)



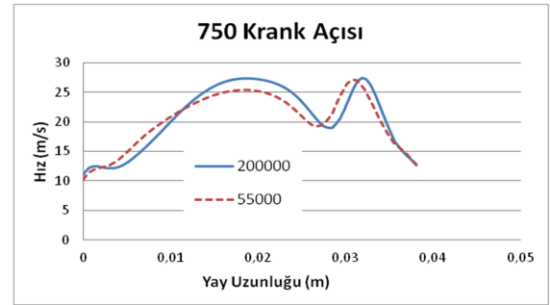
e)



f)



g)



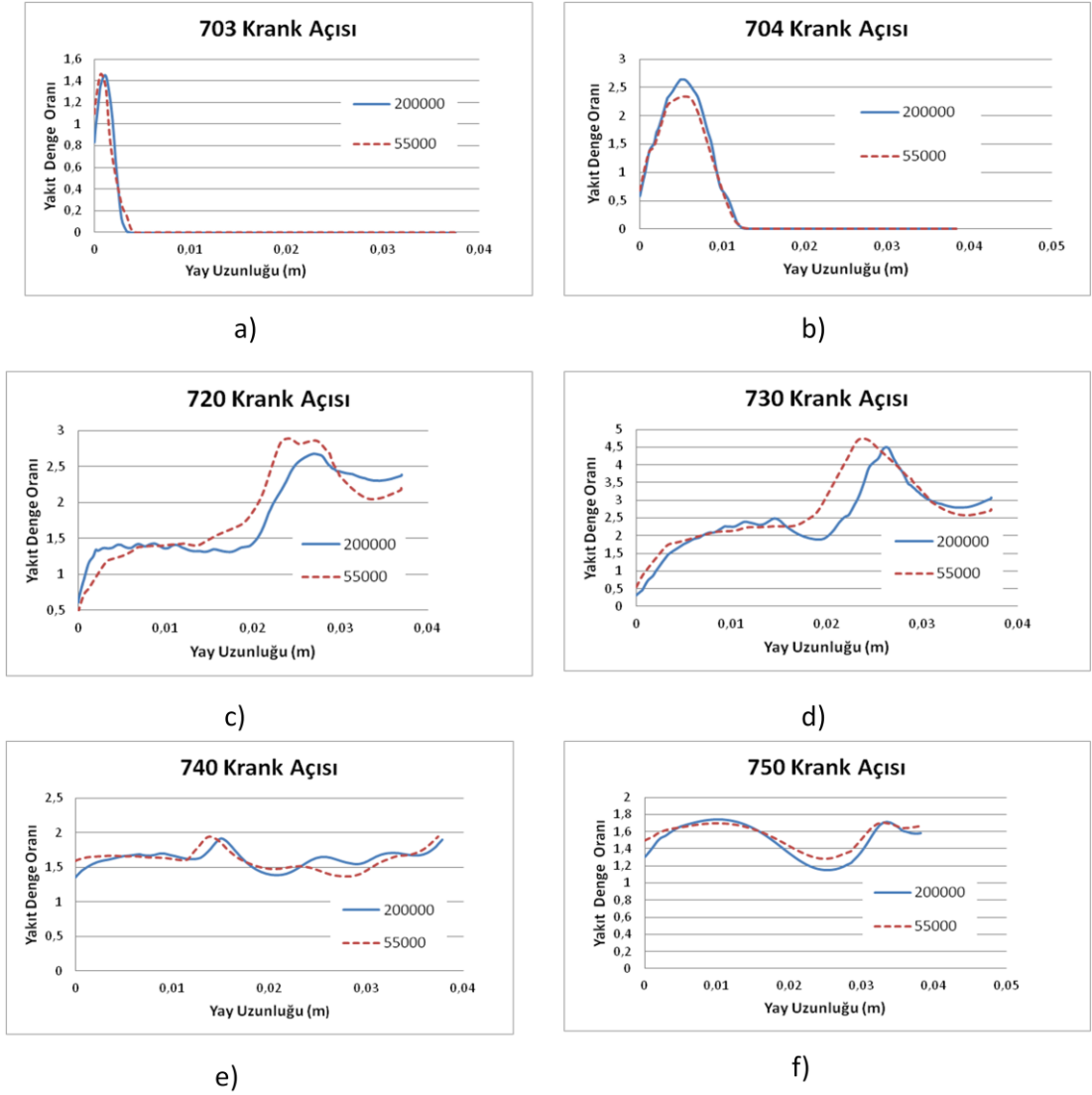
h)

Şekil 6.5. (a) 702 (b) 703 (c) 704 (d) 710 (e) 720 (f) 730 (g) 740 (h) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca hız değerlerinin hücre sayısına göre değişimi

Yanmanın başlangıcında, enjeksiyon çizgisinin ilk 1 cm' lik kısmından itibaren hız azalan bir eğilim gösterirken, yanmanın sonuna doğru yakıt tamamen buharlaştığı için yayın ilk 1 cm' lik kısmı ile 4 cm' lik kısmı arasında fazla bir hız farkı görülmemektedir.

Şekil 6.6' dan görüldüğü üzere yanmanın başlangıcında yakıt hemen buharlaşmaya başlamadığı için yakıt denge oranı 0,84 civarında ve fakirdir. CFD analizi yakıt denge oranını buharlaşan yakıt üzerinden hesapladığından dolayı yanmanın başlangıcında enjeksiyon çizgisinin yaklaşık ilk 0,5 cm' lik kısmından sonrası için yakıt denge oranı sıfırdır.

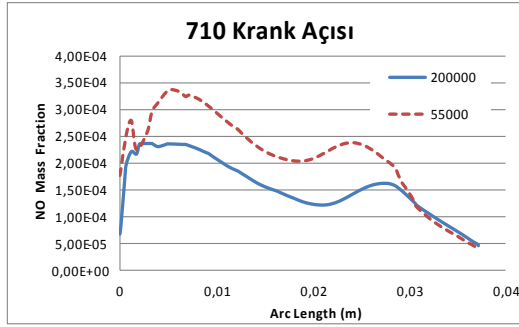




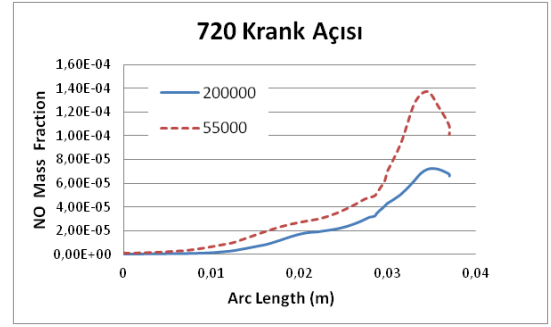
Şekil 6.6. (a) 703 (b) 704 (c) 720 (d) 730 (e) 740 (f) 750 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca yakıt denge oranının hücre sayısına göre değişimi

730 DKA itibariyle yakıt denge oranının 4,5 değerine ulaştığı ve yanmanın sonuna gelindiğinde ise yakıt tamamen buharlaştığından dolayı, 4 cm' lik enjeksiyon çizgisi boyunca yakıt denge oranının kararlı bir hal alıp yay uzunluğu ile çok değişim göstermediği gözlenmektedir.

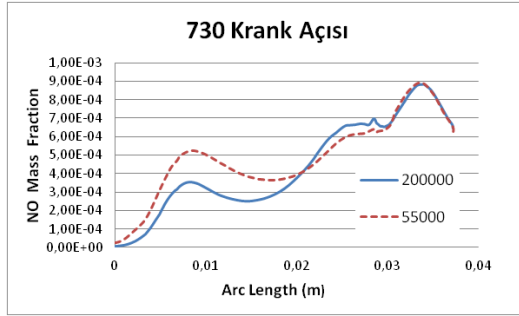
Şekil 6.7’ de NO kütleli oranının kaba ve ince ağ yapısıyla değişimine bakıldığında %30-50 arasında değişen büyük farklar olduğu gözlenir. Bunun nedeni ise NO kütleli oranının tamamen sıcaklığın üstel fonksiyonu olarak değişmesinden kaynaklanır. Sıcaklıktaki %3-8 ‘lik fark NO emisyonlarında % 30-50 arasında farka neden olmaktadır.



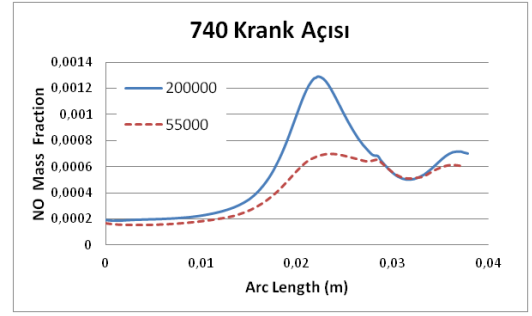
a)



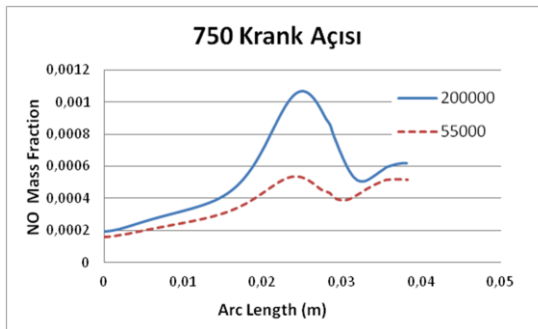
b)



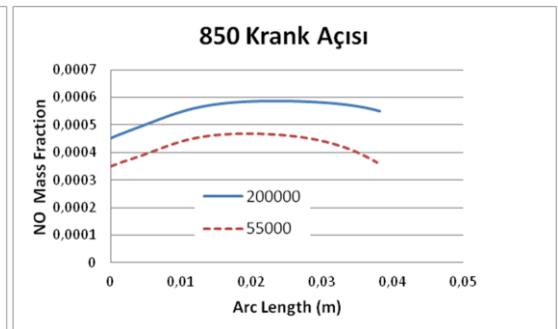
c)



d)



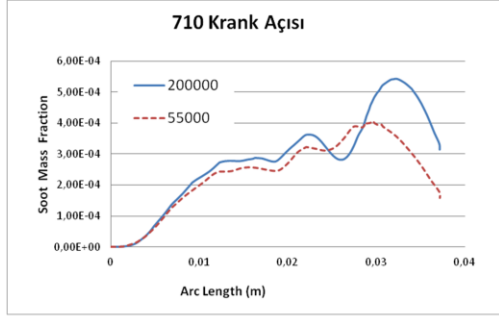
e)



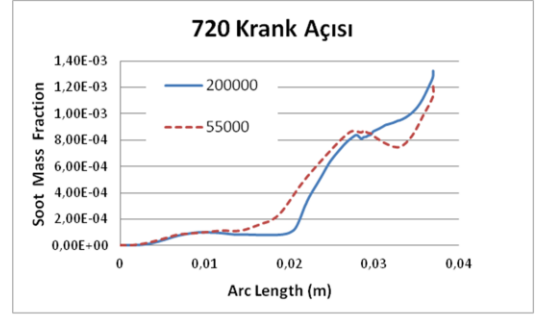
f)

Şekil 6.7. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan NO kütleli oranının hücre sayısına göre değişimi

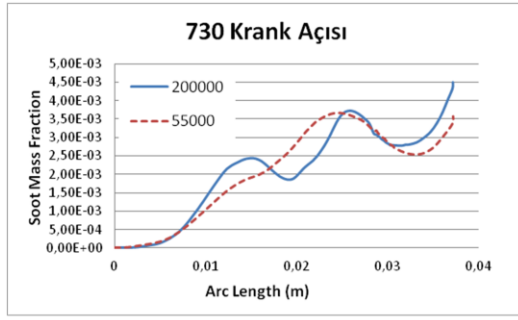
NO emisyonunun egzoz valfi açılmadan hemen önce, 850 DKA'daki kütleli oranının yaklaşık 0,0006 olduğu gözlenir. Bunun PPM cinsinden değeri ise 476 PPM olarak hesaplanmıştır.



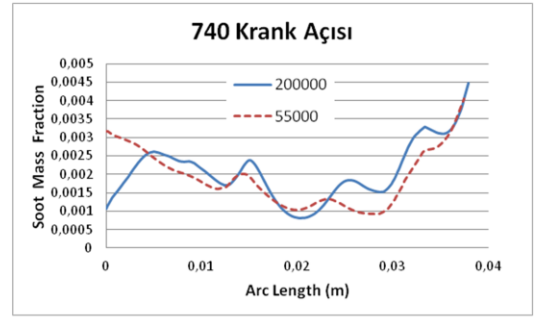
a)



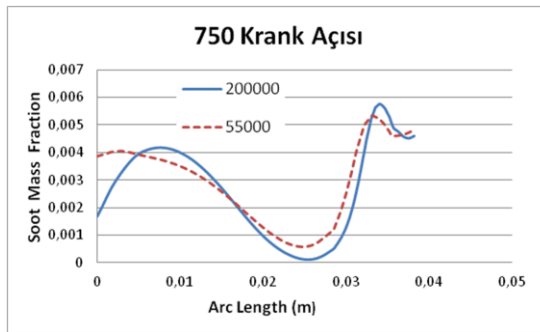
b)



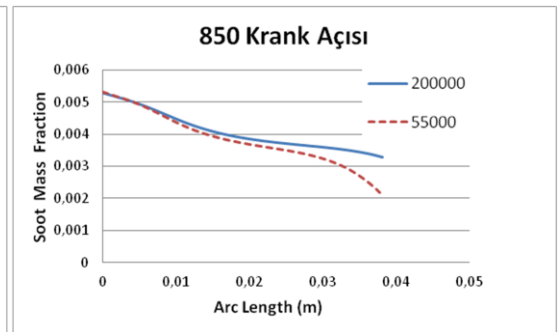
c)



d)



e)



f)

Şekil 6.8. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca is kütleli oranının hücre sayısına göre değişimi

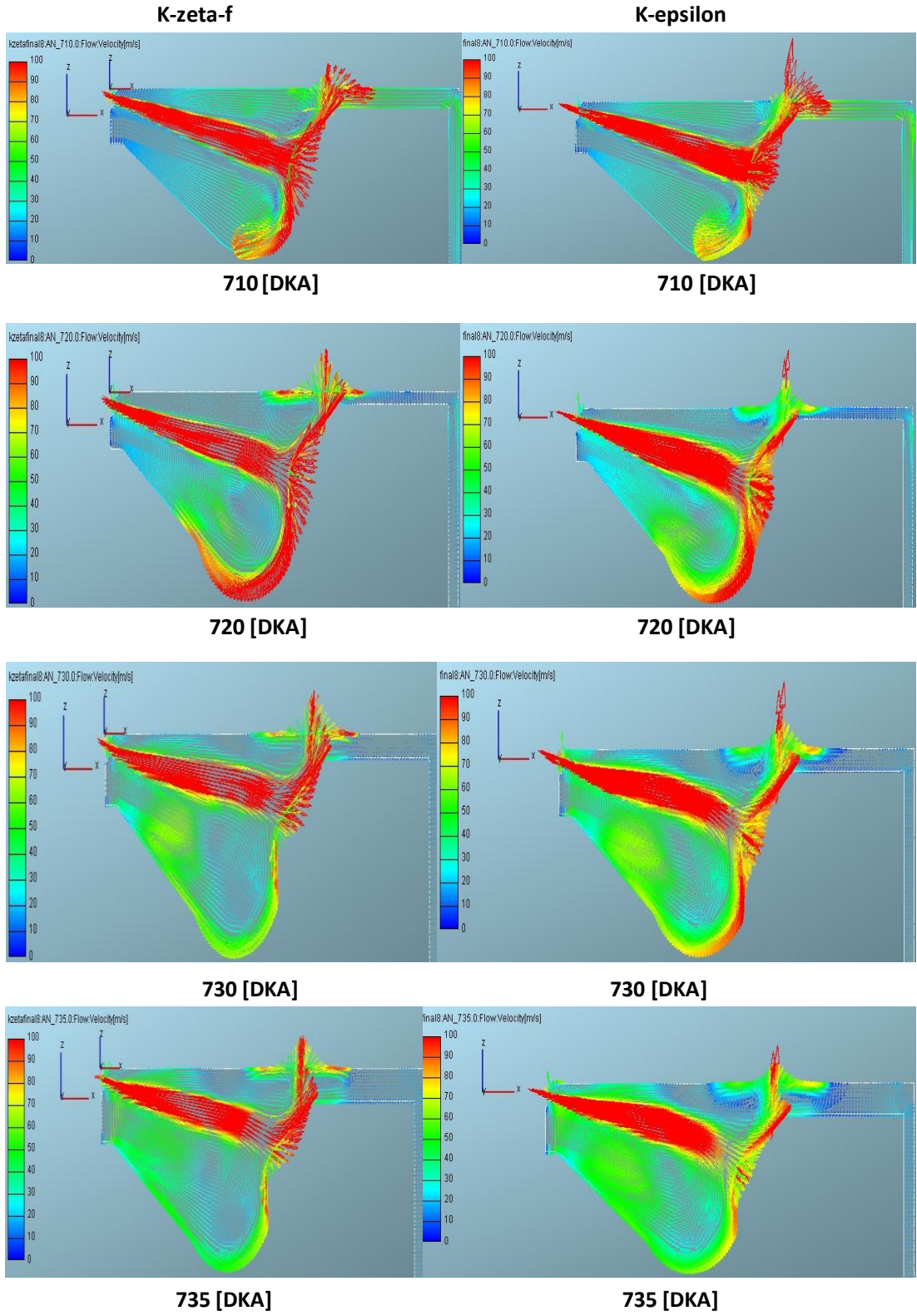
İs oluşumu 1500 K ile 2400 K arasında ve yakıt denge oranı 2' den büyük iken oluşmaya başlar [23]. Bu koşulların hepsi yaklaşık 710 DKA' dan itibaren sağlanmaya başladığı için farklı krank açılarındaki is oluşumu Şekil 6.8'den gözlemlenebilir.

## **6.2. Türbülans Modelinin Sıcaklık ve Emisyonlara Olan Etkisi**

Yapılan ağ yapısı çalışması sonucunda hız ve sıcaklık özellikleri için 55000 hücre sayısının yeterli olduğu gözlense de türbülans modelleri arasındaki farkları incelemek için 200000 hücre sayısı kullanılmıştır.

Bu bölümde k- $\epsilon$  ve k- $\zeta$ - $f$  türbülans modellerinin sırasıyla hız, sıcaklık, yakıt denge oranı ve emisyonlara olan etkileri incelenecektir. İyi bir analiz için düzlemin ortasından geçen kesit temel alınıp o kesitteki konturlara, enjeksiyon yayı boyunca olan özelliklerin değişimine ve silindir içindeki bazı ortalama değerlerin değişimi incelenecektir. Bu modeller için kullanılan matematiksel denklemler ayrıntılı olarak bölüm 3.5.1 ve 3.5.2'de açıklanmıştır.

