

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

İKİ ZAMANLI BİR HAVACILIK MOTORUNUN HAD ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yusuf DELİL

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Gökhan COŞKUN
Ortak Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Üsame DEMİR

Eylül 2021

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

İKİ ZAMANLI BİR HAVACILIK MOTORUNUN HAD ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yusuf DELİL

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez .../.../2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Yusuf DELİL

25.06.2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Gökhan Coşkun'a teşekkürlerimi sunarım. Yine tez çalışmamda yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Usame Demir'e teşekkürlerimi sunarım.

Öğrencilik ve meslek hayatım boyunca tecrübelerini her daim paylaşan kıymetli ve yardımlarını esirgemeyen hocam Prof. Dr. Hakan Serhad Soyhan'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca beni bugünlere getiren, hiçbir zaman haklarını ödeyemeyeceğim annem, babam, kardeşime ve her zaman yanımda olan, desteğini esirgemeyen çok değerli eşime ve kızıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Literatür Taraması	2
BÖLÜM 2.	
İKİ ZAMANLI MOTORLAR	4
2.1. İki Zamanlı Motorların Tarihçesi	4
2.2. Buji Ateşlemeli İki Zamanlı Motorlar.....	5
2.3. İki Zamanlı Motorların Çalışma Prensibi	7
2.3.1. Emme ve sıkıştırma işlemi	8
2.3.2. Yanma ve egzoz işlemi	8
2.4. İki Zamanlı ve Dört Zamanlı Motorların Kıyaslaması	9
BÖLÜM 3.	
MATERYAL VE YÖNTEM.....	11
3.1. Sayısal Yöntem	11
3.2. Korunum Denklemleri	12
3.2.1. Türlerin korunum denklemleri.....	13

3.2.2. Süreklilik denklemi	14
3.2.3. Momentumun korunumu denklemi	14
3.2.4. Enerjinin korunumu denklemi	15
3.2.5. Gaz fazı karışım hal denklemi	16
3.3. Türbülans Modelleri.....	16
3.3.1. Standart k-epsilon(ϵ) türbülans modeli.....	17
3.3.2. RNG k-epsilon(ϵ) türbülans modeli	18
3.4. G-Equation Yanma Modeli	19

BÖLÜM 4.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE MODELLEME .	23
4.1. Genel Motor Bilgileri.....	23
4.2. CAD Modelinin Oluşturulması.....	24
4.3. Ansys-Design Modeler İle Katı Modelin Oluşturulması	25
4.4. Ansys Mesh İle Yüzey İsimlendirmesinin Yapılması ve Mesh Oluşturma	26
4.5. Modelin HAD Yazılıma Aktarılması.....	27
4.5.1. Geometri arayüz sekmesi.....	27
4.5.2. Mesh kontrol arayüz sekmesi	28
4.5.3. Model arayüz sekmesi	28
4.5.4. Sınır koşulları arayüz sekmesi	29
4.5.5. Başlangıç koşulları arayüz sekmesi	30
4.5.6. Simülasyon kontrolleri arayüz sekmesi	30
4.5.7. Çıktı kontrolleri arayüz sekmesi.....	30
4.5.8. Simülasyonları önizleme arayüz sekmesi.....	30

BÖLÜM 5.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR	31
5.1. Yapılan Deneysel Çalışmalar	31

BÖLÜM 6.

ANALİZ SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	34
--	----

6.1.1. Hız sonuçlarının incelenmesi	34
6.2. Sıcaklık Sonuçlarının İncelenmesi.....	40
6.3. Basınç Sonuçlarının İncelenmesi.....	50
 BÖLÜM 7.	
ANALİZ İLE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE DEĞERLENDİRİLMESİ	59
7.1. Deneysel ve Analiz Sonuçların Karşılaştırılması.....	59
7.2. Deneysel ve Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	61
7.2.1. Kütleli gaz debisi sonucunun değerlendirilmesi	61
7.2.2. Kütleli yakıt debisi sonucunun değerlendirilmesi	63
7.2.3. Volümetrik verim sonucunun değerlendirilmesi.....	64
7.2.4. İndike motor gücü sonucunun değerlendirilmesi	66
7.2.5. Özgül yakıt tüketimi sonucunun değerlendirilmesi.....	67
7.2.6. Silindir içi sıcaklık sonucunun değerlendirilmesi	69
7.2.7. Silindir içi basınç sonucunun değerlendirilmesi.....	71
 BÖLÜM 8.	
SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	74
 KAYNAKLAR.....	76
ÖZGEÇMİŞ	78

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

AÖN	: Alt ölü nokta
CAD	: Computer aided design
CFD	: Computational fluid dynamics
g	: Gram
H	: Piston stroku
h	: Saat
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HP	: Horsepower
K	: Kelvin
KMA	: Krank mili açısı
kg	: Kilogram
Kw	: Kilowatt
Nm	: Newtonmetre
DEVİR/DAKİKA	: Revolution per minute
ÜÖN	: Üst ölü nokta
V _h	: Strok Hacmi
V _o	: Sıkıştırma hacmi veya ölü hacim
V _t	: Toplam hacim
ε	: Sıkıştırma oranı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. İçten yanmalı motor şematiği	6
Şekil 2.2. İki zamanlı motorda otto çevrimi.....	7
Şekil 2.3. Karterden süpürmeli iki zamanlı motor çalışma şematiği	8
Şekil 3.1. Ansys Forte iş akış şeması	12
Şekil 3.2. Alev cephesi bölgeleri.....	21
Şekil 4.1. Motor Geometrisi 3D Model	24
Şekil 4.2. Motor Geometrisi 3D Model Ön-Üst-Yan Görünüşler	25
Şekil 4.3. Akış hacmi ve piston tarafından süpürülen hacim	26
Şekil 4.4. Mesh oluşturulmuş model.....	27
Şekil 4.6. 180 krank açısı mesh görüntüsü.....	28
Şekil 4.7. CHEMKIIN modülü akış şeması.....	29
Şekil 5.1. Test düzeneği şeması.....	32
Şekil 6.1. 80-100 KMA'da hız değişimi	35
Şekil 6.2. 120-140 KMA'da hız değişimi	35
Şekil 6.3. 160-180 KMA'da hız değişimi	36
Şekil 6.4. 200-220 KMA'da hız değişimi	37
Şekil 6.5. 240-260 KMA'da hız değişimi	37
Şekil 6.6. 280-300 KMA'da hız değişimi	38
Şekil 6.7. 320-340 KMA'da hız değişimi	38
Şekil 6.8. 360-380 KMA'da hız değişimi	39
Şekil 6.9. 400-420 KMA'da hız değişimi	39
Şekil 6.10. 180-200 KMA'da sıcaklık değişimi	40
Şekil 6.11. 220-240 KMA'da sıcaklık değişimi	41
Şekil 6.12. 260-280 KMA'da sıcaklık değişimi	41
Şekil 6.13. 300-320 KMA'da sıcaklık değişimi	42
Şekil 6.14. 340-342 KMA'da sıcaklık değişimi	43

Şekil 6.15. 344-346 KMA'da sıcaklık değişimi	43
Şekil 6.16. 348-350 KMA'da sıcaklık değişimi	44
Şekil 6.17. 352-354 KMA'da sıcaklık değişimi	44
Şekil 6.18. 356-358 KMA'da sıcaklık değişimi	45
Şekil 6.19. 360-362 KMA'da sıcaklık değişimi	45
Şekil 6.20. 364-366 KMA'da sıcaklık değişimi	46
Şekil 6.21. 368-370 KMA'da sıcaklık değişimi	46
Şekil 6.22. 372-374 KMA'da sıcaklık değişimi	47
Şekil 6.23. 376-378 KMA'da sıcaklık değişimi	47
Şekil 6.24. 382-386 KMA'da sıcaklık değişimi	48
Şekil 6.25. 390-394 KMA'da sıcaklık değişimi	48
Şekil 6.26. 398-406 KMA'da sıcaklık değişimi	49
Şekil 6.27. 412-420 KMA'da sıcaklık değişimi	49
Şekil 6.28. 180-300 KMA'da basınç değişimi	51
Şekil 6.29. 320-340 KMA'da basınç değişimi	51
Şekil 6.30. 350-352 KMA'da basınç değişimi	52
Şekil 6.31. 354-356 KMA'da basınç değişimi	52
Şekil 6.32. 358-360 KMA'da basınç değişimi	53
Şekil 6.33. 362-364 KMA'da basınç değişimi	53
Şekil 6.34. 366-368 KMA'da basınç değişimi	54
Şekil 6.35. 370-372 KMA'da basınç değişimi	54
Şekil 6.36. 374-376 KMA'da basınç değişimi	55
Şekil 6.37. 378-380 KMA'da basınç değişimi	55
Şekil 6.38. 382-386 KMA'da basınç değişimi	56
Şekil 6.39. 390-394 KMA'da basınç değişimi	56
Şekil 6.40. 398-406 KMA'da basınç değişimi	57
Şekil 6.41. 412-420 KMA'da basınç değişimi	57
Şekil 7.1. Kütlesel gaz debisi test ve analiz sonuçları.....	62
Şekil 7.2. Kütlesel gaz debisi analiz doğruluk oranı	62
Şekil 7.3. Kütlesel yakıt debisi test ve analiz sonuçları	63
Şekil 7.4. Kütlesel yakıt debisi analiz doğruluk oranı	64
Şekil 7.5. Volümetrik verim test ve analiz sonuçları.....	65