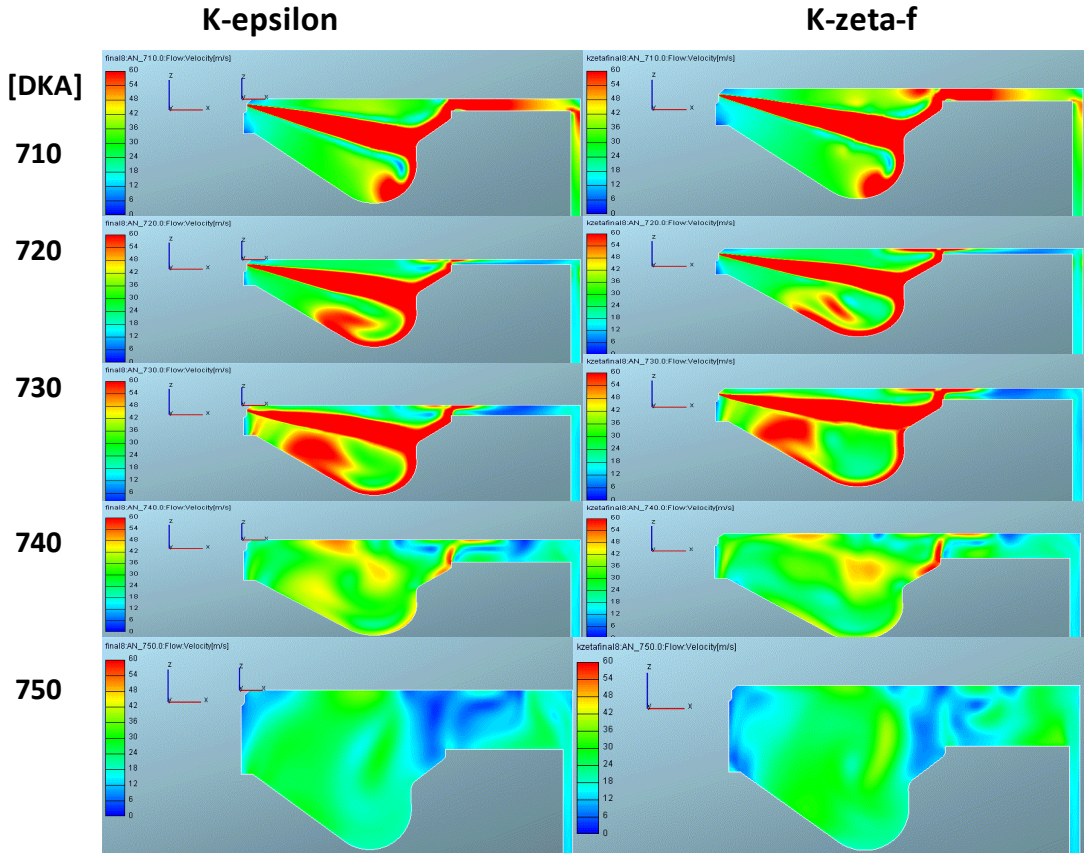
Aşağıda, k- $\zeta$ - $f$  ve k- $\epsilon$  türbülans modelleri için 710-735 DKA için hız vektörleri görülmektedir. Hız vektörlerinin skalası 0-100 arasındadır.



Şekil 6.9. 710 – 735 DKA için ve k- $\zeta$ -f ve k- $\epsilon$  türbülans modelleri için hız vektörleri

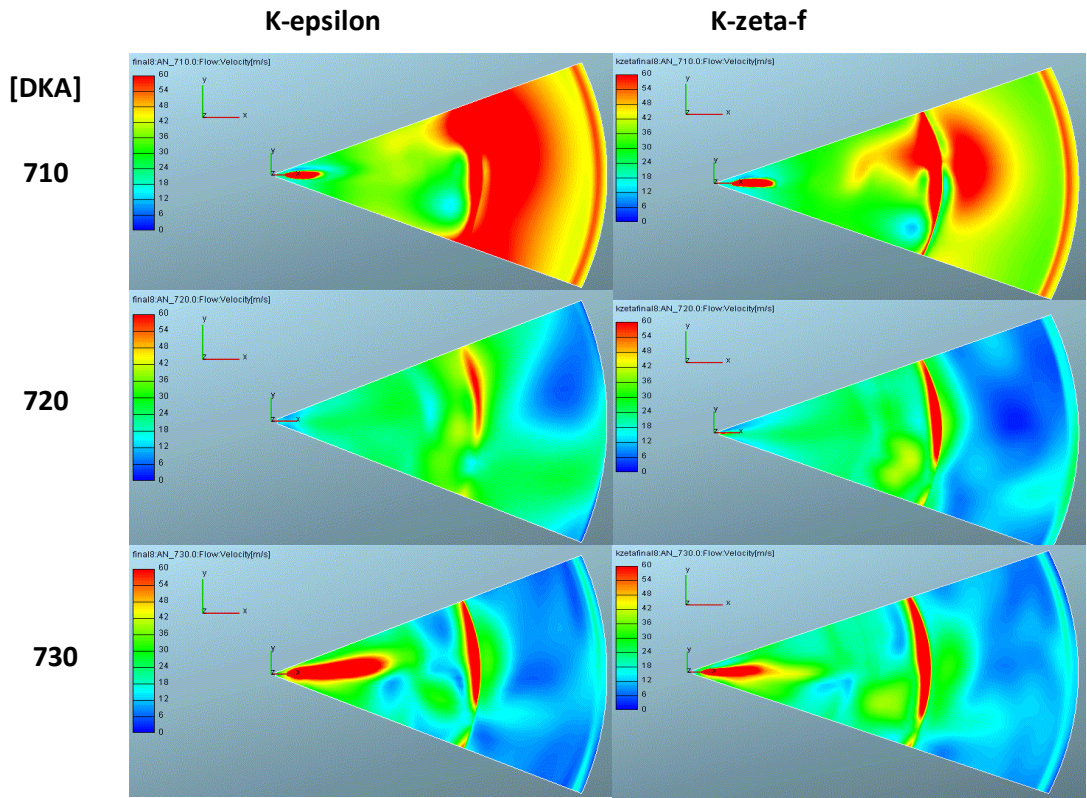
Şekil 6.9 incelendiğinde genel bir motor özelliği olan squish hareketi görülmektedir. Squish, piston yukarı çıkarken piston yüzeyi ile silindir kafası arasında sıkışan gazların merkeze doğru hareketidir. Bu hareket piston kesesi içinde ise dikey bir döngü hareketi (tumble) yaratır. Akışın duvara çarpıp geri döndüğü görülmekte ve bu da squish denen girdabın oluşmasına neden olmaktadır. Türbülans modelinin farklı olmasının hız vektörlerine sayısal değer olarak etkisi olmasına rağmen yön açısından pek bir etkisi olmadığı gözlenmektedir.

Şekil 6.10 ve Şekil 6.11'deki hız konturlarındaki ölçek 0-60 m/s arasındadır. Konturlardan anlaşıldığı üzere, farklı türbülans modelleri için hız çok fazla farklılık göstermemekle birlikte piston duvarlarına denk gelen yerlerde k- $\zeta$ -f türbülans modelinde hızın yaklaşık 20 m/s kadar daha fazla olduğu gözlenmektedir.

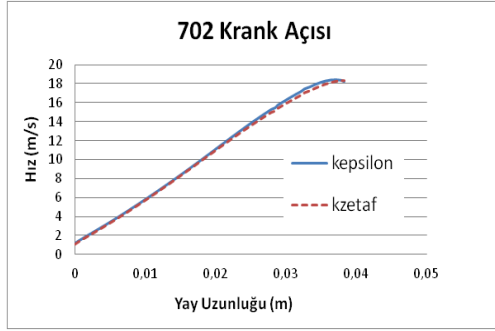


Şekil 6.10. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için hız konturları

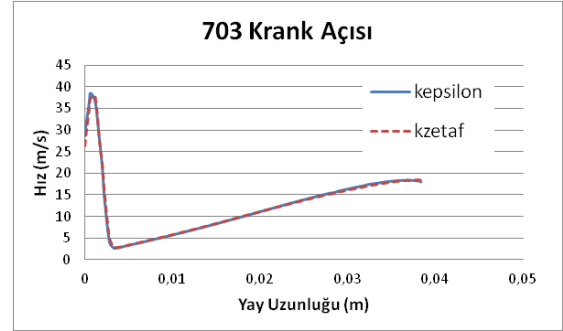
Şekil 6.12'deki enjeksiyon yayı boyunca elde edilen hız değerlerine bakıldığında ise yanmanın başlangıcında her iki türbülans modeli arasında önemli bir fark görülmezken yanmanın sonlarına doğru, özellikle enjeksiyon yayının sonunda  $k-\zeta-f$  türbülans modeliyle hız değerlerinin %40'a varan oranda daha yüksek hesaplandığı gözlenmektedir. Bu durumun;  $k-\zeta-f$  türbülans modelinin daha iyi bir karışım sağlamış olabileceğini düşündürmektedir.



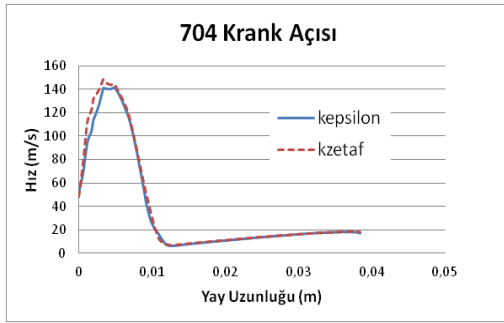
Şekil 6.11. Farklı türbülans modelleri için yatay konturlar



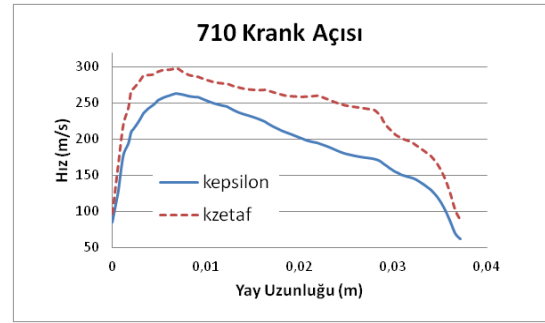
a)



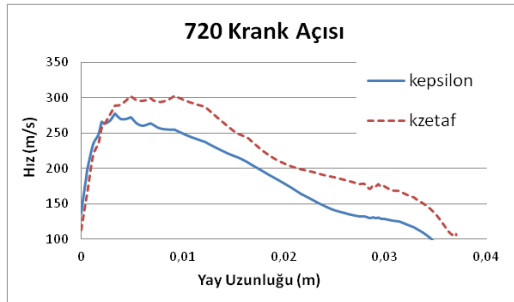
b)



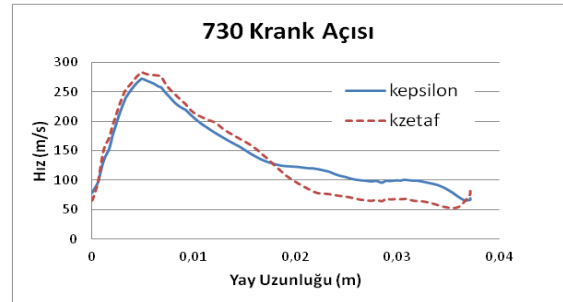
c)



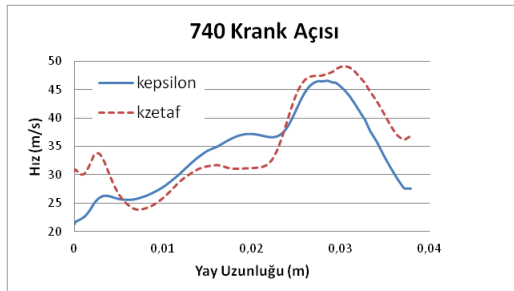
d)



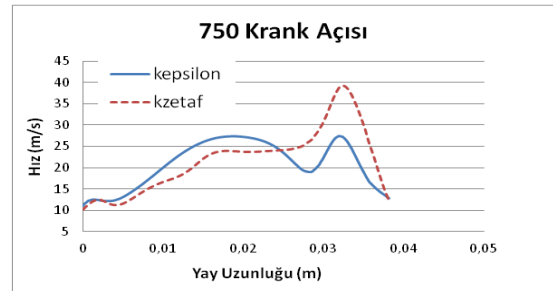
e)



f)



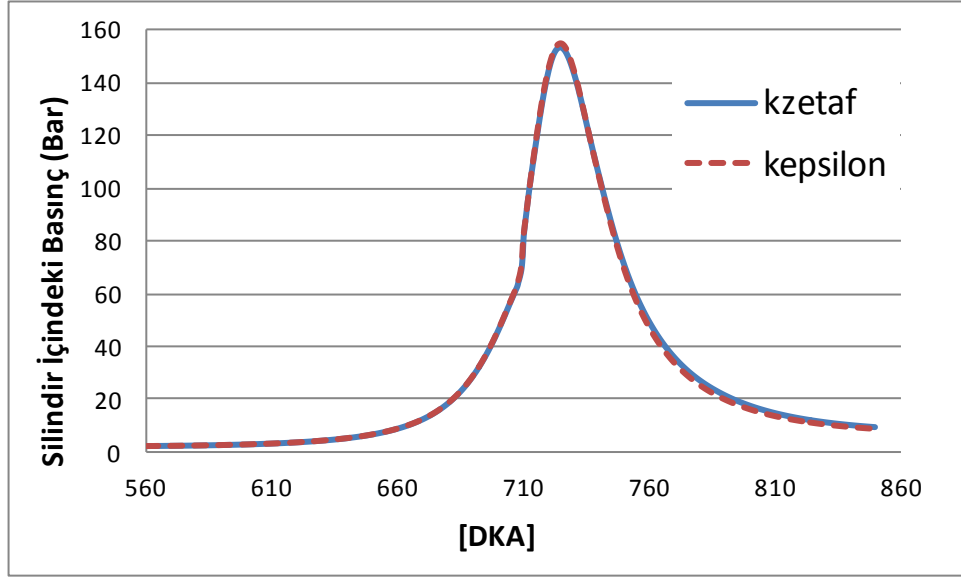
g)



h)

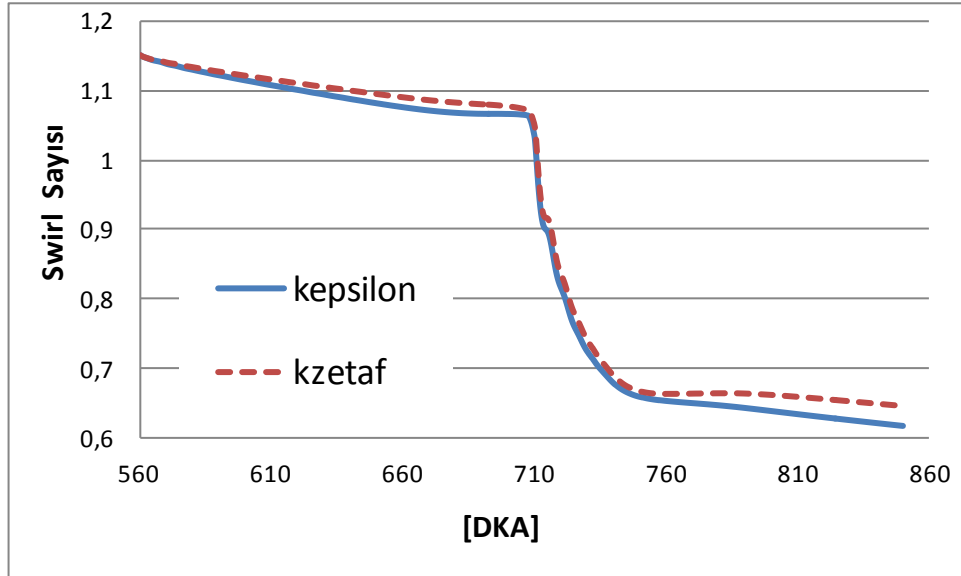
Şekil 6.12. Farklı türbülans modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan hız değerleri





Şekil 6.13. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için silindir içindeki basıncın değişimi

Şekil 6.13'ten görüldüğü üzere farklı yanma modelleri için silindir içindeki ortalama basınç değerleri pek farklılık göstermemektedir.

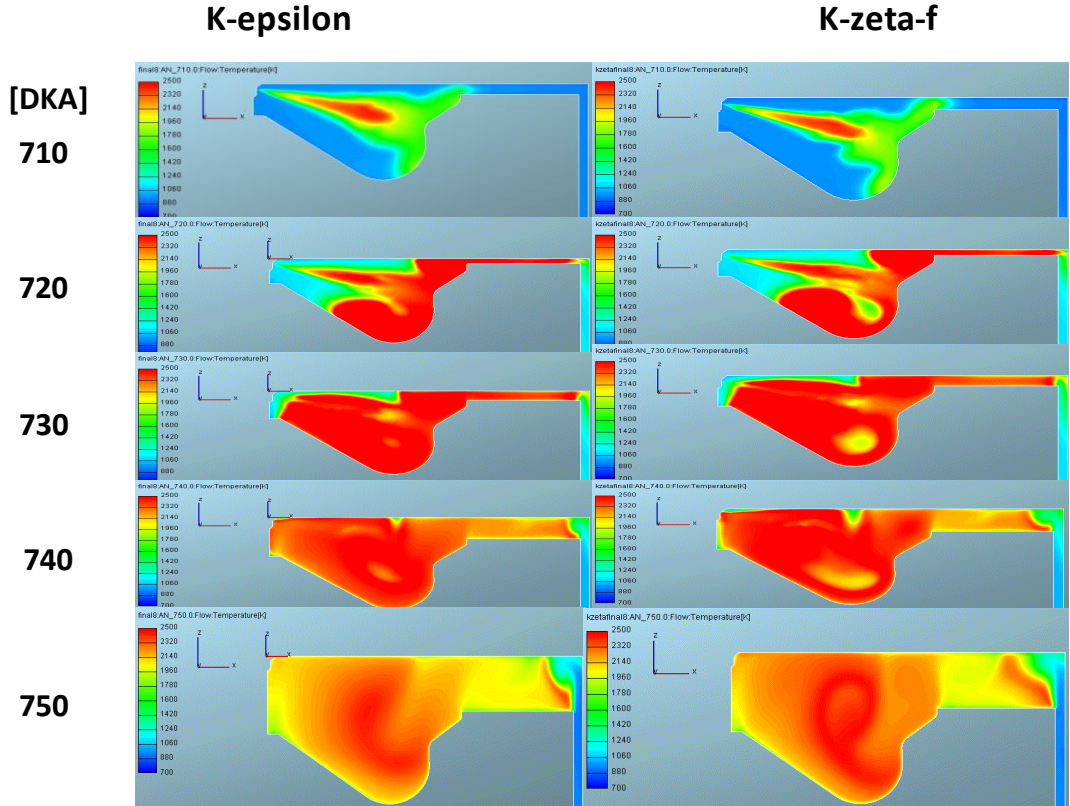


Şekil 6.14. Farklı türbülans modelleri için swirl sayısının krank açısıyla değişimi

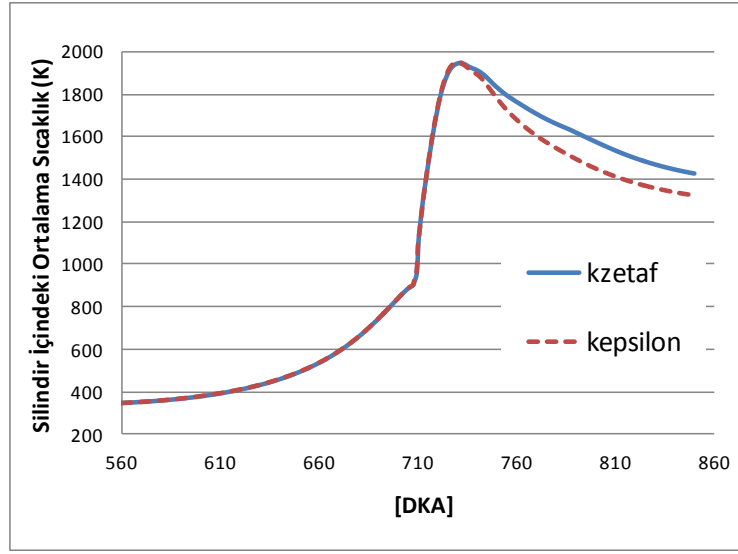
Şekil 6.14'te farklı türbülans modelleri için swirl sayısının değişimi gözlenmektedir. Şekilden görüldüğü üzere emme valfinin kapandığı anda swirl sayısının her iki türbülans modeli içinde 1,15 civarında olduğu, egzoz valfinin hemen açılmasından öncede swirl sayısının 0,62 civarına düştüğü gözlenmektedir. Swirl sayısının hesaplanmasında aşağıdaki denklem kullanılmıştır. Bu denklemde  $S$ ; swirl sayısını,  $\omega$ ; açılmal hızı,  $U$  aksenal hızı ifade etmektedir.

$$S = \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1 + R_2} \cdot \frac{\omega}{U} \quad (6.1)$$

Şekil 6.15'te  $k-\varepsilon$  ve  $k-\zeta-f$  için 700-2500 K aralığında, pistonun ortasından geçen düzlemdeki sıcaklık konturları gözlenmektedir. Şekilden anlaşıldığı üzere sıcaklığın  $k-\zeta-f$  türbülans modelinde yaklaşık 100 K civarında daha yüksek hesaplandığı görülmektedir.