Şekil 7.6. Volümetrik verim analiz doğruluk oranı	65
Şekil 7.7. İndike motor gücü test ve analiz sonuçları	66
Şekil 7.8. İndike motor gücü analiz doğruluk oranı	67
Şekil 7.9. Özgül yakıt tüketimi test ve analiz sonuçları	68
Şekil 7.10. Özgül yakıt tüketimi analiz doğruluk oranı	68
Şekil 7.11. Silindir içi sıcaklık analiz sonuçları	69
Şekil 7.12. 350-420 KMA Silindir içi sıcaklık analiz sonuçları	70
Şekil 7.13. Maksimum silindir içi sıcaklık	70
Şekil 7.14. Silindir içi basınç analiz sonuçları	71
Şekil 7.15. 350-420 KMA Silindir içi basınç analiz sonuçları.....	72
Şekil 7.16. Maksimum silindir içi basınç	72

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. İki zamanlı ve dört zamanlı motorların karşılaştırılması	9
Tablo 3.1. Standart k- ϵ model	18
Tablo 3.2. RNG k- ϵ model	19
Tablo 4.1. Genel Motor Bilgileri	24
Tablo 5.1. Deneysel çalışmada yapılan ölçümlerin doğruluk hassasiyet değerleri .	31
Tablo 6.1. Türbülans modelleri ve mesh boyutu	34
Tablo 7.1. Türbülans modelleri ve mesh boyutu	59
Tablo 7.2. Test ve analiz sonuçları	59
Tablo 7.3. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ϵ 4 mm mesh boyutu).....	60
Tablo 7.4. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ϵ 3 mm mesh boyutu).....	60
Tablo 7.5. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ϵ 2 mm mesh boyutu).....	60
Tablo 7.6. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (Standart k- ϵ 2 mm mesh boyutu).....	61

ÖZET

Anahtar kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Yanma, İki Zamanlı Motor

İçten yanmalı motorlar hızlı gelişim göstermesi ve birçok alanda geniş çapta kullanım alanlarına sahip olduğunu göstermektedir. Bu sebeple son yıllarda içten yanmalı motorlardan elde edilen yanma verimliliği, güç, emisyon değerleri kritik öneme sahip olmuştur. Motorda silindir içerisine alınan hava ve yakıt karışım oranı, akış hareketleri, ateşleme, yanma verimliliği motor performansını etkileyen önemli parametrelerdendir. Bu parametreler elde edilme safhasında özellikle silindir içerisinde pistonun üst ölü nokta bölgesinde meydana gelen olayların incelenmesi kritik öneme sahiptir. Motorda yanma odası tasarımı, alternatif yakıtların kullanımı yanma ve motor performansını etkileyen diğer kritik parametreler olarak karşımıza çıkmaktadır. Gelişen motor teknolojisinde yapılan araştırmalar ile silindir içerisinde yanma ve akış süreçleri deneysel ve sayısal olarak incelenerek teknoloji gelişmesine büyük katkı sağlayarak yol gösterici olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada Ansys Forte yazılımı kullanılarak iki zamanlı bir havacılık motorunun HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Uygulan HAD analizi silindir içerisinde türbülanslı akışlar, ısı transferleri, yanma sonucu meydana gelen kimyasal olaylar ve analiz sonucunda motordan elde edilen güç, emisyon gibi parametrelerin elde edilmesinde çözümler sunmaktadır. Bu kapsamda analizi gerçekleştirilecek model için sınır koşullar, kullanılacak çözüm denklemleri, fiziksel ve kimyasal süreçler modellenmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarının değerlendirme ve yorumlanması yapılmıştır. Ardından motordan elde edilen analiz sonuçları ve deneysel veriler karşılaştırılarak validasyon çalışması yapılmıştır. Uygulanan HAD modelinde elde edilen sonuçlar motor geliştirme sürecinde maliyet ve zaman kazandıran önemli bir uygulamadır. Ayrıca deneysel veriler ile analiz sonuçlarının karşılaştırılması ile yapılan doğrulamalar çalışmalara büyük bir fayda sağlamaktadır.

TWO STROKE AVIATION ENGINE CFD SIMULATION

SUMMARY

Keywords: Computational Fluid Dynamics, Combustion, Two Stroke Engine

Internal combustion engines show rapid development and have a wide range of uses in many areas. For this reason, combustion efficiency, power, and emission values obtained from internal combustion engines have been of critical importance in recent years. Air and fuel mixture ratio in the engine, flow movements, ignition, combustion efficiency are the most important parameters affecting engine performance. In the process of obtaining these parameters, it is of critical importance to examine the events occurring in the upper dead centre region of the piston, especially in the cylinder. Combustion chamber design in the engine and alternative fuels are other critical parameters that affect combustion and engine performance. With the research made in the developing engine technology, the combustion and flow processes in the cylinder are examined experimentally and numerically. It is seen to be a guide by making a great contribution to the development of technology.

In this study, a CFD analysis of a two-stroke aviation engine is performed using Ansys Forte software. The applied CFD analysis offers solutions in obtaining parameters such as turbulent flows in the cylinder, heat transfers, and chemical events occurring as a result of combustion, and power and emissions from the engine as a result of the analysis. In this context, boundary conditions, solving equations to be used, physical and chemical processes are modelled for the model to be analysed. Evaluation and interpretation of the results of the analysis are made. Then, the validation study is carried out by comparing the analysis results obtained from the engine and the experimental data. The results obtained in the applied CFD model are an important application that saves cost and time in the engine development process. In addition, the verifications made by comparing the experimental data with the analysis results provide a great benefit to the studies.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde içten yanmalı motorlar ulaşım, enerji ve tarım gibi pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorların tercih edilmesiyle birlikte motorlara olan ihtiyaç sürekli olarak artış göstermiş ve buna bağlı olarak gelişim sürecinde verimin arttırılması için yenilikler meydana gelmiştir. Günümüzde halen daha birçok alanda bu motorlar farklı tasarımlarıyla kullanılmaya devam edilmektedir (Yıldırım, 2016).

İçten yanmalı motorlarda yanma, yanma odası içerisine hava ve yakıt karışım miktarının optimum sıcaklık ve basınç şartlarının elde edilmesi sonucu açığa çıkan enerjinin işe dönüşebilmesi olarak tanımlanabilir. Günümüzde motor geliştirme sürecinde bu motorlarda silindir içine alınan karışım miktarları, yakıt püskürtme dinamiği, ateşlemeler, yanma sürecinin karmaşık yapısının incelenmesi ve motor performansına etki edebilecek tüm parametrelerin etkisinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır (Johson, 2009). Ancak motor performansına etki edecek parametrelerin deneysel yöntemler etkilerinin incelenmesi oldukça zor, maliyetli ve zaman alan bir süreçtir.

Bu sebeple deneysel çalışmalarda yer alan dezavantajlar dikkate alınarak bu etkilerin incelenebileceği matematiksel modeller geliştirilmiştir. İçten yanmalı motorlarda matematiksel modelleme uygulandığında deneysel çalışmalarda daha hızlı çözüm edilmesi ve maliyet kazandıran bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Matematiksel modelleme tekniği bizlere motor modelinden elde edilen birçok parametrenin zamana bağlı ya da zamandan bağımsız olarak inceleme fırsatı sunmaktadır.

Bu kapsamda bu bilgiler ışığında matematiksel modelleme tekniği olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi geliştirilerek bu yöntem günümüzde sıkça tercih edilir duruma gelmiştir. İçten yanmalı motorda meydana gelen gerçek akışın modellenmesi edilmesi sonucu daha ürün geliştirme sürecinde etkin çözümler sunan, maliyet ve zaman kazandıran akışkanlar mekaniğinin bir koludur. HAD yöntemi, yönetici denklemlerinin sayısal yöntemlerle çözme metoduna dayanmaktadır. Düşük Mach sayılarında, sıkıştırılabilir, çok fazlı, yüksek Reynolds sayısına bağlı türbülanslı akış, zamanla değişen ısı transferi ve yanma odasında meydana gelen kimyasal tepkimeler gibi karmaşık problemlerin çözümüne olanak sağlamaktadır (Sayma, 2009)

Yapılan tez çalışmasında Ansys Forte programı kullanılarak iki zamanlı ve iki silindirli benzinli motorun HAD yöntemi ile modellenmesi yapılmıştır. Buradan elde edilen sonuçlar ve motordan elde edilen deneysel veriler ile karşılaştırılarak analiz ile deneysel sonuçların validasyon çalışması yapılmıştır.

1.1. Literatür Taraması

Pradeep ve arkadaşları (Pradeep ve ark. 2005) iki zamanlı SI motorda LPG' nin direk enjeksiyonu üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Yapmış oldukları deneysel çalışmalarda, 3000 devir/dakika sabit motor devrinde farklı gaz kolu pozisyonları taranmıştır. LPG'nin direk enjeksiyonu ile elde edilen deneysel sonuçlar ile motorda termal verimi iyileştirebileceği ve emisyonunda azalma gözlemlemişlerdir.

Yılmaz ve arkadaşı HAD yöntemini kullanarak ön karışımli metan-havadan elde ettiği sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Yaptığı karşılaştırmalar neticesinde analizinin deneysel çalışma ile örtüşen değerler ortaya koyduğunu gözlemlemiştir (Yılmaz, 2013).

Benajes ve arkadaşları otomotiv sektörü için geliştirilen inovatif 2 zamanlı yüksek hızda direk enjeksiyonlu bir motorun yanma süreci, kirlilik emisyonları ve verim analizi konusunda çalışma yapmışlardır. Motorda yakıt tüketimi değiştirilmeden,

emisyon değerlerini iyileştirecek uygun silindir belirlenmesi için tasarlamış oldukları modeller ile deneysel çalışma yapmışlardır (Benajes ve ark. 2013).

Pang ve arkadaşları ANSYS Fluent programı ile yaptıkları HAD yöntemi kullanarak elde ettikleri yanma sonuçlarını dizel motor üzerinde yapılan deneylerle karşılaştırmışlardır (Pang ve ark. 2011).

Mercan ve arkadaşı yapmış oldukları çalışmada, dizel motor üzerinde yanma olayını ve optimizasyonunu üzerinde çalışarak, tek boyutlu matematiksel ile yanma olayını incelemişlerdir (Mercan, 2007).

Akar alışmalarında HAD yöntemini kullanarak yanma odası içerisindeki akış karakteristiklerini modelleyerek elde etmiş olduğu analiz sonuçlarını deneysel veriler ile karşılaştırarak validasyon çalışması yapmıştır. Yapmış olduğu çalışmada farklı valf yükseklikleri ve türbölans modelleri ile karşılaştırma yapmıştır. Çalışma sonucunda valf yükseklikleri değerinin ve silindir içerisindeki akış hareketleri üzerinde etkileri gözlemlemiştir (Akar, 2005).

Yukarıda belirtilen literatür çalışmaları sonrasında motorlar üzerinde farklı çalışmalar yapıldığı görölmektedir. 2 zamanlı benzinli havacılık motorunda farklı türbölans ve mesh boyutları ile deneysel veriler ile çalışma yapılmadığı saptanmıştır. Bu nedenle literatürdeki bu açığa yönelik bir çalışma yürütölmesi amaçlanmıştır.

BÖLÜM 2. İKİ ZAMANLI MOTORLAR

Bu bölümde iki zamanlı motorlar hakkında bilgilere yer verilerek alt başlıklar altında detaylandırılmıştır.

2.1. İki Zamanlı Motorların Tarihçesi

İki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlara göre kıyaslandığında tasarım anlamında daha sade yapıya sahip olduğu görülmektedir. Tarihe bakıldığında ilk olarak iki zamanlı motorun sanayi devrimi sonrasında 19.Yüzyıl sonlarında Sir Dugald Clerk tarafından keşfedildiği görülmektedir. Daha sonrasında da 1891 yılında Joseph Day tarafından iki zamanlı karterden doldurmalı iki zamanlı bir motorun patenti alınmıştır. Joseph Day tarafından patenti alınan iki zamanlı motorun tasarımı incelendiğinde motorda emme ve egzoz portlarının zamanlaması piston hareketi ile kontrol edildiği görülmektedir. Günümüzde iki zamanlı motor tasarımlarına bakıldığında halen daha karterden doldurmalı versiyonları kullanılmaya devam edilmektedir (Öztürk, 2003).

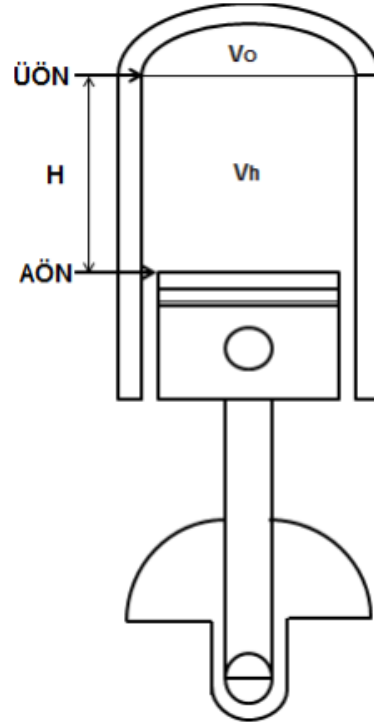
İçten yanmalı motorların keşfedilmesi sonrasında ilerleyen zamanlarda iki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlara göre tasarım sadeliği ve imalat kolaylığından dolayı avantajlı duruma geçmiştir. Sahip olduğu avantajlar neticesinde iki zamanlı motorlar tasarım ve performans anlamında hızlı bir gelişim göstermiştir. Ancak 1980'li yıllarda içten yanmalı motorlarda kullanım alanlarının arması sonucu oluşan emisyon kirliliği gündeme gelmiş olup, iki zamanlı motorların gelişiminde ve tercih edilmesinde duraklama meydana gelmiştir. İlerleyen süreçlerde gelişen tasarım teknolojisi ile iki zamanlı motorlarda emisyon kirliliğinde azalma meydana gelerek tarihte tekrar dört zamanlı motorlar ile rekabet edebilir seviyeye ulaşmıştır (Wyczalek, 1991).

Günümüzde iki zamanlı motorların kullanım alanları incelendiğinde ise geniş bir kullanım alanı bulunmaktadır. Tercih edilmesindeki en büyük avantajları ise basit tasarımı, imalat kolaylığı, maliyet ve özgül gücünün yüksek olmasıdır. Bu motorların kullanıldığı alanlardan bazıları hafif uçaklar, askeri uçaklar, motosikletler, mobiletler, otomobiller, tekneler, gemiler, tarım aletleri ve küçük ev aletleri olmak üzere birçok alanda kullanılmaktadır (Öztürk, 2003).

2.2. Buji Ateşlemeli İki Zamanlı Motorlar

İki zamanlı motorlarda krank milinin tam bir devri ya da pistonun yaptığı iki strok hareketi sonucu bir iş çevrimi meydana gelmektedir. İki zamanlı motorlar ile dört zamanlı motorlar arasındaki temel fark ise, pistonun lineer hareketlerinde dört yerine iki stroka sahip olup çevrimi tamamlamasıdır. Dört zamanlı motorlarda pistonun lineer hareketindeki oluşan dört strok boyunca emme, sıkıştırma, yanma, egzoz olayları meydana gelmektedir. İki zamanlı motorlarda pistonun ilk strok hareketinde emme ve sıkıştırma meydana gelmekte olup diğer bir strokta, yanma ve egzoz olayı meydana gelmektedir.

Karterden doldurmalı iki zamanlı motor tasarımına bakıldığında silindir gövdesi üzerine açılan emme portlarından silindir içerisine hava ve yakıt karışımı girmektedir. Yanma sonucu oluşan gazların atılışı benzer tasarım mantığı ile yine silindir gövdesi üzerine açılan egzoz portları üzerinden olmaktadır (Bayram, 2013).



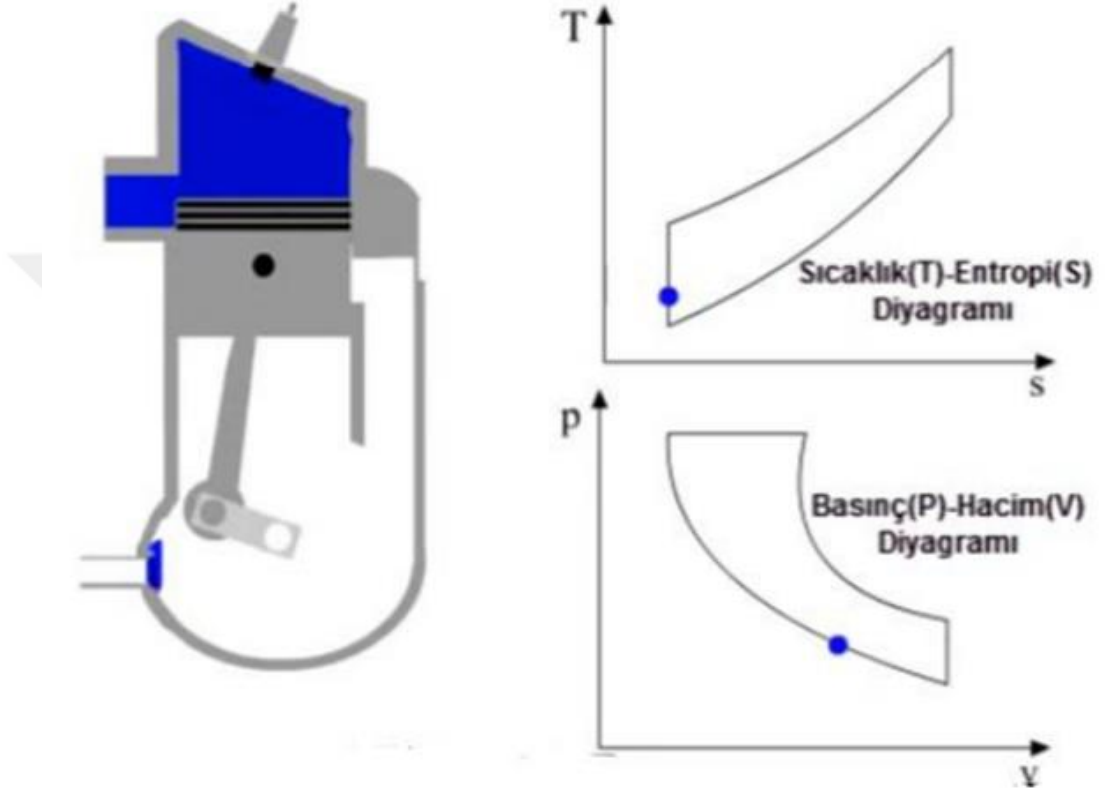
Şekil 2.1. İçten yanmalı motor şematiği (Arslan, 2016)

Şekil 2.1.'de içten yanmalı bir motor şematiği yer almaktadır ve piston hareketi sırasında oluşan önemli parametreler şu şekilde açıklanmıştır (Arslan, 2016);

- Üst ölü nokta (ÜÖN): Pistonun silindir içinde inebildiği en alt noktadadır. Bu sırada silindir içinde oluşan hacim minimumdur.
- Alt ölü nokta (AÖN): Pistonun silindir içinde çıkabildiği en üst noktadadır Bu anda silindir içinde oluşan hacim maksimumdur.
- Piston stroku (H): Pistonun en alt noktası ile en üst noktası arasında aldığı mesafedir.
- Strok hacmi (V_h): Pistonun en alt noktası ile en üst noktası arasında kalan hacimdir.
- Sıkıştırma hacmi veya ölü hacim (V_o): Piston en üst noktada iken oluşan hacimdir.
- Toplam hacim (V_t): Piston en alt noktada iken oluşan hacimdir.
- Sıkıştırma oranı (ϵ): Silindir toplam hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır.