Şekil 6.15. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için sıcaklık konturları



Şekil 6.16. Farklı türbülans modelleri için silindir içindeki ortalama sıcaklık değerleri

Yanma verimi;  $k-\zeta-f$  türbülans modeli ile aşağıdaki denklem yardımıyla % 98 civarında hesaplanmıştır.

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum_i x_i \cdot Q_{HVi}}{[\dot{m}_f / (\dot{m}_a + \dot{m}_f)] \cdot Q_{HVf}} \quad (6.2)$$

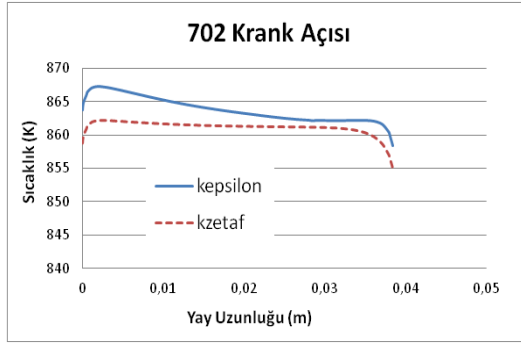
$x_i$ ; CO,  $H_2$ , HC ve partiküllerin kütle oranını,  $Q_{HVi}$ ; sırasıyla her birinin ısı değerlerini ve  $Q_{HVf}$  ise kullanılan yakıtın ısı değerini temsil etmektedir.

Şekil 6.16'da silindir içindeki  $k-\epsilon$  ve  $k-\zeta-f$  türbülans modelleri için silindir içindeki ortalama sıcaklık değerleri gözlenmektedir. Bu şekilden görüldüğü üzere yanma sırasında ortalama sıcaklık değerlerinde önemli bir fark görülmemesine rağmen yanmanın sonuna doğru yaklaşık 740 DKA' dan itibaren  $k-\zeta-f$  türbülans modelinin ortalama sıcaklığı yaklaşık 100 K daha fazla hesapladığı gözlenmektedir. Bunun nedeni ise Çizelge 6.1'deki yanmamış yakıt miktarı ve hız konturlarına bakılarak anlaşılabilir. Yanmamış yakıt miktarı  $k-\epsilon$  türbülans modelinde  $k-\zeta-f$  türbülans modeline göre yaklaşık 400 PPM daha fazladır ve hız konturlarına bakıldığında  $k-\zeta-f$  türbülans modelinin daha iyi bir karışım sağlamış olabileceği düşünülebilir. Ayrıca  $k-\zeta-f$  türbülans modelinin sıcaklığı duvara yakın yerlerde daha iyi hesapladığı

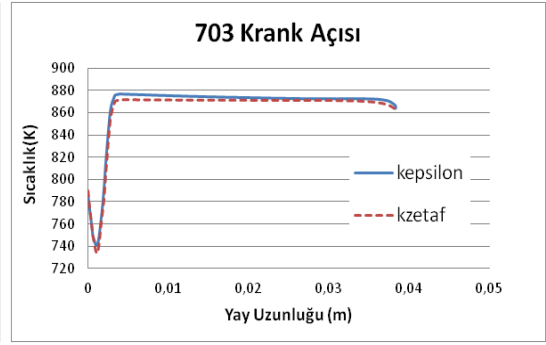
bilinmektedir.  $k-\epsilon$  türbülans modelindeki sıcaklığın  $k-\zeta-f$  türbülans modeline göre daha düşük olmasının sebebini açıklar.

Çizelge 6.1. Egzozdaki ortalama NO emisyonları ile ortalama yanmamış yakıt emisyonları

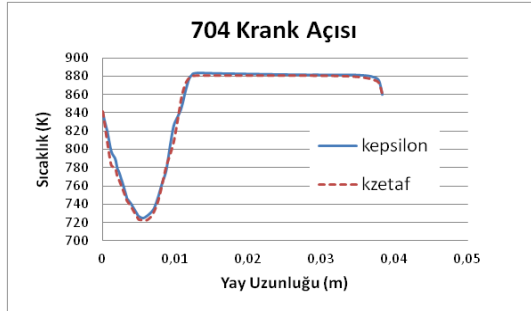
Egzozdaki Ortalama NO Emisyonları		Egzozdaki Ortalama Yanmamış Yakıt Emisyonları
$k-\epsilon$	284 PPM	1140 PPM
$k-\zeta-f$	476 PPM	737 PPM



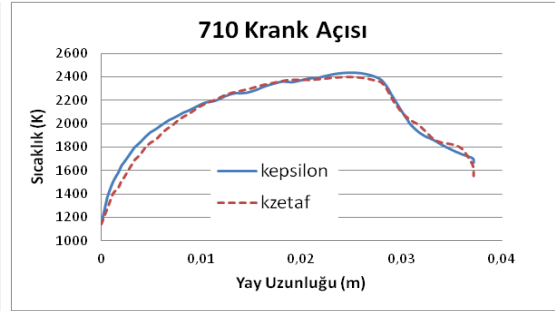
a)



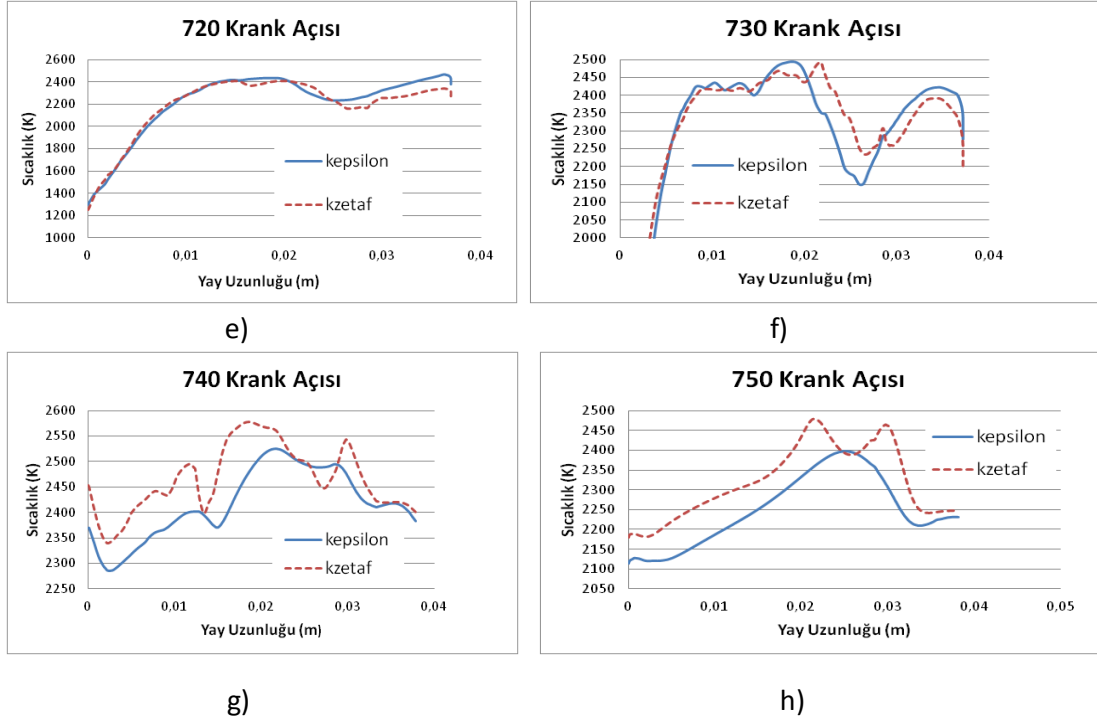
b)



c)



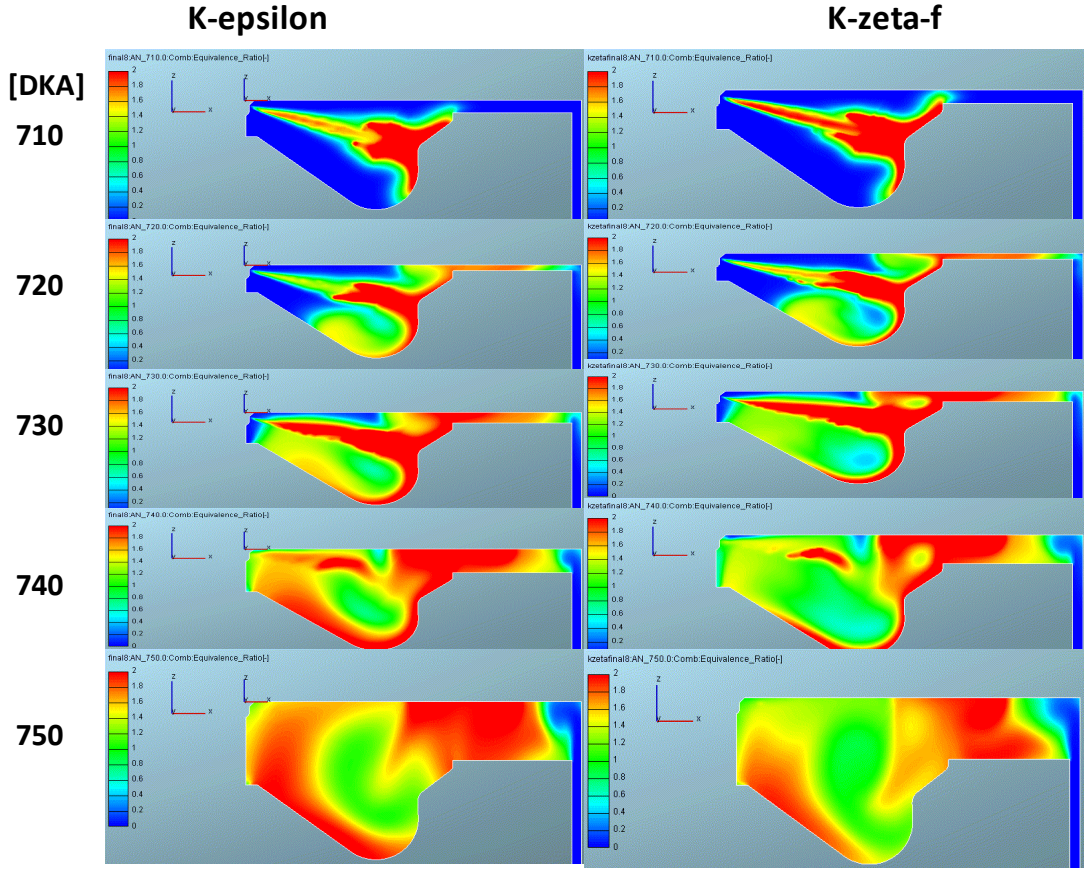
d)



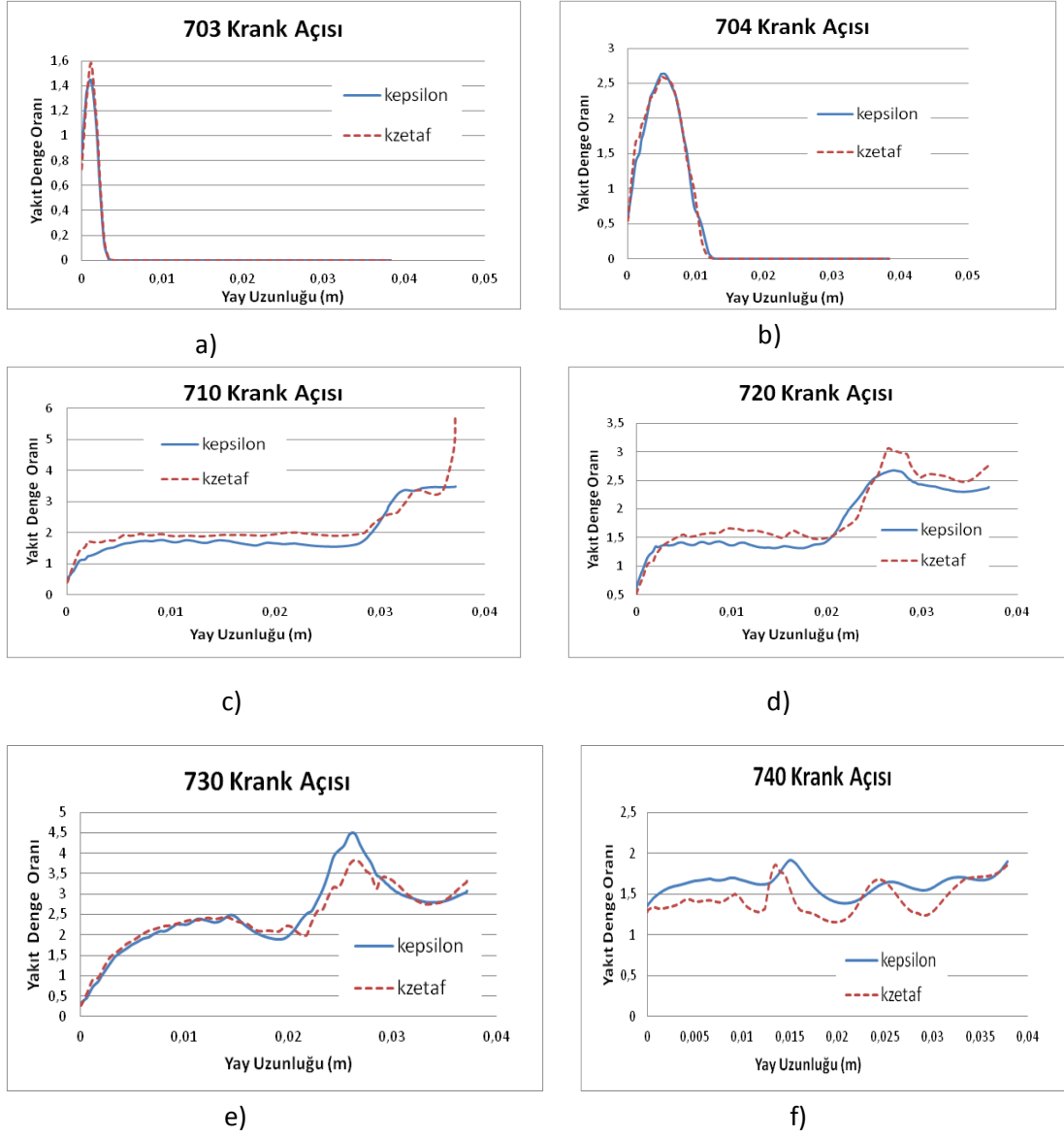
Şekil 6.17. (a) 702 (b) 703 (c) 704 (d) 710 (e) 720 (f) 730 (g) 740 (h) 750 DKA için farklı türbülans modellerinde enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan sıcaklık değerleri

Şekil 6.17'nin Şekil 6.16'ı desteklediği görülmektedir. Yanmanın başlangıcında iki türbülans modeli içinde enjeksiyon yayı boyunca olan sıcaklık değerlerinde önemli bir fark görülmezken yanmanın sonuna doğru ve yanma bittikten sonra aradaki farkın %5 oranında olduğu görülmektedir.

Şekil 6.18'de  $k-\epsilon$  ve  $k-\zeta-f$  için 0-2 aralığında, pistonun ortasından geçen düzlemdeki yakıt denge oranı konturları gözlenmektedir.



Şekil 6.18. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA için yakıt denge oranı konturları

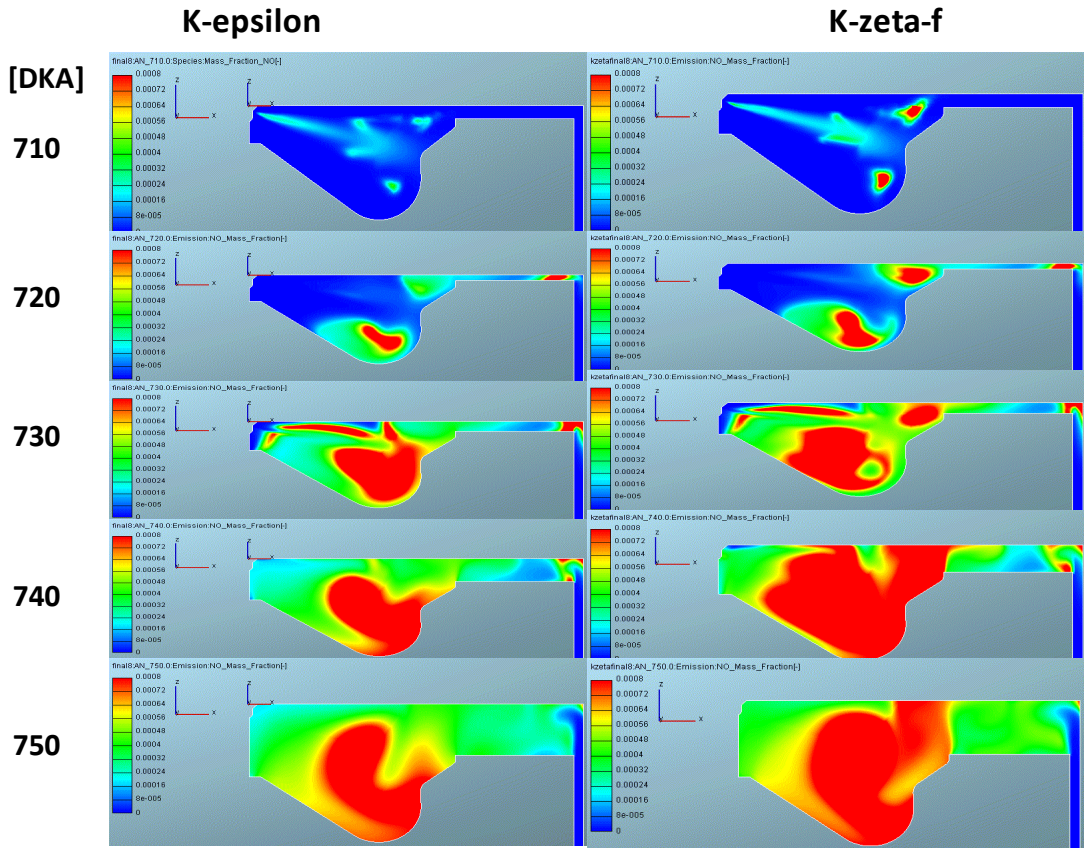


Şekil 6.19. (a) 703 (b) 704 (c) 710 (d) 720 (e) 730 (f) 740 DKA için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca farklı türbülans modelleri için yakıt denge oranı değerleri

Şekil 6.18 ve 6.19 incelendiğinde yanma boyunca yakıt denge oranının farklı türbülans modelleri için hem enjeksiyon çizgisi boyunca hem de y konturları incelendiğinde yanmanın başlangıcında yaklaşık aynı olduğu görülürken yanmanın sonuna doğru bu oranın k- $\epsilon$  türbülans modeli için k- $\zeta$ -f türbülans modeline göre biraz daha yüksek olduğu gözlenir. Silindirin içine püskürtülen yakıt miktarının; her iki türbülans modeli için de aynı olmasına rağmen enjeksiyon yayı boyunca olan

değerlerin farklılık göstermesi yakıtın buharlaşma hızının türbülans modeliyle farklılık gösterdiğini kanıtlar.