2.3. İki Zamanlı Motorların Çalışma Prensibi

İçten yanmalı buji ateşlemeli motorlar Otto çevrimi prensibine göre iş üretmektedir. Şekil 2.2.'de iki zamanlı motor için basınç ve sıcaklık diyagramları görülmektedir.

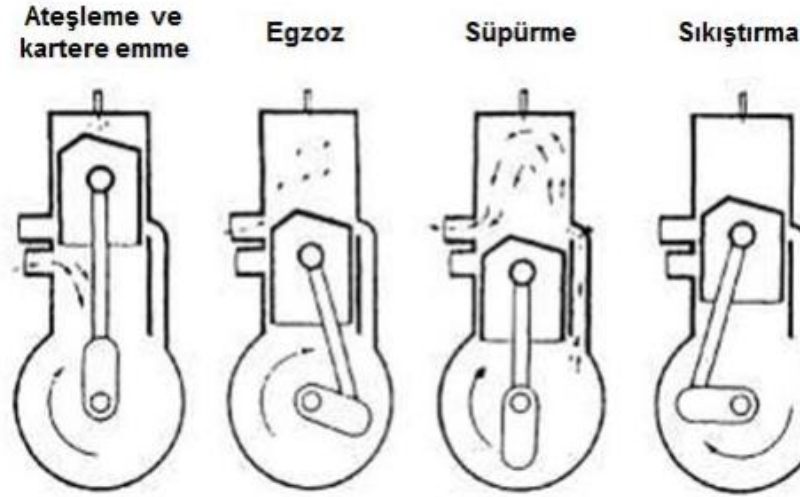


Şekil 2.2. İki zamanlı motorda otto çevrimi (Arslan, 2016)

İki zamanlı motorlarda çevrim, krank milinin bir defa dönmesi ile 360° krank açısında (KMA) tamamlanır. İki zamanlı motorlarda, havanın veya dolgunun silindire alınması ve egzoz gazlarının dışarı atılması süpürme sistemi ile yapılmakta ve süpürme sisteminde supap yerine genellikle egzoz ve emme pencereleri bulunmaktadır.

- Çevrimin diğer olayları olan sıkıştırma, yanma ve genişleme dört zamanlı motorlarda olduğu gibi meydana gelir. Bu çevrimde yanma gazlarının dışarı atılması ve süpürülen havasının silindire alınması piston AÖN civarında iken gerçekleşir.

- Şekil 2.3.'te iki zamanlı motorun çalışma şematığı belirtilmiştir. Burada gerçekleşen olaylar aşağıdaki alt başlıklar altında detaylandırılmıştır.



Şekil 2.3. Karterden süpürmeli iki zamanlı motor çalışma şematığı (Arslan, 2016)

2.3.1. Emme ve sıkıştırma işlemi

Karterden süpürmeli iki zamanlı motorda emme ve egzoz supapları yoktur. Emme ve egzoz işlemleri silindir içinde oluşan basınç farkları vasıtası ile yapılır. Piston yukarı hareket ederken, üst kısımdaki karışımı silindir içinde sıkıştırmaya başlar. Bu esnada pistonun yukarı hareketi ile krank bölümünde bir vakum oluşur ve karışım krank bölümüne dolar. Bu karışım yakıt, yağ ve hava karışımıdır. Sıkışan karışım buji ile ateşlenir ve sonrasında patlama meydana gelmektedir. Oluşan enerji pistonu aşağı doğru itecektir. Bu zamanda piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken önce süpürme penceresini daha sonra egzoz penceresini kapatır. Tüm pencerelerin kapanmasıyla birlikte silindir içerisinde sıcaklık ve basınç değişimlerinde hızlı değişimler meydana gelmektedir.

2.3.2. Yanma ve egzoz işlemi

Buji ateşlemesiyle birlikte yanma oluşacak olup oluşacak enerji ile birlikte pistonun aşağı itilecek ve motorda ilk olarak egzoz çıkışı meydana gelecektir. Yanma sonucu ortaya çıkan atık gazlar, egzoz portundan atılır. Pistonun hareketi ile aşağıda sıkışan

karışım, taşıma cebinin açılması ile pistonun üst kısmına dolar. Üst kısma yeni karışım dolması ve egzoz gazının tamamen atılması ile çevrim tamamlanır ve diğer çevrim başlamaktadır.

Yanma oluşmasıyla birlikte motordan iş alınmaktadır. Genişlemenin sonunda piston AÖN'ya gelmesiyle birlikte önce egzoz penceresi açılarak ve gazlar silindir dışına atılmaya başlanır. Pistonun AÖN'ya doğru hareket etmesiyle silindir içi hacmi genişleyecek ve egzoz penceresinin açılması ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklıkları azalacaktır. Piston daha sonra süpürme penceresini açar. Süpürme penceresinin açılması ile silindir içerisine alınan hava veya dolgu, karterte oluşan basınçla silindir içerisine girer ve silindirde bulunan egzoz gazlarını egzoz penceresine doğru süpürür. Süpürme işlemi pistonun AÖN bölgelerinde gerçekleşmektedir.

Piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederken önce süpürme penceresini, daha sonrada egzoz penceresini kapatır. Bu sırada pistonun alt kenarı hava-yakıt girişini açar. Dolayısıyla havanın veya dolgunun silindire alınması ve egzoz gazlarının dışarı atılması (gaz değişimi olayı) AÖN civarında meydana gelmektedir (Arslan, 2016).

2.4. İki Zamanlı ve Dört Zamanlı Motorların Kıyaslaması

Tablo 2.1.'de İki zamanlı ve dört zamanlı motorların karşılaştırılması belirtilmektedir.

Tablo 2.1. İki zamanlı ve dört zamanlı motorların karşılaştırılması		
	İki zamanlı motorlar	Dört zamanlı motorlar
Litre gücü	Yüksek	Düşük
Verim	Düşük	Yüksek
Silindir kafası	Yok	Var
Külbütör tertibatı	Yok	Var
Supap mekanizması	Yok	Var
Yağlama mekanizması	Yok	Var
Motor boyutu	Küçük	Büyük
Ağırlık	Düşük	Yüksek
Maliyet	Düşük	Yüksek

İki zamanlı motorlar ile dört zamanlı motorlar aynı geometrik yapıya sahip olduklarında teorik olarak bakıldığında dört zamanlı motorlara göre 2 misli güç üreteceği görülmektedir. Çünkü iki zamanlı motorlar 360°KMA 'sında bir iş üretebilirken bu durum dört zamanlı motorlarda 720°KMA 'sına denk gelmektedir.

Özetle birim zamanda gerçekleşen iş periyodu iki zamanlı motorlarda iki misli olmaktadır. Fakat iki zamanlı motorların tasarım geometrisinden kaynaklı olarak silindir içerisine yeterli karışım alınamamasından dolayı süpürme pompasının motor gücünün %6-12'sini yutması sebebi ile gerçekte iki zamanlı motor gücü dört zamanlı motor gücünün 1,7-1,8 katı daha güçlü olur. Buna duruma ek olarak iki zamanlı motorlarda yanma veriminin de kötü olması dikkate alındığında motor gücünde azalma meydana gelmektedir.

İki zamanlı motorlarda supap mekanizması olmayan karterden süpürmeli tasarıma sahip olan motorlar yapı itibari ile daha basittir ve ilk maliyetleri daha düşüktür.

Dört zamanlı motorlarda tasarımdan kaynaklı olarak emme ve egzoz portların yolu ayrı olarak tasarlanmaktadır. Bu sebeple silindir içine alınan dolgu miktarları iki zamanlı motorlara göre daima belli seviyededir. İki zamanlı motorlarda ise silindire giren karışım egzoz gazlarını süpürerek dışarı atması sebebiyle silindir içerisine gönderilen bir miktar yakıt daha yanma olmadan egzoz gazlarıyla birlikte dışarıya atılmaktadır.

İki zamanlı karterden süpürmeli motorlarda yağlama düzeni bulunmamaktadır. Hava yakıt karışımı içerisine belirli oranda ekleme yapılarak motorda yağlama sağlanır. Dört zamanlı motorlarda ise yağlama düzeni olmasından dolayı iki zamanlı motorlara göre yağ tüketim sarfiyatı daha azdır.

İki zamanlı motorlarda her çevrimde iş elde edilmesinden dolayı krank ve yatak bölgelerinde aşınmalar daha hızlıdır.

Dört zamanlı motorlarda egzoz ve emme zamanları için daha uzun sürede gerçekleşmektedir. İki zamanlı motorlarda ise emme ve egzoz zamanları daha kısa sürede yapılmaktadır. Bu sebeple dört zamanlı motorlarda yanma verimliliği iki zamanlı motorlara göre daha yüksektir (Safgönül ve ark. 2013).

Tablo 2.1.'de İki zamanlı ve dört zamanlı motorların karşılaştırılması belirtilmektedir.

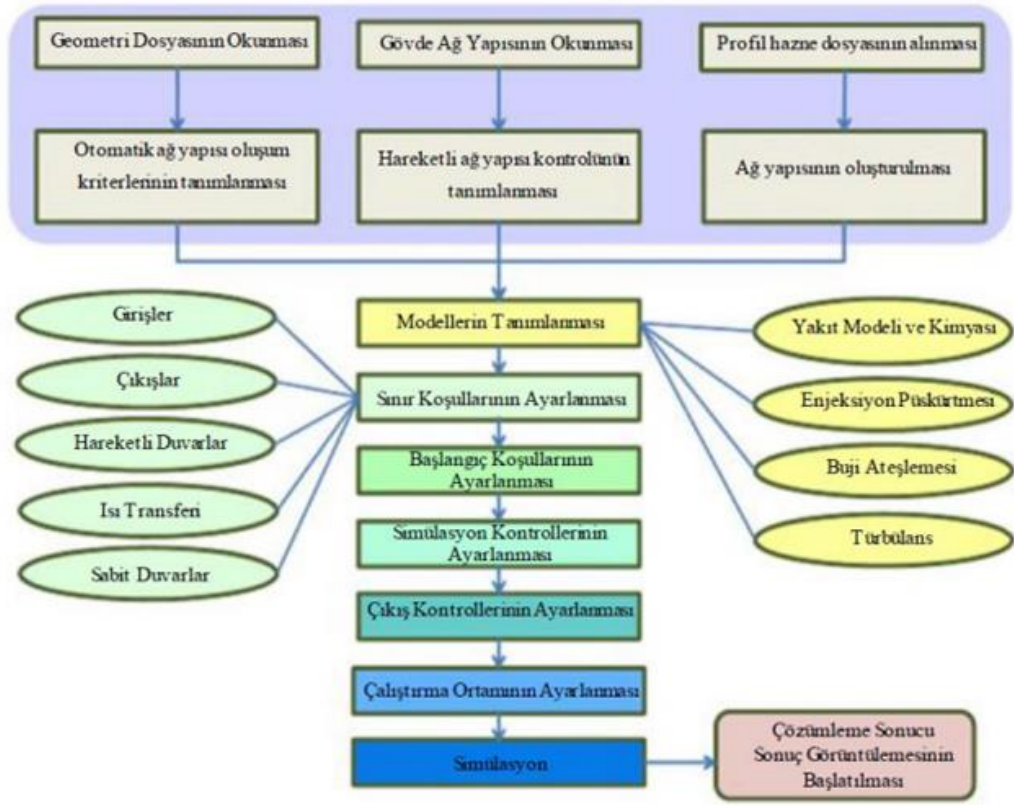
BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bilgisayarlar var olmadan önce gerçek akış problemlerinin çözülebilmesi oldukça zordu. Günümüzde gelişen ve gelişmeye hızla devam eden bilgisayar teknolojisi ile akış problemlerinin çözümü mümkün hale gelmiştir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. HAD analizlerinin sonuçları, simülasyon tabanlı ürün tasarım sürecinde ürünün çalışmasını, varsa problemleri bilgisayar ortamında simüle etmeye yarayan ve ürün performansını optimize etmekte önemli faydalar sağlar. Ayrıca ürün geliştirme süreçlerinde zaman ve maliyet açısından önemli avantajlar sağlamaktadır (Nas, 2011).

3.1. Sayısal Yöntem

Tez çalışmasında analizi gerçekleştirilecek olan motor modeli için Ansys Forte yazılımı kullanılmıştır. Bu program ile içten yanmalı bir motorda silindir içerisinde türbülanslı akışlar, ısı transferleri, yanma, yanma sonucu meydana gelen kimyasal olaylar incelenebilmektedir. Şekil 3.1.'de Ansys Forte iş akış şeması belirtilmiştir.



Şekil 3.1. Ansys Forte iş akış şeması (Akçıl, 2018)

Şekil 3.1.'de ifade edilen Ansys Forte iş akış şemasına göre modelin çözüm sürecinde kullanılacak olan denklemler hakkında gerekli detaylandırmalar aşağıdaki alt başlıklarda yapılmıştır.

3.2. Korunum Denklemleri

HAD yöntemlerinde analiz çözümleri akışkanlar mekaniğinde yer alan temel korunum denklemleri bağlı olduğu görülmektedir. Bu denklemler enerji, süreklilik ve momentum olarak ifade edilebilir. HAD yönteminde bu denklemlere belirli bazı küçük farklılıklar eklenmektedir. Bu sebeple HAD yöntemiyle yapılan çözümlemeler için oluşturulan denklem modelleri çok önemlidir (Anderson, 1995).

İçten yanmalı motorlarda, yanma öncesindeki hava yakıt karışımı ve yanma sonrasındaki yanma sonu ürünleri çalışma akışkanı olarak kabul edilmektedir. Ansys Forte programında türbülanslı reaksiyon akış temsiliinde, temel akışkanlar dinamiği,

Navier-Stokes denklemleriyle yönetilmektedir. Ayrıca, kütle yayılımı için Fick's kanunları ve ısı yayılımı içinde Fourier's kanunlarından yararlanmaktadır. (ANSYS Forte, 2017).

3.2.1. Türlerin korunum denklemleri

İçten yanmalı motorlardaki gaz fazı iş akışkanları, tek tek gaz bileşenlerinin veya türlerin bir karışımı olarak modellenmiştir. Oluşturulan bu bileşim çevrim esnasında oluşan türbülans taşınımı, akış konveksiyonu, moleküler difüzyon, yakıt spreyi ile etkileşimler ve yanma nedeniyle gerçekleşmektedir.

Denklem 3.1'de türlerin kütlesi için korunumu ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{y}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \bar{y}_k) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3.1)$$

Burada;

ρ : Yoğunluğu

Alt indis k: Tür indeksi

K: Toplam tür sayısı

u : Akış hız vektörü

$y_k = \rho_k / \rho$: K türünün kütle oranı ifadelerine karşılık gelmektedir.

Fick's difüzyon kanununun uygulanması sonucunda;

D : Karışım ortalama difüzyon katsayısı

Φ : Topluluğun ortalama değerinin ya da taşınma teriminin filtrelenmesinin etkilerine karşılık gelmektedir.

3.2.2. Süreklilik denklemi

Denklem 3.1'in tüm yüzler üzerindeki toplamı gaz fazında olan tüm akışkanların süreklilik denklemini verir.

Denklem 3.2'de süreklilik denklemi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u}) = \dot{\bar{\rho}}^s \quad (3.2)$$

Burada;

$\tilde{u}$: Ortalama akış hız vektörü

$\bar{\rho}$: Yoğunluk

$\dot{\bar{\rho}}^s$: Sprey buharlaşması kaynak terimini ifadelerine karşılık gelmektedir.

3.2.3. Momentumun korunumu denklemi

Akışkanın momentum denklemi ile oluşan basınç kuvveti, viskoz stres, konveksiyon ve türbülanslı taşınımın etkilerinin yanı sıra sıvı spreylere ve gövde kuvvetinden gelen etkiler incelenmektedir.

Denklem 3.3'te akışkanın momentum denklemi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \bar{\tau} - \nabla \Gamma + \bar{F}^S + \bar{\rho} \bar{g} \quad (3.3)$$

Burada;

$\bar{p}$: Basıncı

$\bar{g}$: Özgül kütle kuvvetini

$\bar{F}^S$: Sprey nedeniyle birim hacim başına momentum kazancı

$\bar{\tau}$: Denklem 3.4'te viskoz kayma kuvvetini ifadelerine karşılık gelmektedir.

$$\bar{\tau} = \bar{\rho}v \left[\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{u})^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \tilde{u})I \right] \quad (3.4)$$

Burada;

v : Laminar kinematik vizkozite

I : Benzerlik tensörü

T : Tensörün transpozu ifadelerine karşılık gelmektedir.

3.2.4. Enerjinin korunumu denklemi

Enerjinin korunum denklemler termodinamiğin birinci yasasına dayanarak, iç enerji değişimi basınçtan kaynaklı iş ve ısı transferi ile dengelenmelidir. İçten yanmalı motorlarda HAD yöntemi ile yapılan çözümlemelerde türbülanslı taşınım, türbülanslı yitim, spreylar, konveksiyon, kimyasal reaksiyonlar ve çok bileşenli bir akışın entalpi difüzyonunun etkileri de dikkate alınmalıdır.

Denklem 3.5'te iç enerji taşınımı ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{I}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \bar{u} \bar{I}) = -\tilde{p} \cdot \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot H + \bar{\rho} \bar{\epsilon} + \dot{\bar{Q}}^C + \dot{\bar{Q}}^S \quad (3.5)$$

Burada;

I : Özgül iç enerji

$\dot{\bar{Q}}^C$: Isı yayılımı

$\dot{\bar{Q}}^S$: Sprey etkileşimi

J : Isı iletimi ifadelerine karşılık gelmektedir.

Denklem 3.6'da özgül iç enerji, ısı iletimi ve entalpi difüzyonu sonucu meydana gelen ısı akışı ifade edilmektedir.

$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \left(\frac{\bar{p}_k}{\bar{p}} \right) \quad (3.6)$$

Burada;

λ : Isıl iletkenliği

T : Akışkan hızını

$\tilde{h}_k$: Türlerin özgül entalpi ifadelerine karşılık gelmektedir.