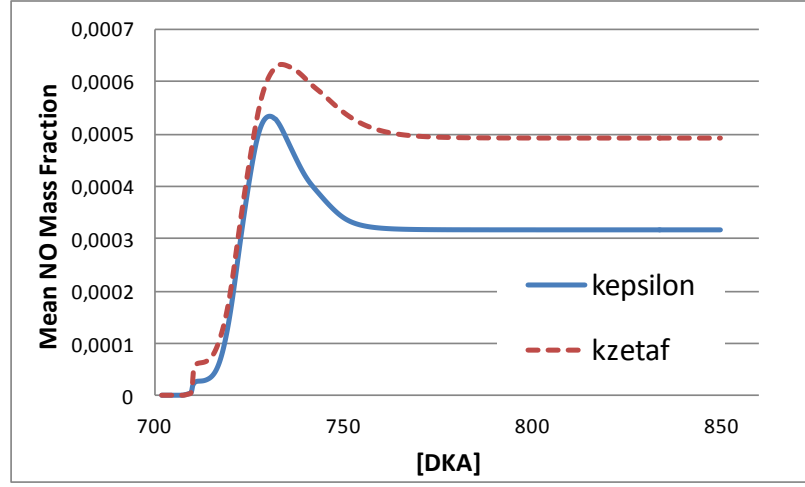
Şekil 6.20’de  $k-\epsilon$  ve  $k-\zeta-f$  için 0-0.0008 aralığında, pistonun ortasından geçen düzlemdeki NO kütle oranı konturları gözlenmektedir. Bu konturlardan net bir şekilde görülebildiği üzere  $k-\zeta-f$  türbülans modeliyle yapılan analiz sonucunda NO kütle oranının daha yüksek olduğu gözlenmektedir.



Şekil 6.20. Farklı türbülans modelleri için 710-750 DKA’ da NO kütle oranı konturları

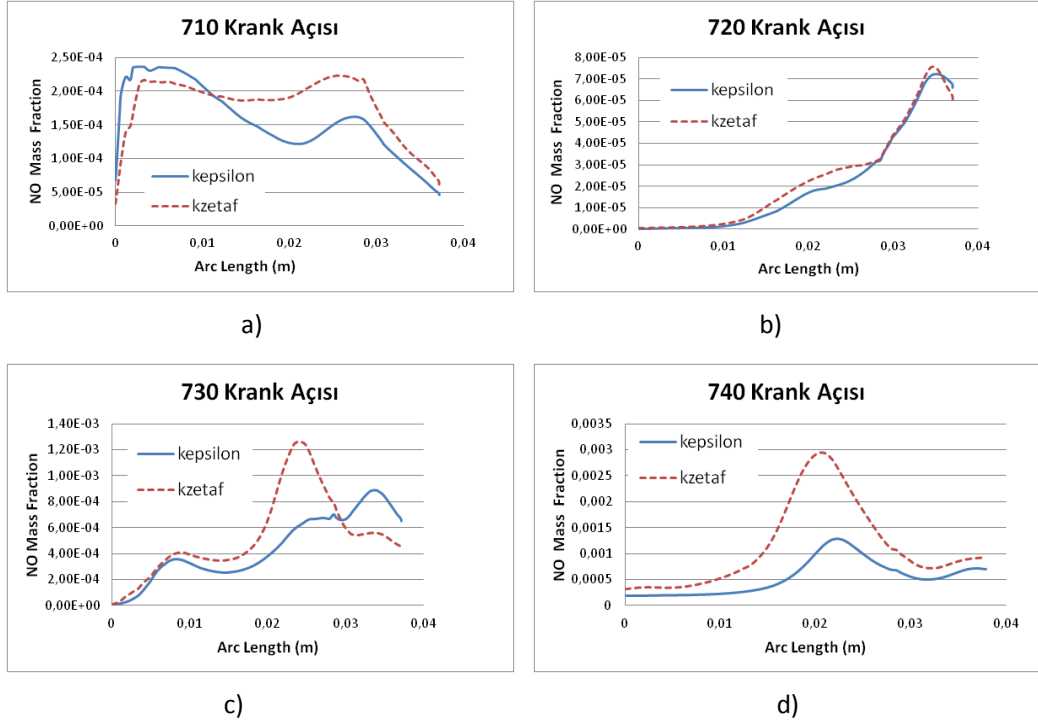
Sıcaklık grafiklerinin NO kütle oran grafiklerini takip ettiği gözlenmektedir. Sıcaklık değerleri  $k-\zeta-f$  türbülans modelinde daha yüksek olduğu için bu NO kütle oranını direkt etkilemiş ve yüksek değerlerin görülmesine neden olmuştur.





Şekil 6.21. Farklı türbülans modelleri için silindir içindeki ortalama NO kütle oranı

Şekil 6.21’de görüldüğü üzere silindir içine yakıtın püskürtülmeye başlamasıyla birlikte NO oluşmaya başlamıştır ve giderek maksimum değerine ulaşır; ancak yanma öncesinde silindir içindeki sıcaklık düşük olduğu için bu durum yanma gaz sıcaklığını da etkiler. Ayrıca silindir içindeki basınç artışı oluşan NO’ nun seyrelmesine ve azalmasına neden olur [55]. İki türbülans modelinin hesapladığı ortalama NO kütle oranı arasında % 40 oranında fark vardır.



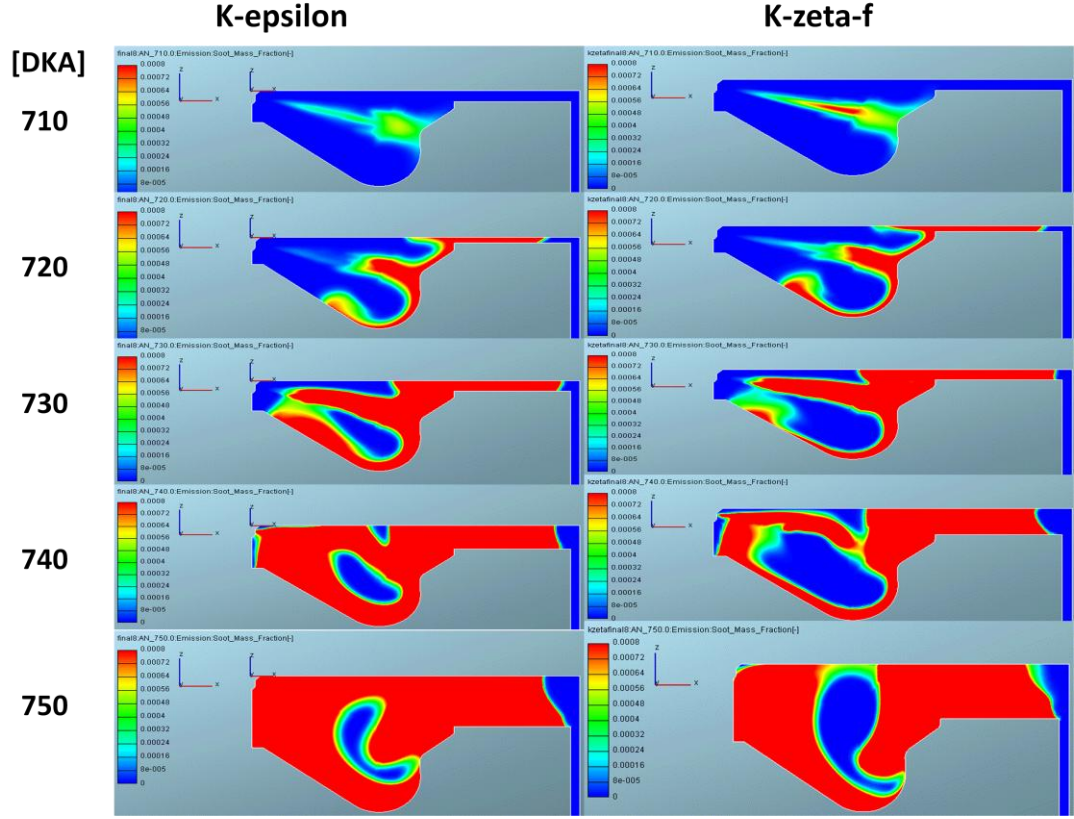
Şekil 6.22. Farklı türbülans modelleri için 710-740 DKA 'da enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan NO kütle oranı değerleri

Çizelge 6.1'den görüldüğü üzere yanmamış yakıt miktarı  $k-\epsilon$  türbülans modelinde  $k-\zeta-f$  türbülans modeline göre daha fazladır. Bu durum sıcaklık değerlerinin  $k-\epsilon$  türbülans modelinde daha düşük olmasına ve dolayısıyla NO emisyonunun da düşük olmasına neden olmuştur.

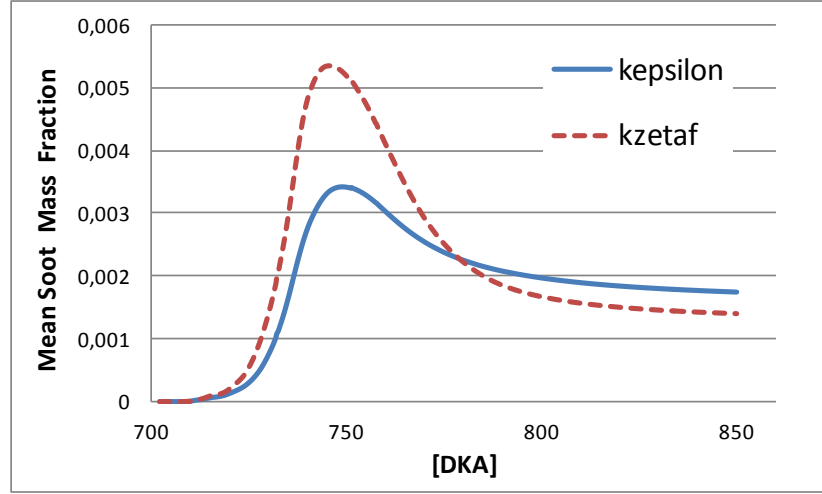
Akihama ve arkadaşları [23],  $\text{NO}_x$  oluşumunun 2000 Kelvin'in üstünde ve yakıt denge oranı 2'den küçükken oluştuğunu belirtmiştir. Sıcaklık ve yakıt denge oranı grafiklerinin de bu durumu desteklediği gözlenmektedir.

Şekil 6.23'te  $k-\epsilon$  ve  $k-\zeta-f$  için 0-0.0008 aralığında, pistonun ortasından geçen düzlemdeki is kütle oranı konturları gözlenmektedir. Konturlar incelendiğinde  $k-\zeta-f$  türbülans modeliyle yapılan analizde yanmanın başında 710-720 DKA aralığında is kütle oranının daha yüksek olduğu ancak 720 DKA' dan sonra  $k-\epsilon$  türbülans

modelindeki is kütle oranının daha yüksek olduğu gözlenmektedir. k- $\zeta$ -f türbülans modelinde sıcaklık daha yüksek olduğu için is (soot) daha iyi yakılır ve dolayısıyla k- $\epsilon$  türbülans modeline göre daha az is gözlenir.

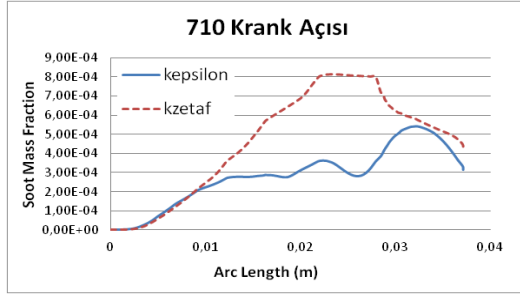


Şekil 6.23. 710-750 DKA ‘da farklı türbülans modelleri için is (soot) kütle oranı konturları

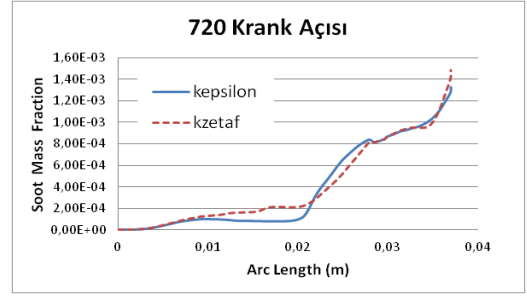


Şekil 6.24. Farklı türbülans modelleri için ortalama is kütle oranı değerleri

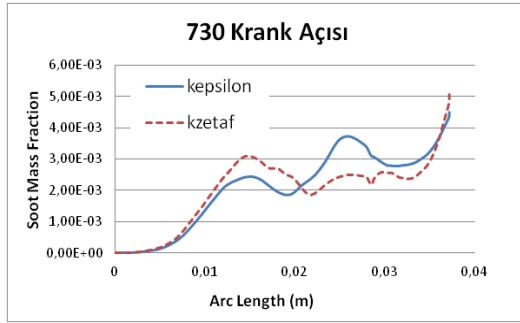
Şekil 6.24 incelendiğinde ise ortalama is kütle oranının yanmanın başlangıcından sonuna kadar  $k-\zeta-f$  türbülans modelinde  $k-\epsilon$  türbülans modeline göre daha yüksek değerler göstermesine karşılık yanma bittikten sonra bu değerlerin  $k-\zeta-f$  türbülans modelinde daha düşük olduğu görülür. Bu durumda  $y$  konturlarını desteklemektedir. Silindirin içindeki is  $k-\zeta-f$  türbülans modelinde daha iyi yakılmaktadır. Ancak 750 DKA' da silindir içindeki sıcaklık  $k-\epsilon$  türbülans modeline göre daha yüksek olduğu için ortalama is kütle oranı da daha yüksektir.



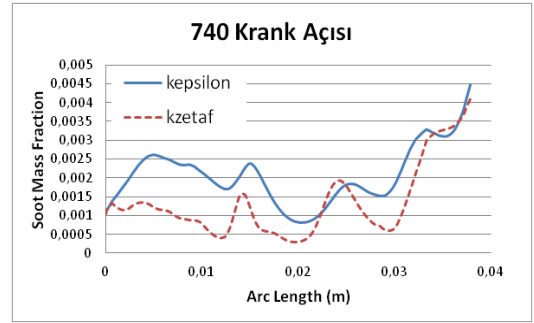
a)



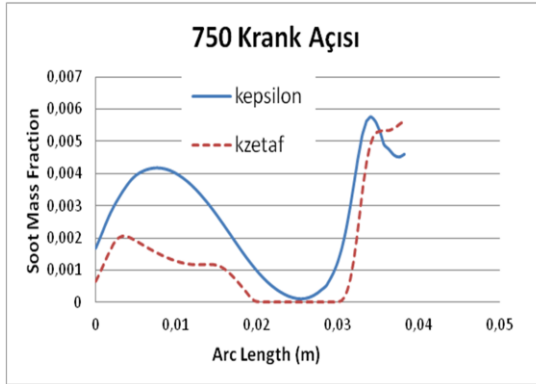
b)



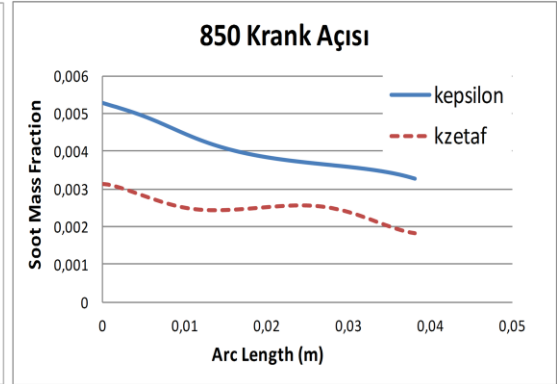
c)



d)



e)



f)

Şekil 6.25. Farklı türbülans modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan is kütle oranı değerleri

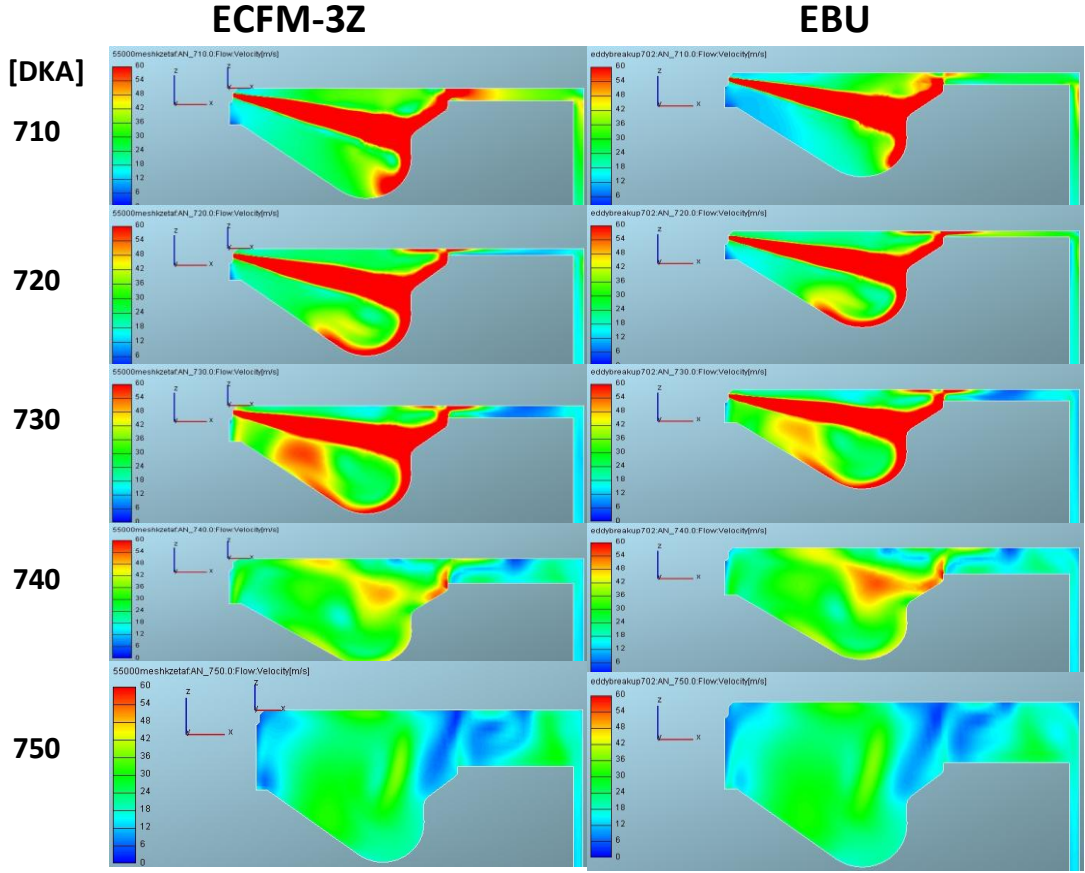
Şekil 6.25'in Şekil 6.23'ü desteklediği görülmektedir. Akihama ve arkadaşları [23], isin 1500 K ve 2400 K sıcaklık arasında ve yakıt denge oranı 2'den büyük olduğu durumlarda oluştuğunu göstermişlerdir. İsin yakılma durumu için ise Andersson ve arkadaşları [54] isin düşük yakıt denge oranlarında yakıldığını gözlemlemişlerdir.