3.2.5. Gaz fazı karışım hal denklemi

Gaz fazı karışımı için termodinamik durum ilişkilerinin ideal gaz yasasına uyduğu varsayılmaktadır. Gaz bileşenlerinin karıştırılmasının Dalton modelini takip ettiği varsayılır, yani her bileşen, T sıcaklığında ve karışım hacminde tek başına sanki ideal bir gaz gibi davranır.

Denklem 3.7’de gaz karışım hal denklemi ifade edilmektedir.

$$\bar{p} = R_U \tilde{T} \sum_k \left(\frac{\tilde{p}_k}{W_k} \right) \quad (3.7)$$

Burada;

R_U : Evrensel gaz sabiti

W_k : Türlerin moleküler ağırlığı ifadelerine karşılık gelmektedir.

3.3. Türbülans Modelleri

Akışkanlar dinamiğinde türbülans akışın düzensiz olma olayı olarak tanımlanmaktadır. Bu olayın kök sebebi olarak akışta meydana gelen basınç ve hız değişiklikleri, düşük momentumdaki difüzyon ve yüksek momentumun taşınımı neden olmaktadır.

HAD yönteminde motorun silindir içindeki hava akışı ile hava ve yakıt etkileşiminin incelenmesi çok önemli bir türbülans akış problemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu kapsamda çözüm için uygun olan türbülans modelinin seçimi önem arz etmektedir. Bu kapsamda HAD yönteminde türbülanslı akışın modellenmesi için Ansys Forte

programında tanımlı olan standart k-epsilon ve RNG k-epsilon türbülans modelleri kullanılmıştır (ANSYS Forte, 2017).

Yapılan araştırmalarda içten yanmalı motor analizlerinde k-RNG türbülans modeli ile doğru sonuçlar alındığı araştırmacılar tarafından önerilmiştir. (Han ve Reitz, 1995).

3.3.1. Standart k-epsilon(ϵ) türbülans modeli

Ansys Forte programı içerisinde tanımlanmış ve yüksek Reynolds sayısı için uygun olan standart k- ϵ türbülans modelinin transport denklemleri aşağıda belirtilmektedir. Bu modelde türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans kinetik enerjisinin yayılımı ϵ için iki adet transport denklemi belirtilmektedir. Denklem 3.8 ile Denklem 3.11 aralığında standart k- ϵ model için kullanılan denklemler belirtilmiştir (Versteeg ve Malalasekera, 2007; Shi ve diğerleri, 2011; Fukuda, 2012).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \rho k \vec{u} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot \rho \epsilon \vec{u} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \text{grad } \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.9)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.10)$$

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.11)$$

Burada;

μ_t : Türbülans viskozitesi

W_k : Türbülans kinetik enerjisi kaynak terimi ifadelerine karşılık gelmektedir.

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan sabitler Tablo 3.1.'de Standart k- ϵ model için belirtilmektedir (Shi ve diğerleri, 2011).

Tablo 3.1. Standart k- ε model (Shi ve diğerleri, 2011)

	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
<i>Standart k – ε</i>	1,44	1,92	0,09	1	1,3

3.3.2. RNG k-epsilon(ε) türbülans modeli

RNG k-ε model, standart k-ε modeline göre istatistiksel teknikler kullanılarak düzeltilebilir bir türbülans modelidir. Bu iki model arasındaki temel farklılıklar aşağıda maddeler halinde belirtilmektedir (Fukuda, 2012).

- Hızla gerilen akışlarda, çözümün doğruluğunu artırmak için dağılma denkleminde ek bir terim kullanılmaktadır.
- Girdaplı akışlarda doğruluğu geliştirilebilir.
- Prandtl sayısı için analitik formül standart k-ε’da kullanılan kabul edilebilir sabitler ile eklenebilir.
- Etkin viskozite, μ_{eff} ayrıca analitik olarak elle düşük reynolds sayılarında analitik olarak türetilir.

Denklem 3.12 ile Denklem 3.18 aralığında RNG k- ε model için kullanılan denklemler belirtilmiştir (Versteeg ve Malalasekera, 2007; Shi ve diğerleri, 2011; Fukuda, 2012).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \rho k \vec{u} = \nabla [\alpha_k \mu_{eff} \text{grad } k] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot \rho \varepsilon \vec{u} = \nabla [\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \text{grad } \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_e \quad (3.13)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.14)$$

$$R_e = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.15)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

Denklem 3.16’da S, girdap büyüklüğünü ifade etmektedir.

Denklem 3.17’de yayılım denklemi belirtilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot \rho \varepsilon \vec{u} = \nabla [\alpha_\varepsilon \mu_{eff} grad \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.17)$$

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.18)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan sabitler Tablo3.2.’de RNG k- ε model için belirtilmektedir. (Shi ve diğerleri, 2011)

Tablo 3.2. RNG k- ε model (Shi ve diğerleri, 2011)

	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	α_k	α_ε	η_0	β
<i>RNG k - ε</i>	1,42	1,68	0,0845	1,393	1,393	4,38	0,012

3.4. G-Equation Yanma Modeli

Denklem 3.19’da yanma denklemi ifade edilmekte olup silindir içinde yanma sonucu açığa çıkan ısı hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ}{dCA} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dCA} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dCA} \quad (3.19)$$

Burada;

p: Silindir içi basınç

Q: Toplam ısı miktarı

γ : Özgül ısı

V: Silindir içi anlık hacim olarak ifade edilmektedir. (Abay, 2015; ANSYS Forte, 2017).

Denklem 3.20’de gaz karışım hal denklemi ifade edilmektedir.

$$\bar{p} = R_U \tilde{T} \sum_k \left(\frac{\bar{\rho}_k}{W_k} \right) \quad (3.20)$$

Burada;

R_U : Evrensel gaz sabiti

W_k : Türlerin moleküler ağırlığı ifadelerine karşılık gelmektedir.

Ansys Forte yazılımında türbülanslı alevlerin silindir içinde ilerlememesini gözlemlemek için yazılımda G-equation yanma modeli kullanılmaktadır. G-equation modelinin içten yanmalı motor analizlerinde uygulanması için bir dizi Favre ortalama seviye denklemlerinden oluşmaktadır.

Denklem 3.21 ve Denklem-3.22’de G-equation modelinde kullanılan denklemler ifade edilmektedir. (ANSYS Forte, 2017).

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\vec{u} + \vec{u}_{vortex}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{K} |\nabla \tilde{G}| \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial \tilde{G}^{n^2}}{\partial t} + \vec{u} \nabla \tilde{G}^{n^2} = \nabla_{II} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{II} \tilde{G}^{n^2} \right) + 2 D_T (\nabla \tilde{G}^2) - C_S \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \tilde{G}^{n^2} \quad (3.22)$$

Burada;

∇_{II} : Teğetsel gradyan operatörü

$\vec{u}$: Akışkan hızı

$\vec{u}_{vortex}$: Tepe noktadaki akışkan hızı

$\bar{\rho}_u$ ve $\bar{\rho}_b$: Yanmış ve yanmamış karışım yoğunlukları

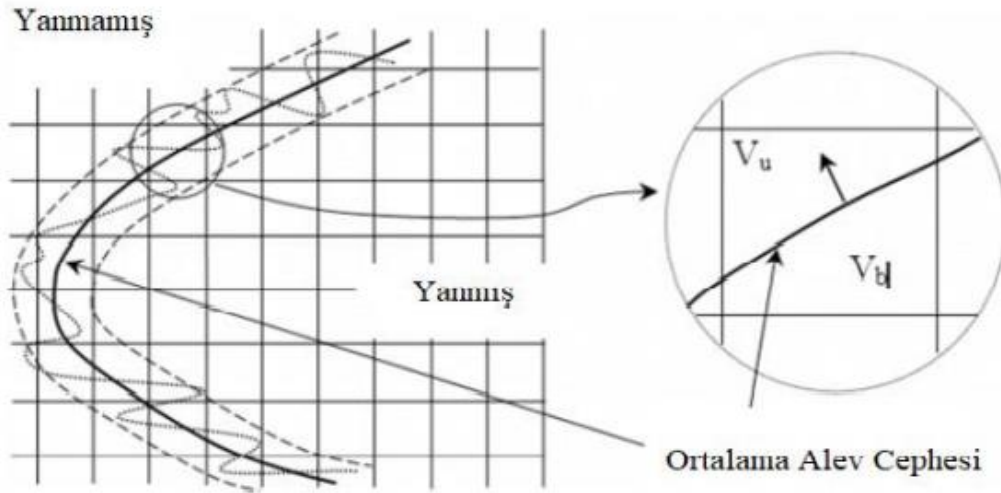
D_T : Türbilans yayılması

C_S : Model sabiti

ε ve k : Favre ortalama türbilans kinetik enerji ve RNG $k - \varepsilon$ modelinden yayılma oranı olarak ifade edilmektedir. (Abay, 2015; ANSYS Forte, 2017).