Bu durumda isin yaklaşık 704-730 DKA arasında oluşup 730 DKA' dan sonra yanmaya başladığı söylenebilir.

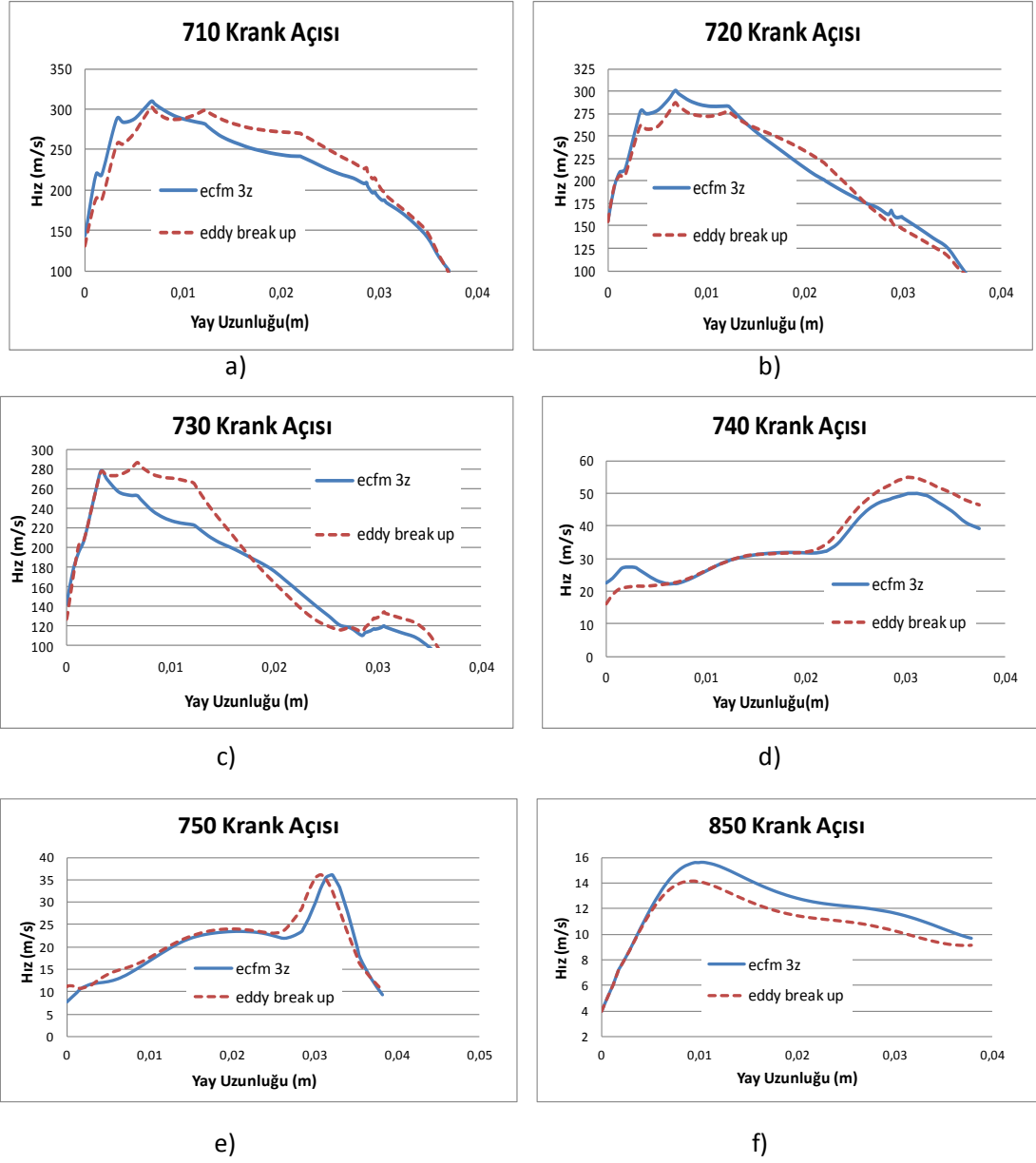
### **6.3. Yanma Modelinin Sıcaklık ve Emisyonlara Olan Etkisi**

Bir CFD analizinde yanma modelinin sonuca etkisi büyüktür. Yanma modelleri; süreklilik ve momentum denklemlerinin çözülerek yanma reaksiyonlarının modellenmesi şeklindedir. Bu bölümde ECFM-3Z ve EBU yanma modellerinin sırasıyla hız, sıcaklık, yakıt denge oranı ve emisyonlara olan etkileri incelenecektir. İyi bir analiz için düzlemin ortasından geçen kesit temel alınıp o kesitteki konturlara, enjeksiyon yayı boyunca olan özelliklerin değişimine ve silindir içindeki ortalama özelliklerin değişimi incelenmiştir. Bu modeller için kullanılan matematiksel denklemler ayrıntılı olarak bölüm 3.6.1 ile 3.6.2 'de açıklanmıştır.

Şekil 6.26 ve Şekil 6.27'den görüldüğü üzere yanma süresince her iki yanma modeli içinde hız değerlerinin pek fazla farklılık göstermediği görülmekle birlikte Şekil 6.27 incelendiğinde yanma bittikten sonra akış hızlarının ECFM-3Z yanma modelinde EBU' ya göre yaklaşık %15 daha fazla olduğu görülür.



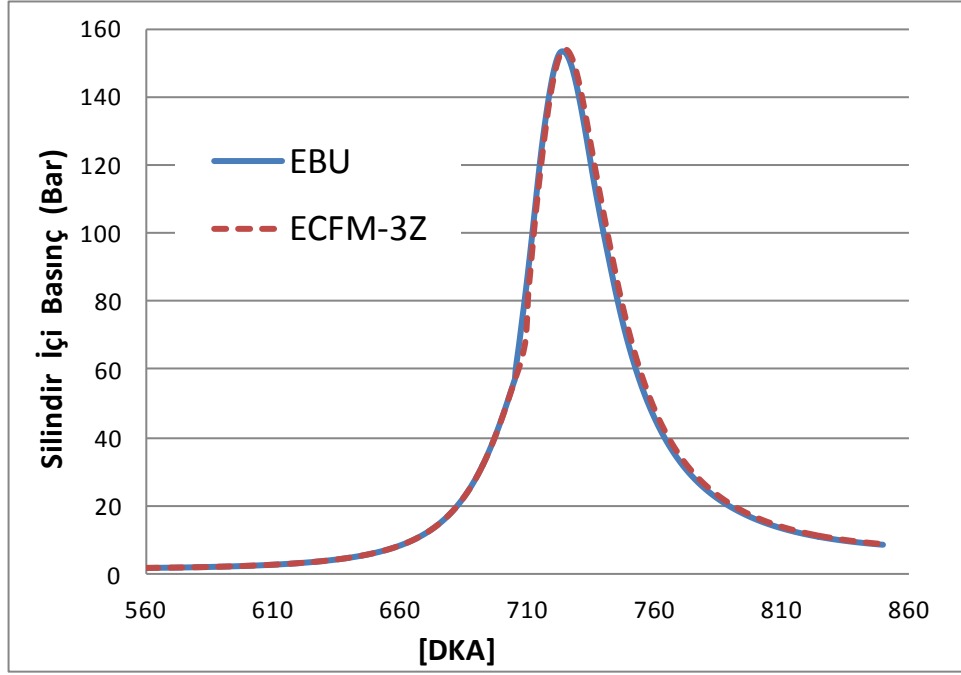
Şekil 6.26. 710-750 DKA 'da farklı yanma modelleri için hız konturları



Şekil 6.27. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA için farklı yanma modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca hız değerlerinin değişimi

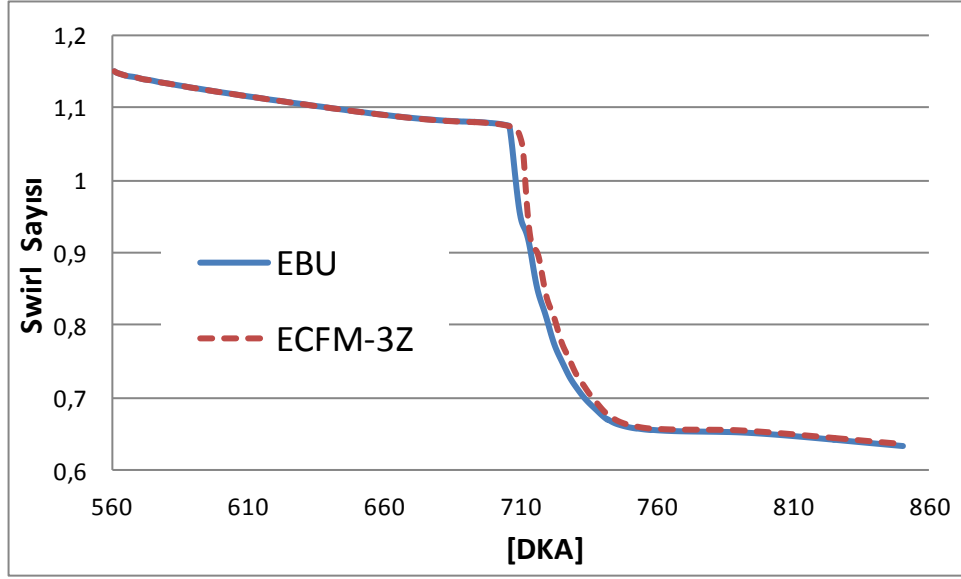
Yakıt enjeksiyonu boyunca her iki yanma modeli içinde görülen hız değerlerinin maksimum 280-300 m/s civarında olduğu görülmektedir ve yakıt enjeksiyonunun hemen bitiminde ise hız değerlerinin 50 m/s civarında olduğu gözlenmektedir.





Şekil 6.28. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için silindir içindeki basıncın değişimi

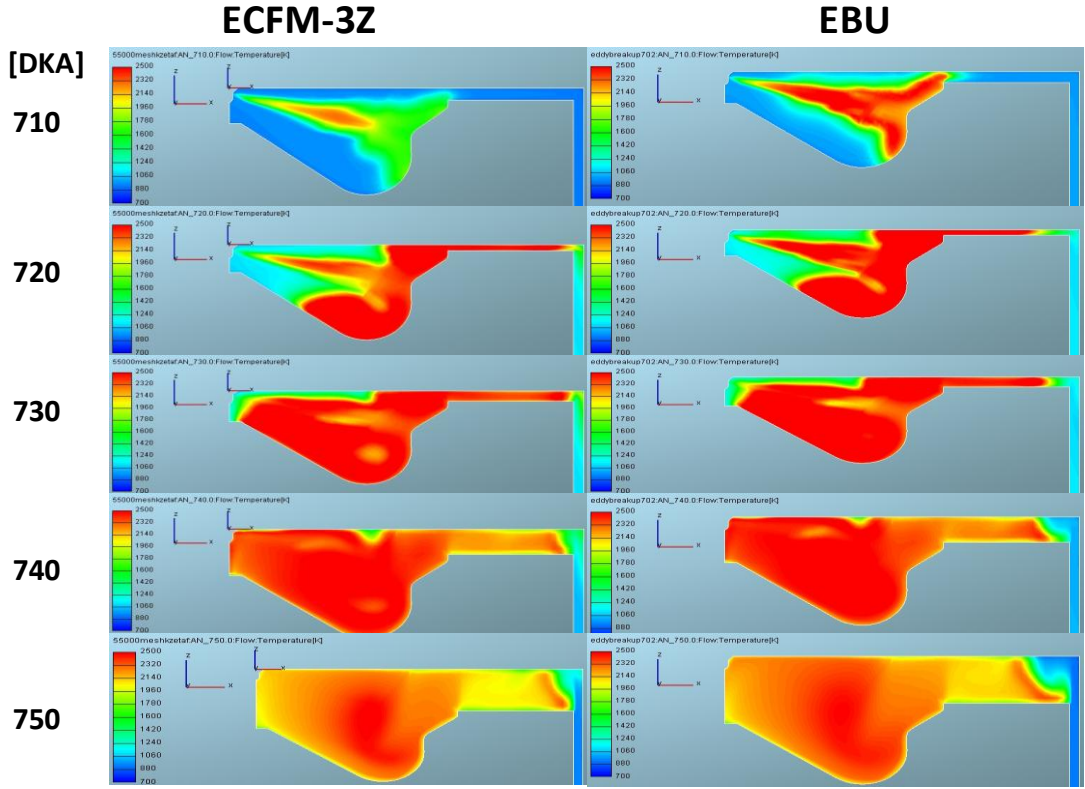
Şekil 6.28'den görüldüğü üzere farklı yanma modelleri için silindir içindeki ortalama basınç değerleri pek farklılık göstermemektedir.



Şekil 6.29. Krank açısına bağlı olarak farklı yanma modelleri için swirl sayısının değişimi

Şekil 6.29’da farklı türbülans modelleri için swirl sayısının değişimi gözlenmektedir. Şekilden görüldüğü üzere emme valfinin kapandığı anda swirl sayısının her iki yanma modeli içinde 1,15 civarında olduğu, egzoz valfinin hemen açılmasından öncede swirl sayısının 0,62 civarına düştüğü gözlenmektedir.

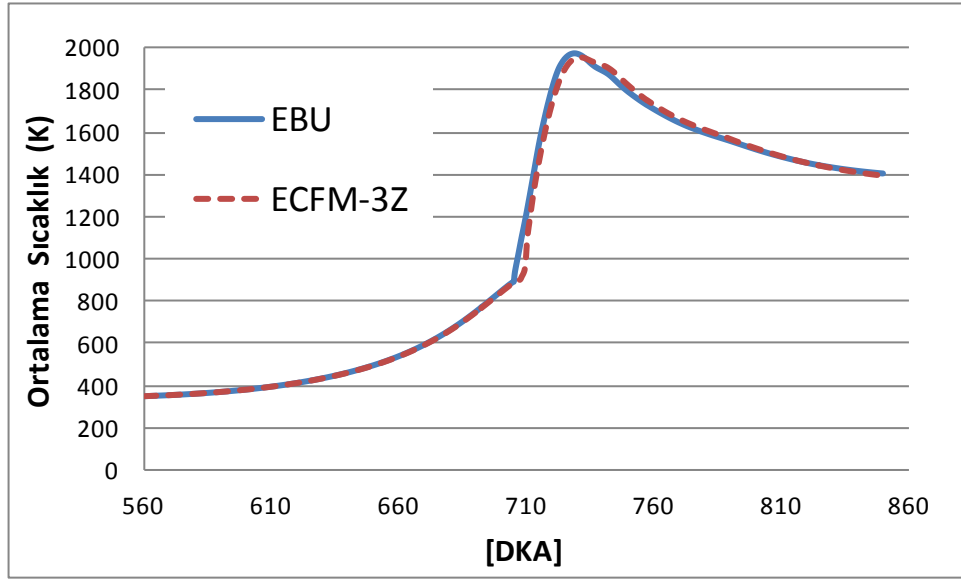
Şekil 6.30’da 700-2500 K sıcaklık skalası için pistonun ortasından geçen düzlem için olan sıcaklık konturları ile Şekil 6.31’deki enjeksiyon çizgisi boyunca olan sıcaklıklar incelendiğinde EBU yanma modelinde sıcaklığın yanmanın başlarında ECFM-3Z yanma modeline göre 300 K civarında daha fazla olduğu görülmektedir. Çizelge 6.2’deki her iki yanma modeli içinde yanmamış yakıt miktarı incelendiğinde bunun ECFM-3Z yanma modeli için daha yüksek olduğu görülür. Dolayısıyla bu da ECFM-3Z yanma modelindeki sıcaklığın daha düşük olmasını gerektirir.



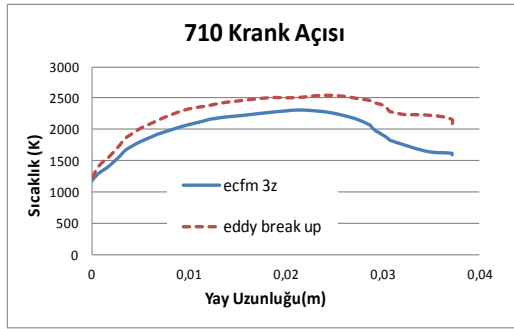
Şekil 6.30. 710-750 DKA 'da farklı yanma modelleri için sıcaklık konturları

Çizelge 6.2. Egzozdaki ortalama NO emisyonları ile ortalama yanmamış yakıt emisyonları

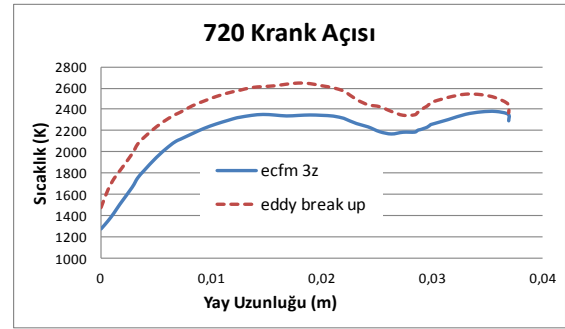
Egzozdaki Ortalama NO Emisyonları		Egzozdaki Ortalama Yanmamış Yakıt ve Hidrokarbon Emisyonları
<b>ECFM-3Z</b>	332 PPM	2883 PPM
<b>EBU</b>	2510 PPM	2190 PPM



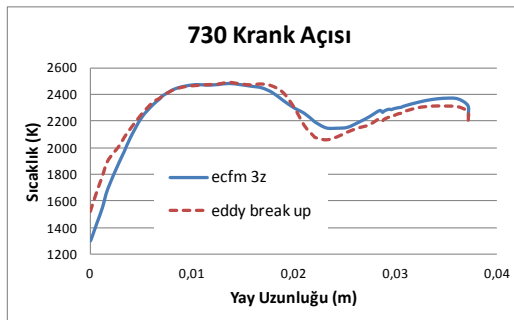
Şekil 6.31. Farklı yanma modelleri için ortalama sıcaklık değerleri



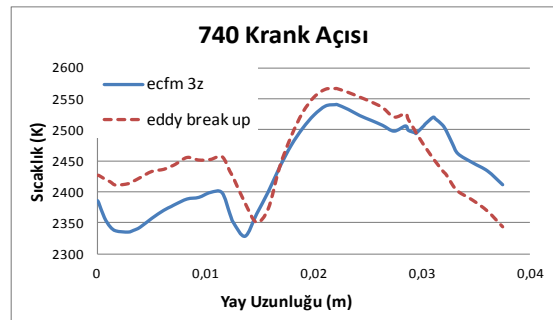
a)



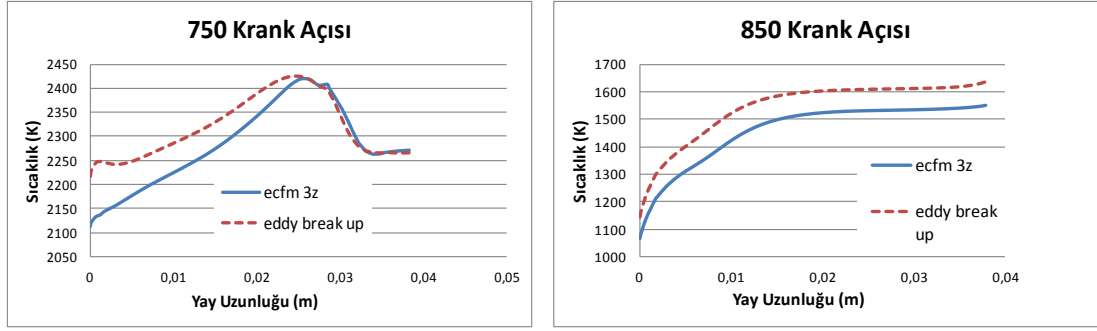
b)



c)



d)



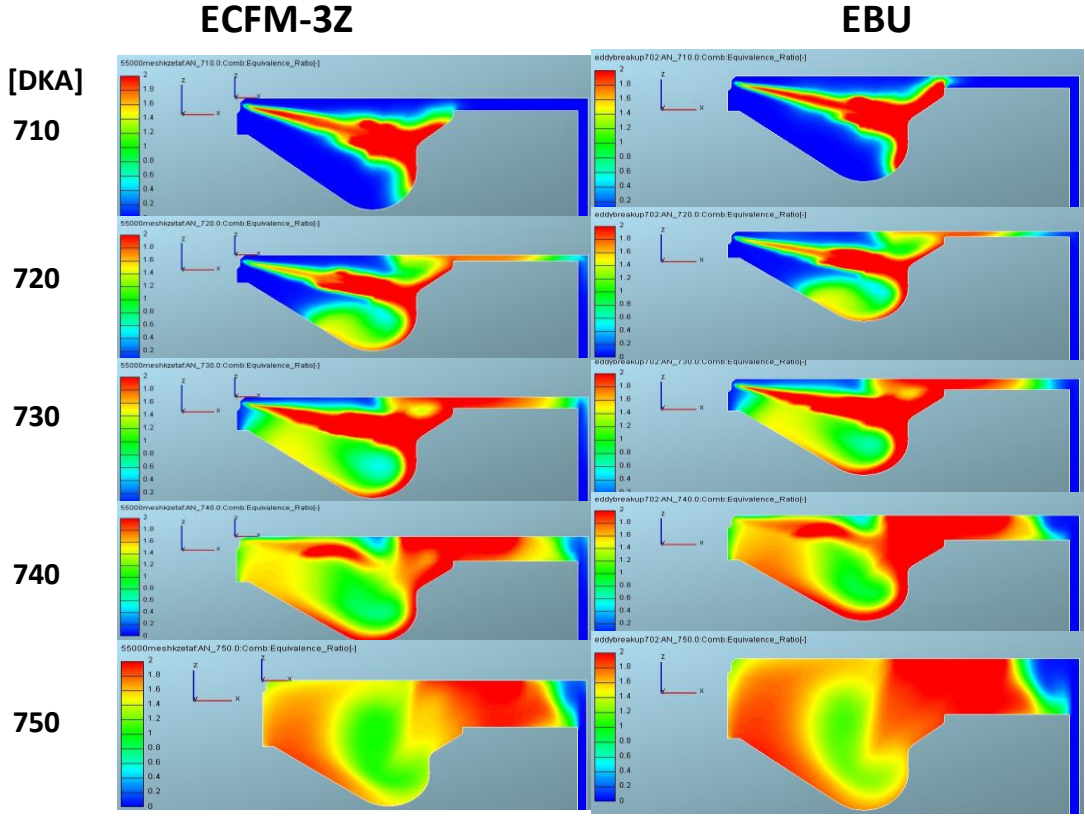
e)

f)

Şekil 6.32. (a) 710 (b) 720 (c) 730 (d) 740 (e) 750 (f) 850 DKA' da farklı yanma modelleri için enjeksiyon yay uzunluğu boyunca sıcaklık değerleri

Şekil 6.32'den görüldüğü üzere 850 DKA' da EBU yanma modelinin ECFM-3Z yanma modeline göre sıcaklığı % 6-7 oranında daha yüksek hesapladığı gözlenmektedir.

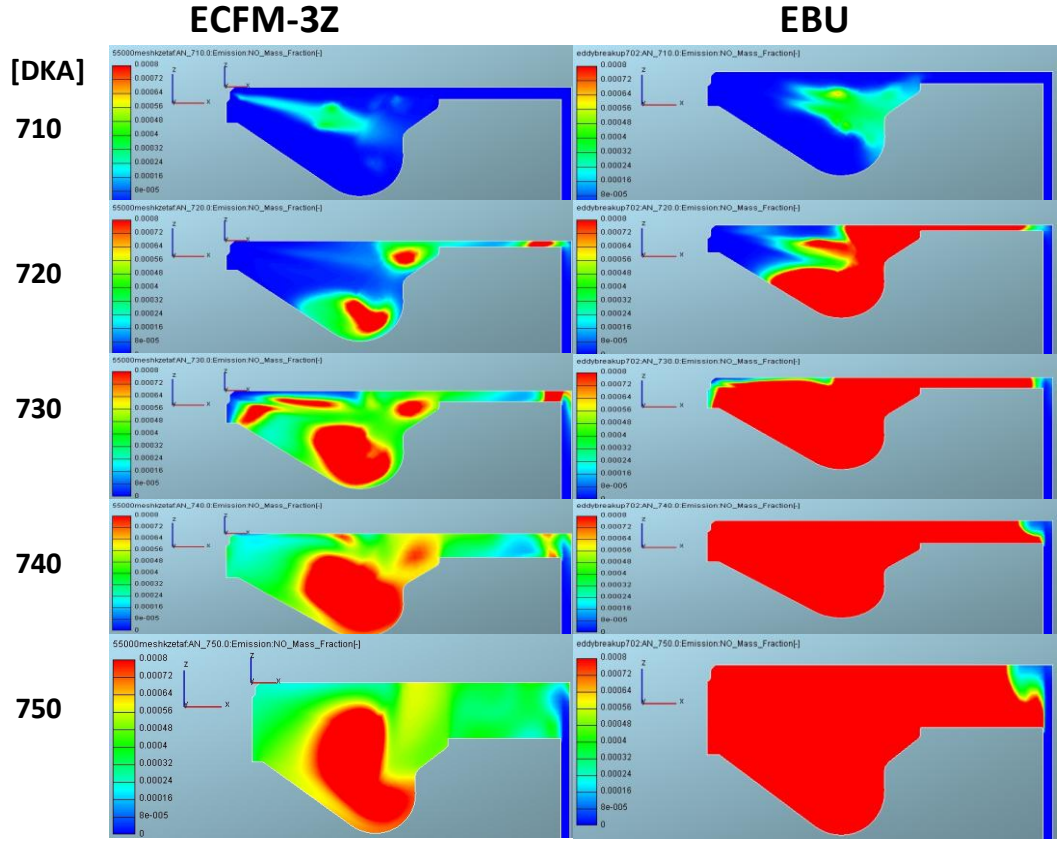
Şekil 6.33'de ECFM-3Z ve EBU yanma modelleri için 0-2 aralığında, pistonun ortasından geçen düzlemdeki yakıt denge oranı konturları gözlenmektedir. Konturlar incelendiğinde EBU yanma modelindeki yakıt denge oranının ECFM-3Z'ye göre daha fazla olduğu gözlenir.



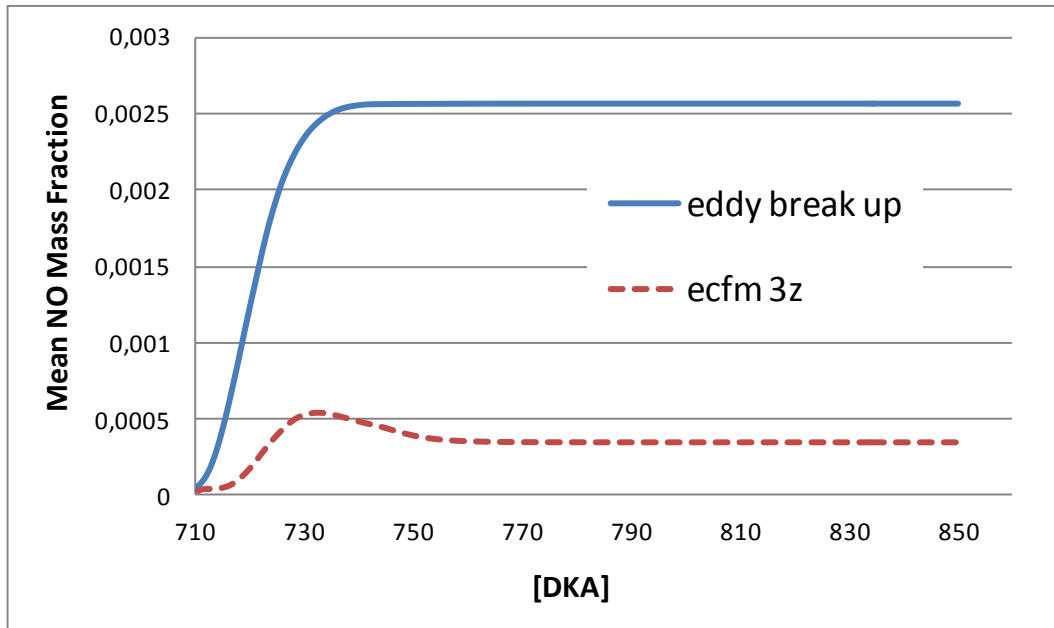
Şekil 6.33. 710-750 DKA'da farklı yanma modelleri için yakıt denge oranı konturları

Şekil 6.33 incelendiğinde yanma boyunca EBU yanma modelinde yakıt denge oranının ECFM-3Z yanma modeline göre daha yüksek olduğu gözlenir. Bunun nedeni de yine yakıt denge oranının buharlaşan yakıt üzerinden hesaplamasıdır. EBU yanma modelinde ortaya CO çıkmamaktadır. Yani yanmamış hidrokarbon görülmemektedir. EBU yanma modelinde yanmış yakıtın daha fazla olduğu düşünüldüğünde yakıt denge oranının daha yüksek çıkması normaldir.

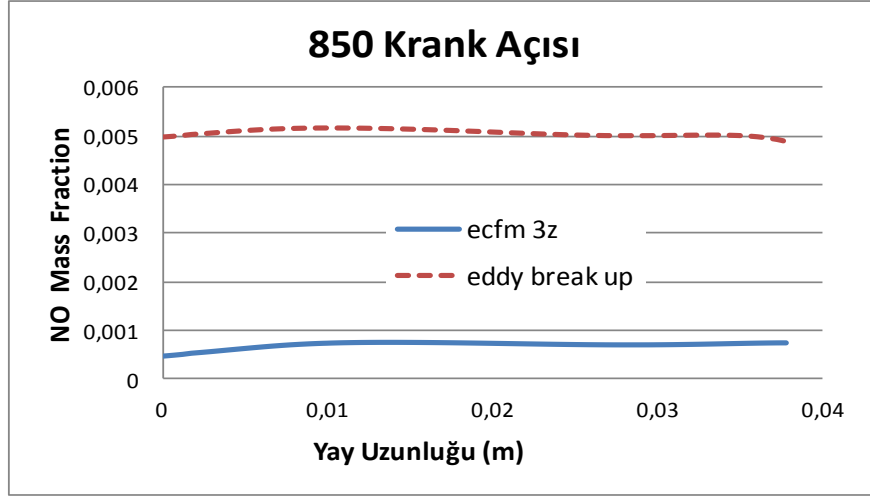
Şekil 6.34, 6.35 ve 6.36 incelendiğinde EBU yanma modelindeki NO emisyonlarının ECFM-3Z yanma modeline göre daha fazla olduğu görülür. Çünkü EBU yanma modelindeki sıcaklık değerleri ECFM-3Z yanma modeline göre daha fazladır.



Şekil 6.34. Farklı yanma modelleri için 710-750 DKA 'da NO kütle oranı konturları



Şekil 6.35. Farklı yanma modellerinin ortalama NO kütle oranına olan etkisi

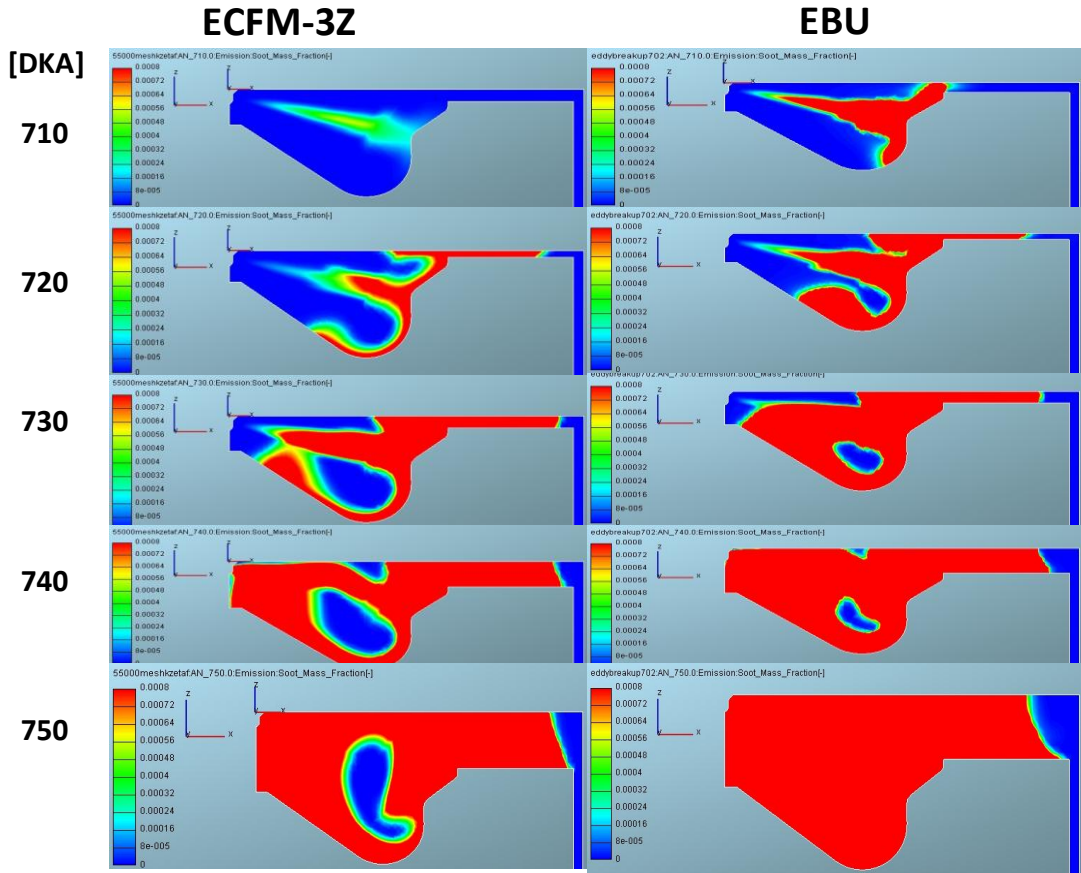


Şekil 6.36. Farklı yanma modelleri için egzozdaki NO kütle oranı değerlerinin enjeksiyon yay uzunluğu boyunca değişimi

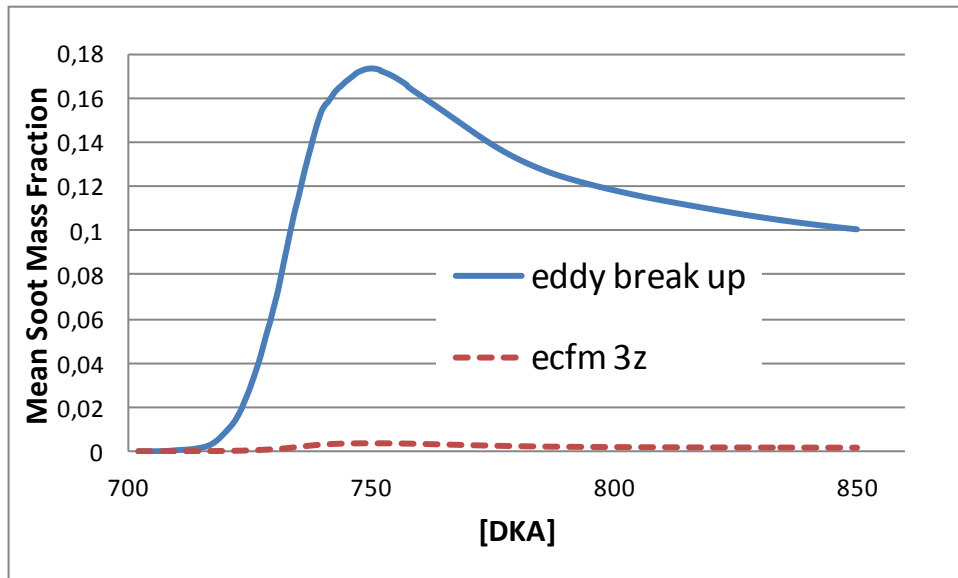
Şekil 6.36'daki enjeksiyon yay uzunluğu boyunca olan egzozdaki NO emisyon değerleri incelendiğinde aradaki farkın fazla olduğu görülmektedir. Bunu Çizelge 6.2'deki her iki yanma modeli için olan ortalama NO emisyon değerlerinin takip ettiği görülür. EBU yanma modelindeki ortalama NO emisyonu 2510 PPM civarındayken bu değer ECFM-3Z yanma modelinde 332 PPM değerini gösterdiği görülür.

Şekil 6.37 ve Şekil 6.38 incelendiğinde EBU yanma modelindeki is emisyonlarının ECFM-3Z yanma modeline göre daha fazla olduğu görülür. Aslında bu durum tam olarak beklenmeyen bir durumdur. Çünkü EBU yanma modelinde ECFM-3Z yanma modeline göre sıcaklık daha fazladır ve yanmayan is emisyonunun yanmanın sonuna doğru EBU yanma modelinde daha az olması beklenmektedir.



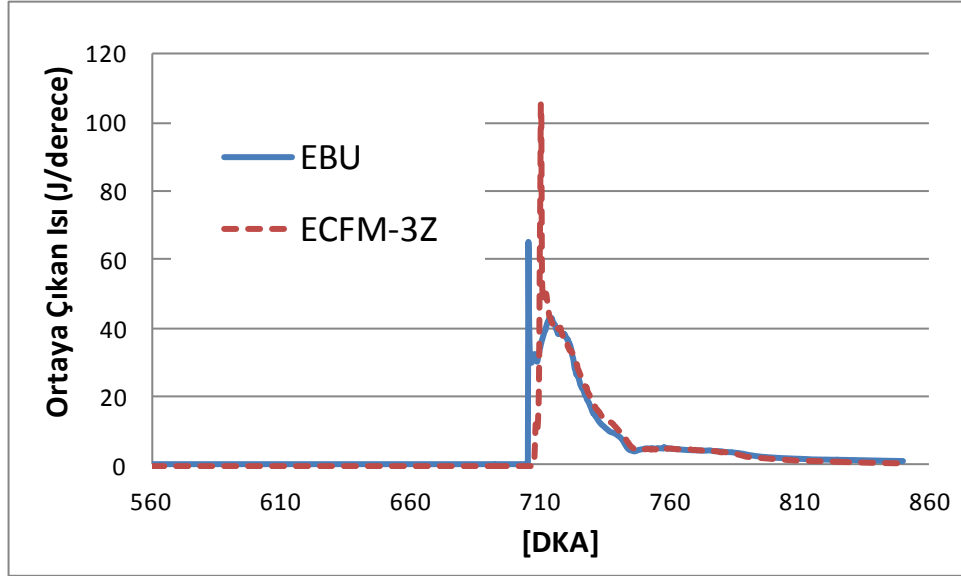


Şekil 6.37. Farklı yanma modelleri için 710-750 DKA'da is kütle oranı konturları



Şekil 6.38. Farklı yanma modellerinin ortalama is (soot) emisyonuna olan etkisi

Şekil 6.38 incelendiğinde EBU yanma modelindeki ortalama is emisyonu ile ECFM-3Z yanma modelindeki ortalama is emisyonu arasındaki farkın çok fazla olduğu görülür. Yanmamış yakıt miktarının EBU yanma modelinde ECFM-3Z yanma modeline göre daha az iken ortaya çıkan is (soot) miktarının EBU yanma modelinde daha yüksek olmasının nedeni EBU yanma modelinin  $k-\zeta-f$  türbülans modeli ile birlikte verdiği sonuçların gerçekçi olmadığını düşündürmektedir. Çünkü ECFM-3Z yanma modeli yanmaya giren  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ , CO,  $H_2$ ,  $H_2O$ , O, H, N, OH ve NO 'nun ortalama değeri için transport denklemlerini uygularken EBU yanma modeli ise ortalama türbülans tepki oranının yakıt ve oksijen içeren türbülans girdaplarının yayılma oranına göre çözüm yapar.