Silindir içerisinde türbülanslı alev cephesinin yayılması sonucu oluşan ısı yayılımı, silindir içinde oluşan toplam ısı yayılımının büyük bir bölümünü kapsamaktadır. Bu durum “birincil ısı salınımı” olarak adlandırılmaktadır. Ansys Forte yazılımında bu durum (Tan ve Reitz 2006) ile (Liang ve diğerleri 2007) tarafından oluşturulan yöntem temel alınmaktadır. Oluşturulan yöntemde, alev oluşumuna sahip hücrelerin alt ızgara ölçeği yanmamış / yanmış hacimlerini kullanmakta olup, ortalama alev ön yüzeyinin alev içeren her bir hücreyi yanmış hacim V_b ve yanmamış hacim V_u olarak iki parçaya böldüğünü varsaymaktadır. Ortalama alev cephesi yanmamış bölgeye doğru ilerlemeye devam ettikçe süpürme hacmi içindeki karışım, sabit bir basınçla beraber, sabit entalpi sürecini takiben yerel bir anlık termodinamik dengeye ulaşma eğiliminde olacaktır. Basıncın, alevlenme dalgası teorisi ile tutarlı olarak hücre içindeki alev boyunca homojen olduğu varsayılır. Alt kafes ölçeği hacimleri, hücre köşelerinin ve alev yüzeyi delme (flame surface piercing) noktalarının koordinat bilgilerine dayanarak her zaman adımı için izlenir.

Şekil 3.2.’de Ansys Forte yazılımındaki G-equation yanma modelinde alev yapısı belirtilmektedir.



Şekil 3.2. Alev cephesi bölgeleri (Ansys Forte, 2017).

Türlerin dönüşüm oranı ve buna bağlı birincil ısı salım hızı, önce sabit basınç ve sabit entalpi kısıtlamaları altında denge konsantrasyonu ve adyabatik alev sıcaklığı

belirlenerek hesaplanır. Daha sonra alev içeren bir hücre için, ortalama alev önünün, dt zaman adımı içinde yanmamış hacim V_u boyunca süpürdüğü varsayılır. Karışımın süpürülmüş hacim V_s içinde denge durumuna ulaşan kısmı dikkate alındığında, dt zaman adımı için k türlerinin tür dönüşüm oranı Denklem 3.23'te ifade edilmektedir.

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{\rho Y_{k,b} - \rho_k}{dt} \quad (3.23)$$

Burada;

ρ ve ρ_k : Toplam karışım

k : Türünün hücre ortalama yoğunlukları olarak ifade edilmektedir.

Denklem 3.24'te yaklaşık olarak süpürülen hacim ifade edilmektedir.

$$V_s = A_f S_T dt \quad (3.24)$$

Burada;

A_f : Hücre için alev ön alanı.

S_T : Türbilanslı alev hızı (Abay, 2015; ANSYS Forte, 2017).

Son olarak Denklem 3.25'te k türünün dönüşüm oranı ifade edilmektedir. Denklem 3.27 ile açık bir Euler yöntemi kullanılarak sayısal integrasyonu, tür yoğunluğunu verir.

$$\frac{d\rho_k}{dt} = (\rho Y_{k,b} - \rho_k) \frac{A_f S_T}{V_u} \quad (3.25)$$

BÖLÜM 4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE MODELLEME

HAD yöntemi, sayısal analiz çalışmaları sistemlerin fiziksel özellik davranışlarının analiz ile incelendiği ve yaygın olarak kullanılan uygulamalar arasındadır. İçten yanmalı motorlar da HAD uygulamaları, yanma odası içerisinde sıcaklık, basınç, hız, motor performansı ve emisyonlarını deneysel çalışmalar olmadan tahmin edilmesine olanak sağlamaktadır. Geliştirme süreci aşamasında olan ürün hakkında önceden öngörü yapılarak tasarımın nihai hale gelme sürecinde uygulanan önemli bir adım olarak karşımıza çıkmaktadır. Geliştirilen ürünün fiziksel davranışlarının test edilerek verilerin toplanması ve HAD uygulamasından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulamalar yapılması motor geliştirme süreçlerinde kritik öneme sahiptir.

Bu çalışmada HAD tabanlı üç boyutlu simülasyon yazılımı olan Ansys Forte yazılımında iki zamanlı iki silindirli bir benzinli motorundaki HAD analizi incelenmiştir. Bu bölümde HAD analizinin yapılabilmesi için model hazırlık süreçlerinden bahsedilmektedir. Analizin koşullarıyla birlikte elde edilen verilerin yorumlanması ve değerlendirmesi yapılmıştır. Ardından motordan alınan deneysel veriler ile HAD analizinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır.

4.1. Genel Motor Bilgileri

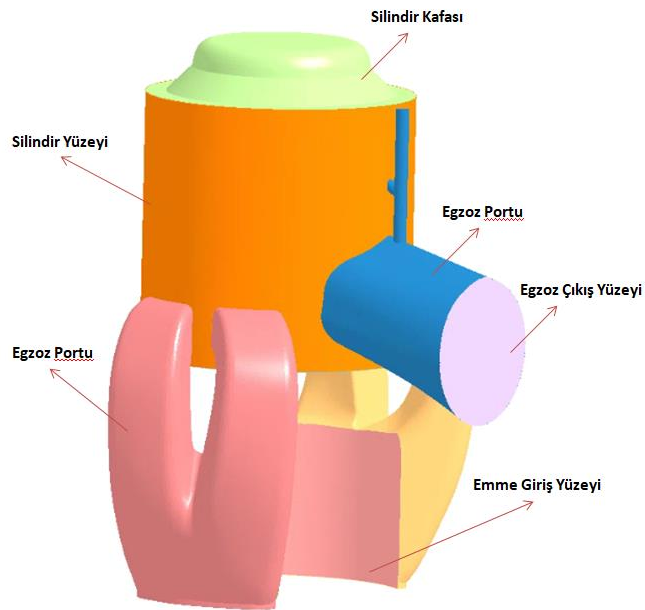
HAD analizi gerçekleştirilen ve deneysel çalışmalarda kullanılan motorla ilgili temel bilgiler Tablo 4.1.'de belirtilmektedir.

Tablo 4.1. Genel Motor Bilgileri

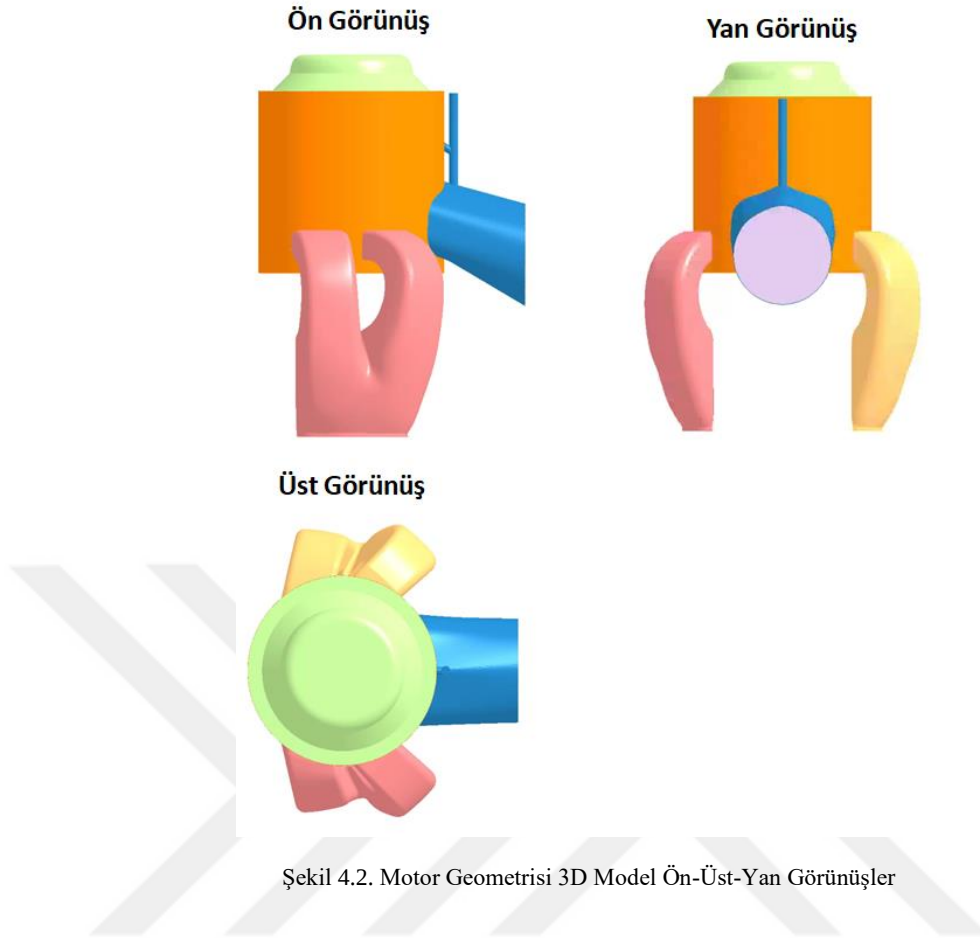
Genel Motor Bilgileri	
Motor Krank Mili Devri [devir/dakika]	4800
Silindir Çapı [mm]	64
Strok Uzunluğu [mm]	64
Biyel Kolu Uzunluğu [mm]	122
Silindir Hacmi [mm ³]	206
Silindir Adedi	2
Sıkıştırma Oranı	9.4
Emme Açılması	127 KMA
Emme Kapanması	233 KMA
Egzoz Açılması	90 KMA
Egzoz Kapanması	270 KMA
Buji Sayısı (Tek silindir için)	1
Soğutma	Hava Soğutmalı
Yakıt	Benzin
Kullanım Alanı	Havacılık

4.2. CAD Modelinin Oluşturulması

Yapılacak HAD analizi için içten yanmalı motorun emme manifoldu, egzoz manifoldu ve silindir içi hava akışı modellenenecektir. Bu sebeple motorun CAD datasından sadece hava hareketlerinin gerçekleştiği bölgeler alınmıştır. Hava akışının gerçekleştiği manifold ve silindir içi alanların 3 boyutlu CAD modeli Şekil 4.1. ve Şekil 4.2.'de belirtilmektedir.