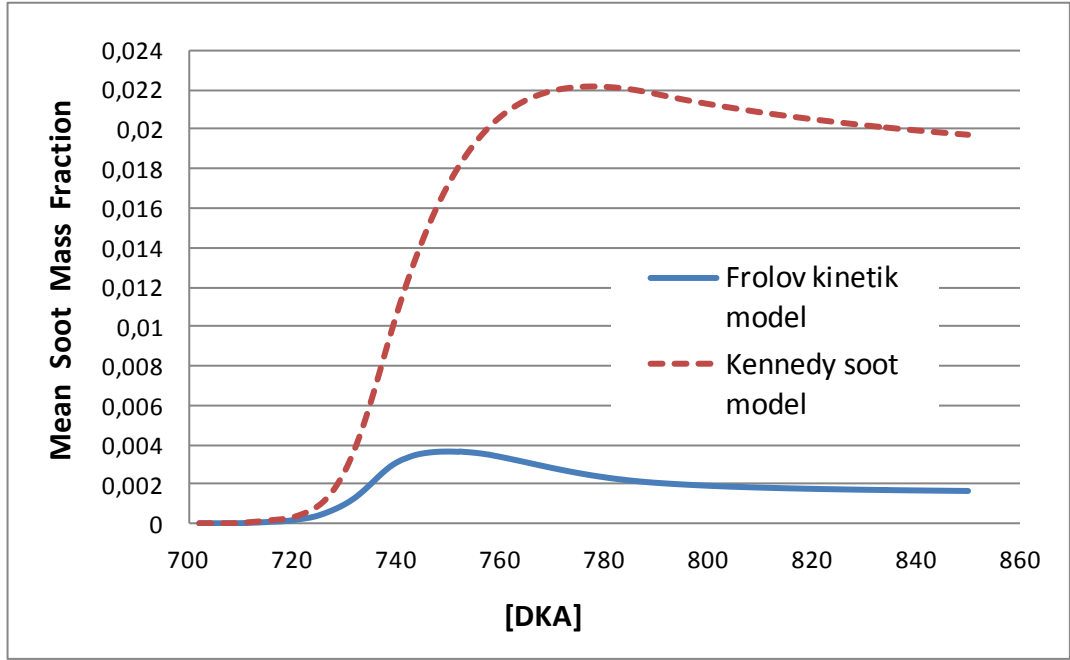


Şekil 6.39. Farklı yanma modelleri için her DKA için açığa çıkan ısı

Şekil 6.39'dan görüldüğü üzere EBU yanma modelinde yanmanın daha hızlı gerçekleştiği ancak ECFM-3Z modeline göre ortaya çıkan ısının daha az olduğu gözlenmektedir.

#### 6.4. İis Modelinin İis Kütlesel Oranına Etkisi

Bu bölümde farklı is modellerinin ortalama is kütle oranına olan etkisi incelenecektir. Bu çalışmada kullanılan ana is (soot) modeli Frolov kinetik modeli olmasına rağmen Kennedy soot modeli ile de karşılaştırma yapılmıştır.

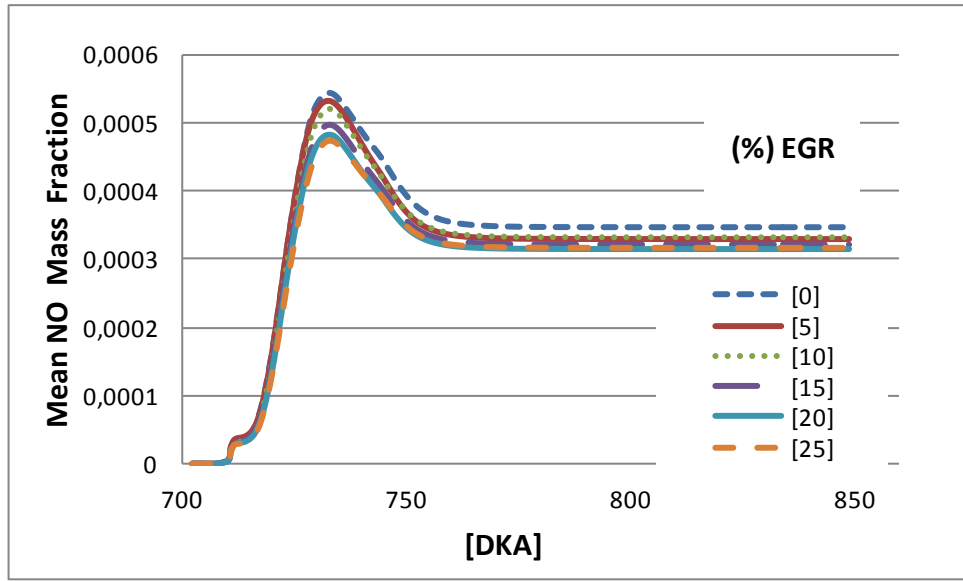


Şekil 6.40. Farklı is (soot) modellerinin ortalama is kütle kesrine olan etkisi

Şekil 6.40 incelendiğinde Kennedy soot modelindeki ortalama is kütle oranının Frolov kinetik modeline göre daha yüksek olduğu görülür. Her iki modelde görülen farklılığın nedeni iki is (soot) modeli için çözülen gaz fazı reaksiyon sayısına, tür denklemleri sayısına ve heterojen reaksiyon sayısına göre değişmektedir. Bu çalışmada kullanılan Frolov kinetik modelinde toplam 1850 tane gaz fazı reaksiyonu, 186 tane tür reaksiyonu ve 100 tane heterojen reaksiyon kullanılmıştır. Ancak Kennedy modeli Frolov kinetik modeline göre bu kadar detaylı değildir.

## 6.5. EGR Yüzdesinin Ortalama NO Kütlesel Oranına Etkisi

Bu bölümde EGR (Egzoz Gaz Geri çevrimi) değişiminin ortalama NO kütlesel oranına olan etkisi incelenecektir. Bu EGR sistemi dışarıdan kurulu bir sistem şeklinde olmayıp (External EGR) yalnızca bir önceki çevrimden dolayı içeride kalan egzoz gazlarının (Internal EGR) yüzdesinin değişimini sağlamıştır. Bu yüzden, dışarıdan egzoz gazının geri dönmesini sağlayan EGR sistemine göre NO miktarını azaltmaya olan etkisi daha azdır.



Şekil 6.41. EGR yüzdesinin değişimiyle ortalama NO kütle oranının krank açısına bağlı olarak değişimi

Şekil 6.41 incelendiğinde EGR'nin kullanılmadığı durum ile %25 oranında kullanıldığı durum için NO emisyonlarında yaklaşık %15 oranında fark görülmektedir. Ancak dışarıdan uygulanan EGR için bu oran daha fazla olacaktır. EGR uygulamalarında EGR yüzdesi denklem 6.3 yardımıyla hesaplanır.

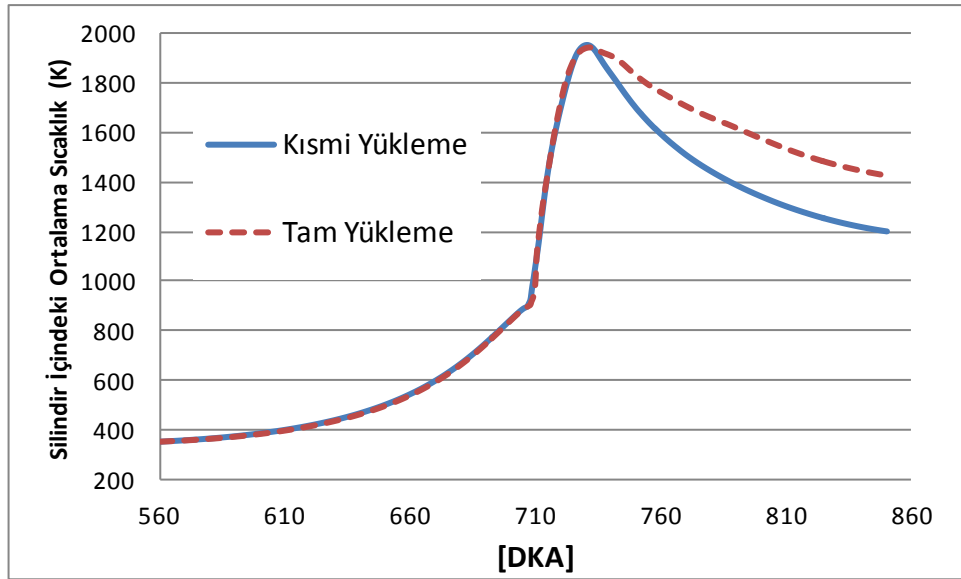
$$g = \frac{m_{rg}}{m_{oxid}} \quad (6.3)$$

Denklem 6.3'deki  $g$ ; silindir içinde bir önceki çevrimden kalan atık gazların silindirin içindeki toplam kütleyle olan oranını,  $m_{oxid}$ ; silindir içindeki toplam kütle,  $m_{rg}$ ; ise bir önceki çevrimden kalan atık gazların toplamını ifade etmektedir.

$$m_{oxid} = m_{air} + m_{rg} \quad (6.4)$$

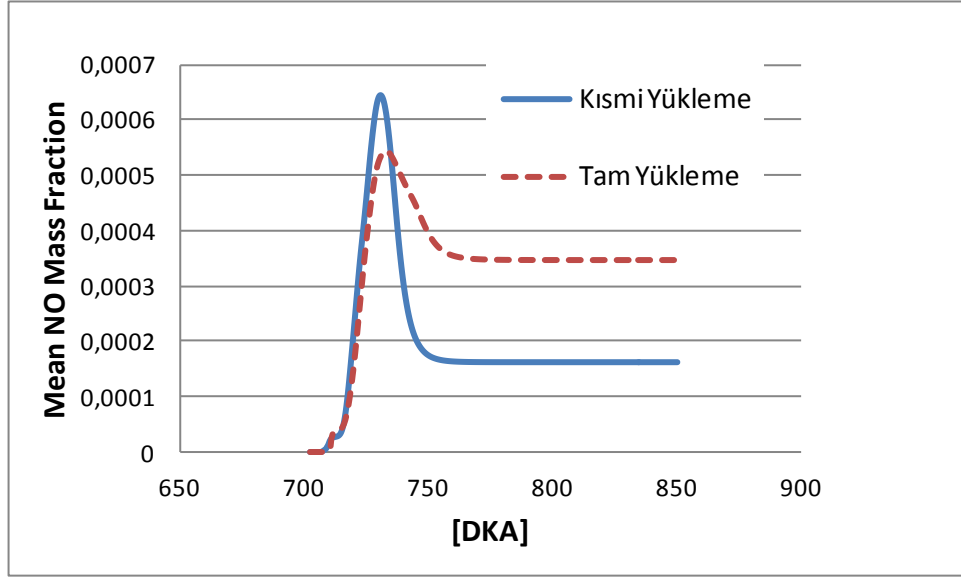
### 6.6. Kısmi Yükleme ile Tam Yükleme Durumlarının Karşılaştırılması

Bu bölümde, yakıt denge oranı sabitken kısmi yükleme ile tam yükleme arasındaki farklar incelenecektir. Kısmi yükleme durumu için motorun 1250 dev/dak da, tam yükleme halinde ise 2500 dev/dak da çalıştırıldığı düşünülmüştür.



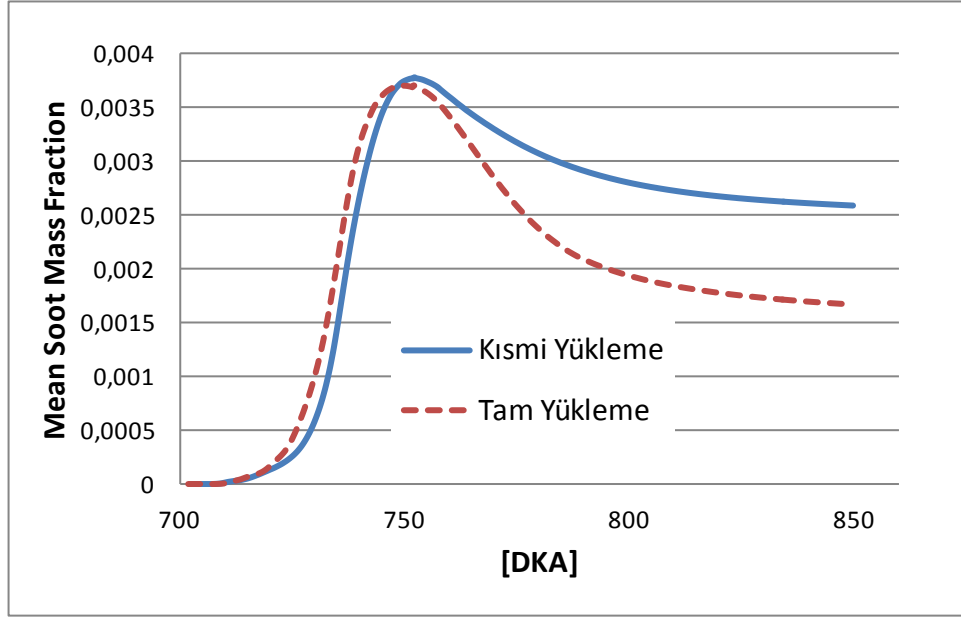
Şekil 6.42. Silindir içindeki ortalama sıcaklığın kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi

Şekil 6.42'de motorun tam yükleme hali 2500 dev/dak ve kısmi yükleme hali 1250 dev/dak için silindir içindeki ortalama sıcaklık değerleri görülmektedir. Şekilden anlaşıldığı üzere düşük devirde silindir içindeki ortalama sıcaklık değerlerinin de düştüğü gözlenmektedir.



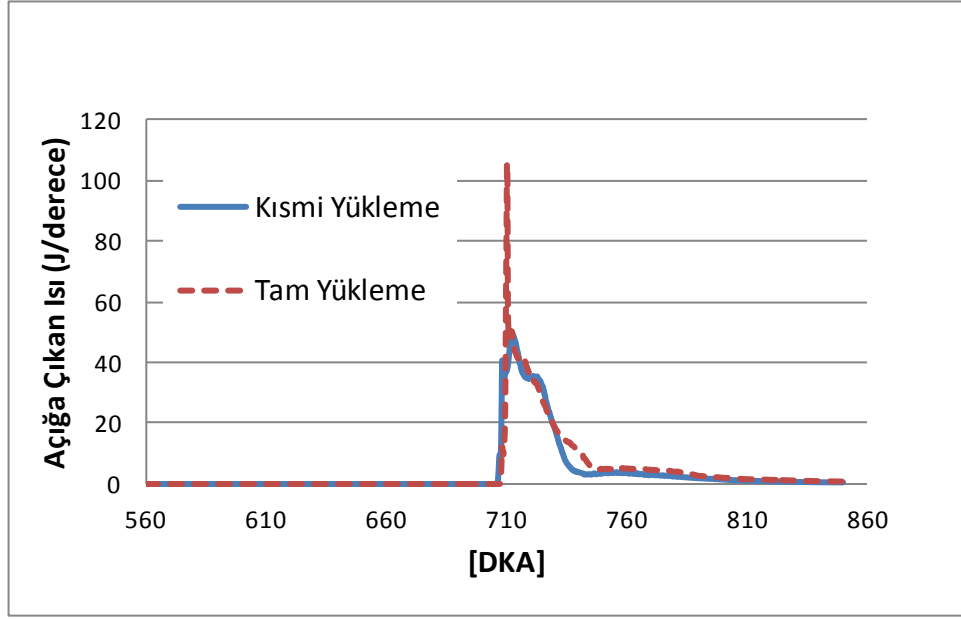
Şekil 6.43. Ortalama NO kütle oranının kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi

Şekil 6.43'te her iki durum için görülen NO emisyon değerleri incelendiğinde sıcaklığa bağlı olarak NO emisyon değerlerinin de buna bağlı olarak kısmi yükleme durumunda tam yükleme durumuna göre daha düşük olduğu görülmektedir. Her iki yükleme durumu içinde, yaklaşık 720 DKA' da maksimum değere ulaşan NO kütle oranı hava basıncındaki artış sayesinde NO'nun seyrelmesiyle birlikte yaklaşık 720 DKA' dan sonra azalmaya başlamıştır. Tam yükleme durumu ile kısmi yükleme durumu arasındaki ortalama NO emisyon farkı yaklaşık %60 civarındadır.



Şekil 6.44. Ortalama is kütle oranının kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı değişimi

Şekil 6.44'te kısmi yükleme durumunda ortaya çıkan ortalama is kütle oranının tam yükleme durumuna göre daha fazla olduğu gözlenmektedir. Bunun nedeni ise tam yükleme durumunda sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle ortaya çıkan isin daha kolay yakılabilmesiyle ilgilidir.



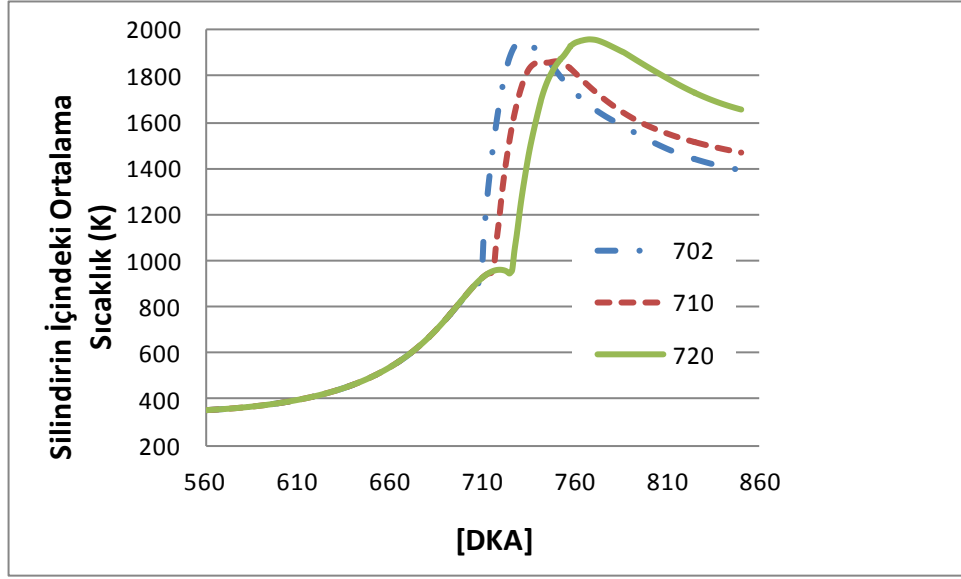
Şekil 6.45. Kısmi ve tam yükleme için krank açısına bağlı olarak açığa çıkan ısı

Şekil 6.45 incelendiğinde tam yükleme durumunda DKA başına açığa çıkan ısının tam yükleme durumu için kısmi yüklemeye göre daha fazla olduğu gözlenmektedir. Bunun nedeni de tam yükleme durumunda yanmanın daha hızlı gerçekleşmesinden ve motordan elde edilen gücünde kısmi yüklemeye göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

### 6.7. Enjeksiyon Zamanının Etkisi

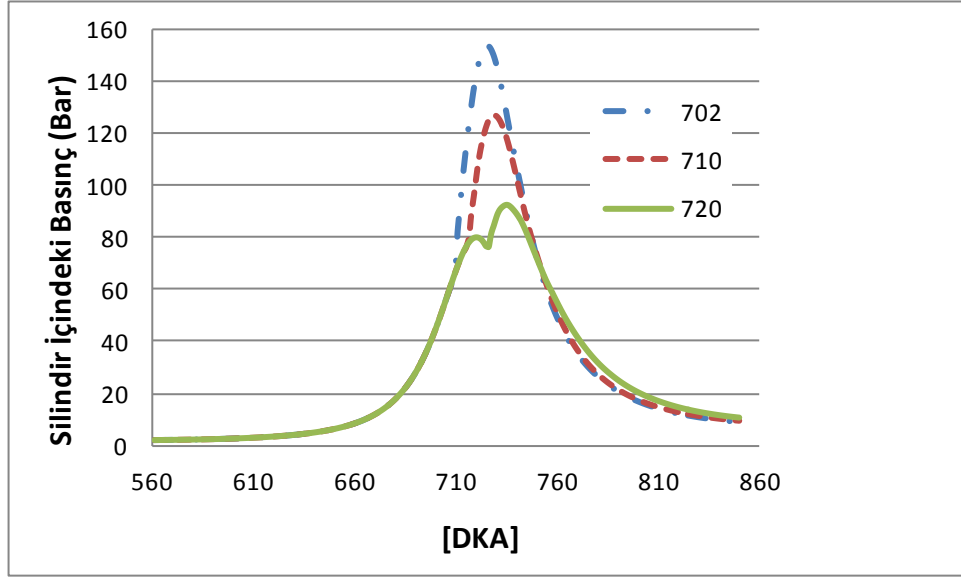
Bu bölümde enjeksiyon zamanının silindir içindeki ortalama sıcaklık, basınç ve ortaya çıkan ısıya olan etkisi incelenecektir.





Şekil 6.46. Silindirin içindeki ortalama sıcaklığın değişik enjeksiyon zamanlarına göre değişimi

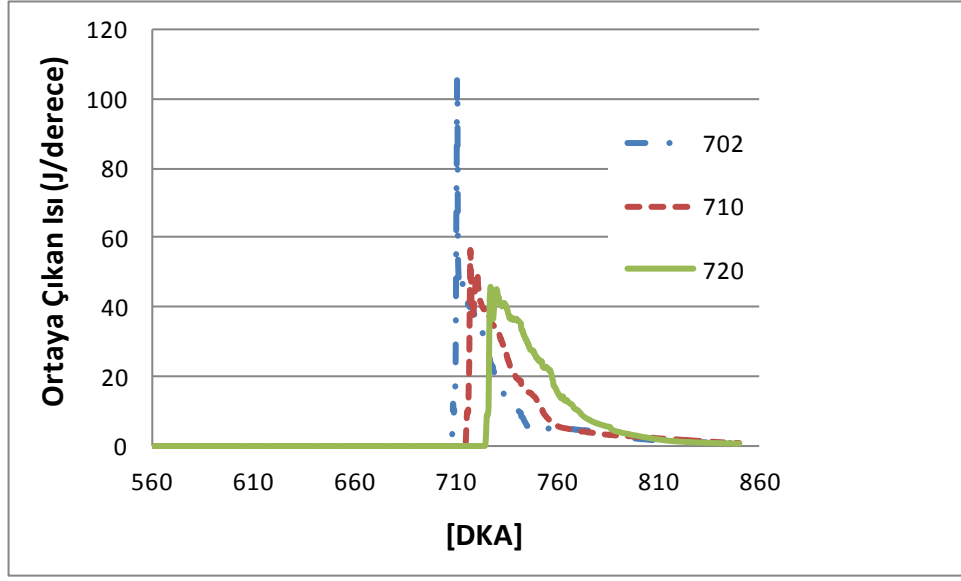
Silindirin içindeki ortalama sıcaklığın enjeksiyon zamanına göre değişimi incelendiğinde egzoz valfinin açılmadan önceki sıcaklık değerleri 702 DKA için 1400 K, 710 DKA için yaklaşık 1480 K ve 720 DKA için yaklaşık 1670 K civarındadır. Yani, enjeksiyon zamanının öne çekilmesiyle birlikte 850 DKA'daki silindirin içindeki ortalama sıcaklık değerleri düşmektedir.



Şekil 6.47. Silindir içindeki basıncın değişik enjeksiyon zamanına bağlı değişimi

Şekil 6.47’de 702, 710 ve 720 DKA ’da yapılan enjeksiyonun silindir içindeki basınca olan etkisi görülmektedir. 702 DKA’ da yapılan enjeksiyonda maksimum basıncın 150 bar, 710 DKA’ da yaklaşık 126 bar, 720 DKA’ da ise bu değer yaklaşık 92 bar civarında olduğu görülmektedir. Enjeksiyon zamanının öne çekilmesiyle birlikte yanma daha küçük hacimde gerçekleştiğinden dolayı silindir içindeki basınç ters orantılı olarak artmaktadır.

702 DKA’ da yapılan enjeksiyon neticesinde maksimum basıncın en yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sonucunda motorun gücü ve verimi daha fazla iken dışarı çıkan ses ve gürültü daha fazladır. Ayrıca, bu durum daha çok mekanik ve sürtünme kaybının olmasına yol açar. 720 DKA’ da ise motorun gücü ve verimi daha azdır.



Şekil 6.48. Ortaya çıkan ısının değişik enjeksiyon zamanlarına bağlı değişimi

Şekil 6.48 incelendiğinde ise enjeksiyonun daha önce yapılması durumunda yanmanın daha hızlı gerçekleştiği ve bu sayede ortaya çıkan ısının daha fazla olduğu gözlenir.

## 7. TARTIŞMALAR VE ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada 1B (Bir Boyutlu) AVL Boost programı yardımıyla tasarlanan 12 silindirli turbo şarjlı bir motordan elde edilen başlangıç ve sınır koşulları yardımıyla tek bir silindir için her iki valfinde kapalı olduğu krank açısı aralığı için 3B (Üç Boyutlu) CFD analizi yapılmıştır. Hem 1B hem de 3B analizden elde edilen silindir içindeki ortalama sıcaklık ve basınç değerleri karşılaştırıldığında her iki sonucunda birbirine yakın çıktığı gözlenmesine karşın aradaki farkın görülme nedeni 3B CFD analizi için piston geometri detayının önemli olmasından kaynaklanmaktadır. Analizi yapılacak piston kâsesinin detaylı geometrisi olmadığı için 3B analizde 1B analize göre farklılıklar görülmektedir.

Üç boyutlu CFD analizi için öncelikle ağ yapısı çalışması yapılmıştır. Bunun için öncelikle yaklaşık 55000 hücre ile 200000 hücre arasında karşılaştırma yapılmıştır. Bunun sonucunda ise sıcaklık, hız, yakıt denge oranı ve emisyon değerleri arasındaki farklarla birlikte iki ağ yapısı arasındaki çözüm zaman farkı da göz önünde bulundurularak detay gerektiren farklı türbülans modelleri incelenirken ince ağ yapısı kullanılmıştır. Ancak enjeksiyon zamanının etkisi ve motor hızının etkisi gibi parametreler incelenirken zamandan tasarruf etmek için kaba ağ yapısı tercih edilmiştir.

Farklı türbülans modelleri incelendiğinde ise  $k-\zeta-f$  türbülans modelinin  $k-\epsilon$  türbülans modeline göre sıcaklık değerini daha yüksek hesapladığı gözlenmektedir ve bu durum da NO emisyonlarının standart  $k-\epsilon$  türbülans modeline göre daha yüksek çıkmasını etkilemektedir. Bu tezde de parametre çalışması için  $k-\zeta-f$  türbülans modeli kullanılmıştır. Bu duvara yakın yerdeki (near wall behaviour) davranışın modellenmesini kolaylaştırır ve sayısal kararlılığı artırır. Bu durumun motor uygulamalarında iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir.

Farklı yanma modelleri denendiğinde ise EBU yanma modelinin ECFM-3Z yanma modeline göre gerek NO gerek is (soot) emisyonları incelendiğinde aradaki farkın çok fazla olduğu gözlenmektedir. Bu durumun, ECFM-3Z yanma modelinin modelleme yaparken detaylı kimyasal bileşenlerin hepsini kullanırken EBU yanma modelinin kimyasal bileşenlerin hepsini kullanmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca EBU yanma modelinin k-ε türbülans modeli ile daha iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir.

Sonuç olarak bu çalışmanın sonunda tam yükleme altında; 2500 dev/dak için 920 kW güç ve 3520 Nm tork elde edilmiştir. EGR'nin (Egzoz Gaz Geri çevrimi) %25 civarında kullanılması durumunda  $NO_x$  emisyonları 550 PPM'e kadar düşürülmüştür ve bu durumda CO ve  $NO_x$  emisyonlarının Euro III emisyon standardını sağladığı görülmektedir.

CFD analizi sadece emme ve egzoz valflerinin kapalı olduğu zaman aralığı için yapılmıştır. Ancak emme veya egzoz valflerinin açık olduğu zaman aralığı için inceleme yapılmamıştır. Silindir içindeki yatay ve dikey döngü hareketlerini (swirl ve tumble) doğru hesaplayabilmek için özellikle emme strokunda CFD hesaplamalarına dahil edilmesinde büyük yarar bulunmaktadır. İleride yapılacak olan çalışmalarda bu durumda göz önüne alınarak bir analiz yapılması gelecekteki bir çalışmanın konusunu oluşturacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] Polat, S., 2010, Dört zamanlı, Tek silindirli, Değişken Sıkıştırma Oranlı Bir Diesel Motorun Bilgisayar Yardımı ile Teorik Simülasyonu ve Performans Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- [2] Fridriksson, H., S., 2011, On CFD Analysis of Heat Transfer of a Heavy Duty Diesel Engine, *Yüksek Lisans Tezi, Lund Üniversitesi*, İsveç.
- [3] Alan, R.F., 2006, Dizel Motorlarında Değişken Geometrilik Turbo Kompresör Kullanımının Motor Karakteristiklerine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- [4] Duffy, K.P., Miller, R.L., Bowyer, R., Bromnick, P.A., Mason, J., Stobard, R., Wilson, R. P., Middlemiss, I.D. ve Parsons, M.A., Model Based EGR Control Development For An HSDI Engine, ASME ICED Technical Conference, 23-35, USA, Sonbahar 1999.
- [5] Karakaş, Ş. C., 2009, Turboşarjlı Dizel Motor Hava Akış Sisteminin Ortalama Değer Yöntemi Temel Alınarak Model Tabanlı Öngörü Kontrolü, *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- [6] Bekcen, A. B., 1985, Motorlu Taşıtlarda Motor ve Seyir Şartlarına Bağlı Olarak Yakıt Tasarrufu Yönünden Optimizasyon, *Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- [7] Balcı, M., 1986, Dört Zamanlı Turbo şarjlı Direk Püskürtmeli Bir Diesel Motorunun Bilgisayar ile Simülasyonu, *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- [8] Akay, M. E., 1996, İçten Yanmalı Motorlarda Bilgisayar Destekli Performans Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- [9] Horstman, D., Effects of Spark Timing and Compression Ratio on Engine Behavior, CFR Test Engine, 1-7, 2001.
- [10] Öztürk, E., 2003, İki Zamanlı Direkt Püskürtmeli Bir Dizel Motorunun Bilgisayar Yardımı ile Performans Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- [11] Lansky, L., 2008, Diesel Engine Modelling and Control, *Yüksek Lisans Tezi, Czech Teknik Üniversitesi*, Prag.
- [12] Bayraktar, A., 2010, Effects of Exhaust Gas Recirculation and Fuel Injection Strategy on Engine Emissions, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi*, Ankara.
- [13] Ion, D. D., Anisor, N., Single Cylinder Diesel Engine Performances Estimation Using AVL Boost Software, Brasov Üniversitesi, Romanya, 173-176, 2006.
- [14] Borman, G., Nishiwaki, K., Internal-Combustion Engine Heat Transfer Progress in Energy and Combustion Science, 13(1), 1-46, 1987.
- [15] Heywood, J., Internal Combustion Engine Fundamentals, *McGraw-Hill*, New York, 1988.
- [16] Nishiwaki, K. Modeling engine heat transfer and flame-wall interaction JSME, The Fourth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA 98, 1998.
- [17] Shabir, M., Authars, S., Ganesan, S., Karthik, R., ve Madhan, S., Low Heat Rejection Engines-Review, SAE ,2010-01-1510, 2010.

- [18] Parlak, A., The effect of heat transfer on performance of the Diesel cycle and exergy of the exhaust gas stream in a LHR Diesel engine at the optimum injection timing, *Energy Conversion and Management*, 46(2), 167–179, 2005.
- [19] Parlak, A., Yasar, H., Şahin, B., Performance and exhaust emission characteristics of a lower compression ratio LHR Diesel engine, *Energy Conversion and Management*, 44(1), 163–175, 2003.
- [20] Taymaz, I., An experimental study of energy balance in low heat rejection Diesel engine, *Energy*, 31(2-3), 364–371, 2006.
- [21] Yasar, H., First and second law analysis of low heat rejection Diesel engines, *Journal of the Energy Institute*, 81(1), 48–53, 2008.
- [22] Onishi, S., Jo, S., Shoda, K., Do Jo, P., ve Kato, S., Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC), A New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE, 790501, 1979.
- [23] Akihama, K., Takatori, Y., Inagaki, K., Sasaki, S., ve Dean, A., Mechanism of the smokeless rich Diesel combustion by reducing temperature, SAE, 2001-01-0655, 2001.
- [24] Kamimoto, T. ve Bae, M., High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines, SAE 880423, 1988.
- [25] Nusselt, W., *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, Vol. 67. Verlag d. Vereines deutscher Ingenieure, 1923.
- [26] Eichelberg, G., Some new investigations on old combustion engine problems, *Engineering*, 148(27), 463–466, 1939.
- [27] Annand, W. ve Ma, T., Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 185, 976–987, 1970.
- [28] Woschni, G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine., SAE International(64), 3065–3083., SAE Paper 670931, 1967.
- [29] Hohenberg, G., Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, SAE Transactions, 88, 61–77, SAE paper 790825, 1979.
- [30] Soyhan, H., Yasar, H., Walmsley, H., Head, B., Kalghatgi, G., and Sorousbay, C. Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling, *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3), 541–549, 2009.
- [31] Depcik, C., Assanis, D., A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine, SAE International, 111(3), 734–740, 2002.
- [32] Sanli, A., Sayin, C., Gumus, M., Kilicaslan, I., ve Canakci, M., Numerical Evaluation by Models of Load and Spark Timing Effects on the In-Cylinder Heat Transfer of a SI Engine, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(5), 444–458, 2009.
- [33] Xin, Q., Theoretical Analysis of Internal Combustion Engine Miscellaneous Heat Losses, SAE, 2009-01-2881, 2009.
- [34] Green, R., Jambunathan, K., ve Probert, S., Heat Transfers Through Diesel- Engine Cylinder Liners, *Applied Energy*, 14(3), 175 – 196, 1983.
- [35] Urip, E., Modeling IC Engine Conjugate Heat Transfer Using the KIVA Code, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 52(1), 1–23, 2007.
- [36] Reitz, R., ve Rutland, C., Development and Testing of Diesel Engine CFD Models, *Progress Energy Combustion Science*, 21, 173–196, 1995.
- [37] Han, Z., ve Reitz, R., A Temperature Wall Function Formulation for Variable Density Turbulent Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(3), 613–625, 1997.
- [38] Nuutinen, M., Kaario, O., ve Larmi, M., Conjugate Heat Transfer in CI Engine CFD Simulations, SAE, 2008-01-0973, 2008.

- [39] Hajireza, S., Application of CFD Modeling in Combustion Bowl Assessment of Diesel Engines Using DoE Methodology, SAE, 2006-01-3330, 2006.
- [40] Pope, S., Turbulent flows, Cambridge Univ Pr, 2000.
- [41] Spalart, P., Strategies for turbulence modelling and simulations, International Journal of Heat and Fluid Flow, 21(3), 252–263, 2000.
- [42] Hanjalic, K., Popovac, M., and Hadziabdic, M., A robust near-wall ellipticrelaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD, International Journal of Heat and Fluid Flow, 25(6), 1047–1051, 2004.
- [43] Durbin, P., Near-wall turbulence closure modeling without damping functions, Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 3(1), 1–13, 1991.
- [44] Popovac, M., ve Hanjalic, K., A combined WF and ItWF treatment of wall boundary conditions for turbulent convective heat transfer, 9. UK National Heat Transfer Conference, Manchester, UK, 2005.
- [45] Popovac, M., ve Hanjalic, K., Compound wall treatment for RANS computation of complex turbulent flows and heat transfer, Flow, Turbulence and Combustion, 78(2), 177–202, 2007.
- [46] DieselNet. Emission Standards, European Union, Heavy-Duty Diesel Truck and Bus Engines, <http://www.Dieselnet.com/standards/eu/hd.php>, erişim tarihi: 15.09.2012
- [47] Mauss, F., ve Balthasar, M., Simplification of a Detailed Kinetic Soot Model for Application in 3-D Programs, Energy, Combustion and the Environment, 4, 7–10. Combustion Technologies for a Clean Environment, 1997.
- [48] AVL FIRE v2011 user manual, 2011
- [49] Dukowicz, J. Quasi-Steady Droplet Phase Change in the Presence of Convection. Tech. rep., Los Alamos Scientific Lab., NM (USA), 1979.
- [50] Launder, B. E., ve Spalding, D. B., The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3(2), 269 – 289, 1974.
- [51] Robinson, S., Coherent Motions in the Turbulent Boundary Layer, Annual Review of Fluid Mech, 23, 601–639, 1991.
- [52] Wu, X., ve Moin, P., Direct Numerical Simulation of Turbulence in a Nominally Zero-Pressure-gradient Flat-Plate Boundary Layer, Journal of Fluid Mechanics, 630, 5–41, 2009.
- [53] Avl Boost Theory, 2011.
- [54] Andersson, O., Somhorts, J., Lindgren, R., Blom, R., ve Ljungqvist, M., Development of the Euro 5 Combustion System for Volvo Cars' 2.4 l Diesel Engine, SAE, 2009-01-1450, 2009.
- [55] Nagai T., Kawakami M., Reduction of NOx Emission from Medium Speed Diesel Engines, Bulletin of the M.E.S.J., 19 (1), 35-48, 1991.



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ARICA, Sena Özlem  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 10.11.1988 İsveç  
Medeni Hali : Bekar  
Telefon : 0 (537) 203 71 78  
E-posta : senaarica@gmail.com

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2010

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2010-2012	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Gör.

### Yabancı Dil

İngilizce