Şekil 4.1. Motor Geometrisi 3D Model

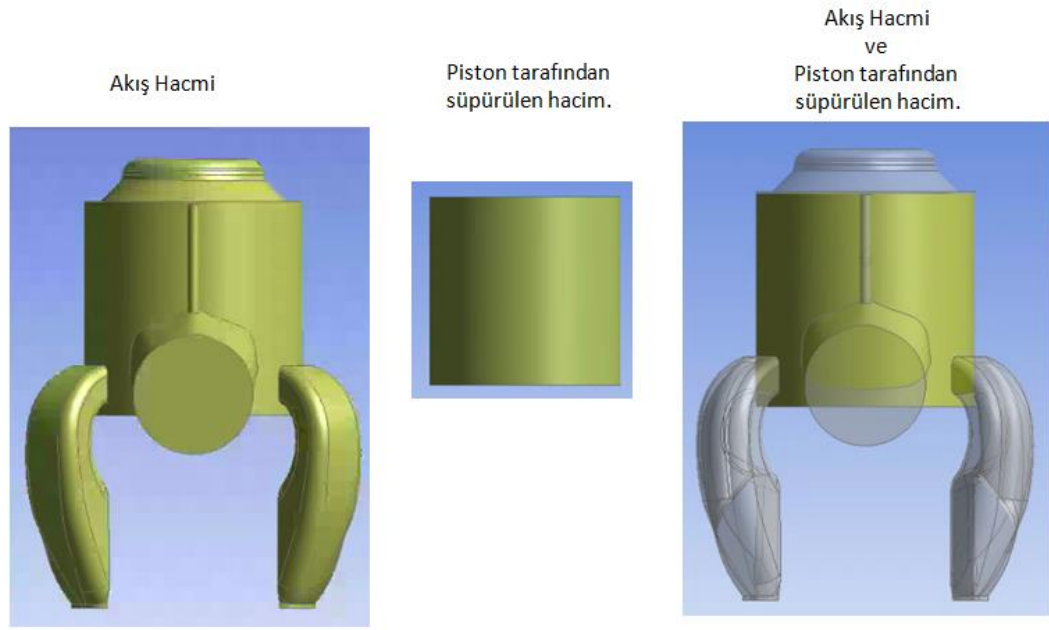


Şekil 4.2. Motor Geometrisi 3D Model Ön-Üst-Yan Görünüşler

4.3. Ansys-Design Modeler İle Katı Modelin Oluşturulması

HAD analizi için hazırlanan 3 boyutlu model Ansys-Design Modeler sekmesiyle açılmıştır. Burada önemli olan yazılıma CAD modelinin yüzey model olarak değil de tamamen bir katı model olarak oluşturulmasıdır. Bu aşamada Design Modeler sekmesinde 2 farklı katı model(hacim) oluşturulmuştur. Bu modeller;

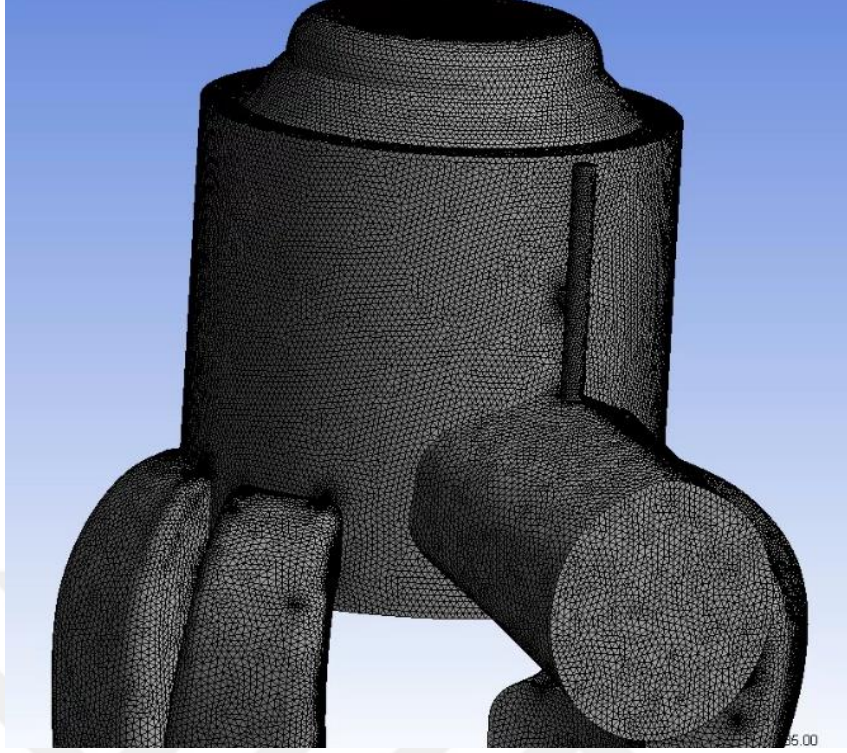
- Akış Hacmi (emme manifoldu, egzoz manifoldu, silindir içi ve silindir kafası).
- Piston tarafından süpürülen hacim.
- Oluşturulan hacimler Şekil 4.3.'te belirtilmektedir.



Şekil 4.3. Akış hacmi ve piston tarafından süpürülen hacim

4.4. Ansys Mesh İle Yüzey İsimlendirmesinin Yapılması ve Mesh Oluşturma

Ansys Desing Modeler sekmesinde oluşturulan katı hacim daha sonra Ansys Mesh sekmesinde açılmıştır. Katı modelin oluşturulmasından sonra ağ yapısının oluşturulmadan önce model yüzeylerinde isimlendirme yapılmış daha sonra mesh oluşturulmuştur. Yüzey isimlendirmesi yapılan ve mesh oluşturulmuş model Şekil 4.4.'te belirtilmektedir.



Şekil 4.4. Mesh oluşturulmuş model

Bu başlıkta dikkat edilmesi gereken husus ise Ansys Mesh sekmesinde yapılan yüzey tanımlama ve mesh çalışması modelin Ansys Forte ile açılabilmesi için yapılmıştır. Oluşturulan HAD analiz modeli Ansys Mesh sekmesinde hacim iken Ansy-Forte ile açıldığında yüzey olarak açılacaktır.

4.5. Modelin HAD Yazılıma Aktarılması

Ansys Mesh'te oluşturulan model daha sonra Ansys Forte yazılımı ile açılmıştır. HAD analizi yapılacak olan motor modeli için gerekli olarak parametrelerin girileceği adımlar alt başlıklarda detaylandırılmıştır.

4.5.1. Geometri arayüz sekmesi

Geometri sekmesinde Ansys Mesh'te katı modele oluşturduğumuz yüzey isimlendirme ve mesh çalışması sonrası model Ansys-Forte ile açılmıştır. Burada modeli Ansys Forte'de açtığımızda katı model yerine karşımıza yüzey model olarak çıkıyor olmasıdır. Model oluşturma işlemi Ansys Forte'de yapılamamasından dolayı

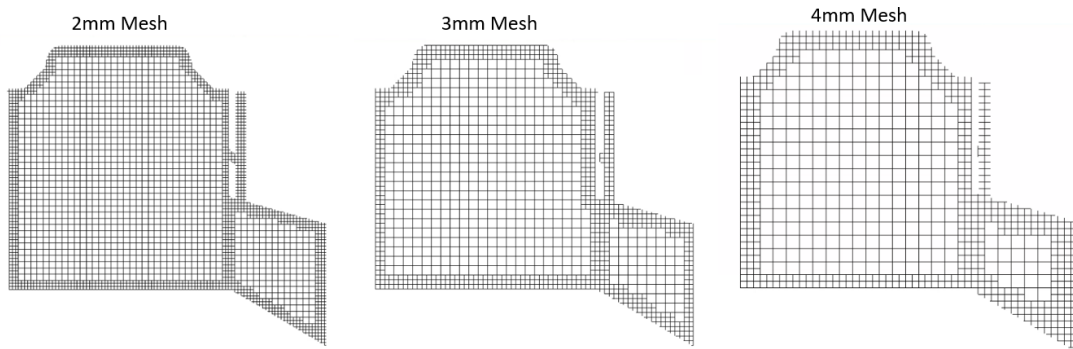
bu işlem Ansys Design Modeler ve Ansys Mesh sekmelerinde yapılmıştır. Burada Sub-Volume'de yer alan sekmede ise yanmanın oluşacağı hacim için yüzey alanları seçilmelidir.

4.5.2. Mesh kontrol arayüz sekmesi

Bu adımda HAD analizi yapılacak model için mesh oluşturma çalışmaları yapılmaktadır. Model üzerine hangi bölgelere, hangi hücresel boyutta ve hangi metotların kullanılacağını belirleneceği arayüz sekmesidir. Bu işlemlerin yanı sıra Ansys Forte sahip olduğu adaptif mesh sayesinde çözüm ağının geometrik ve sayısal çözüm verilerine dayanarak çözüm süresinde hassaslaştırma ya da kabalaştırma yapmamıza imkan tanır. Bu özelliğinden dolayı özellik çözüm süresi bakımından da önemli avantajlar sağlamaktadır.

Analiz kapsamında 2mm, 3mm ve 4mm mesh boyutlarında çözüm yapılarak motorda analiz sonucunda yakınsama ve deneysel verilerden elde edilen sonuçlar gözlemlenmiştir.

180 krank açısına ait mesh görüntüleri Şekil 4.6.'da belirtilmiştir.



Şekil 4.5. 180 krank açısı mesh görüntüsü

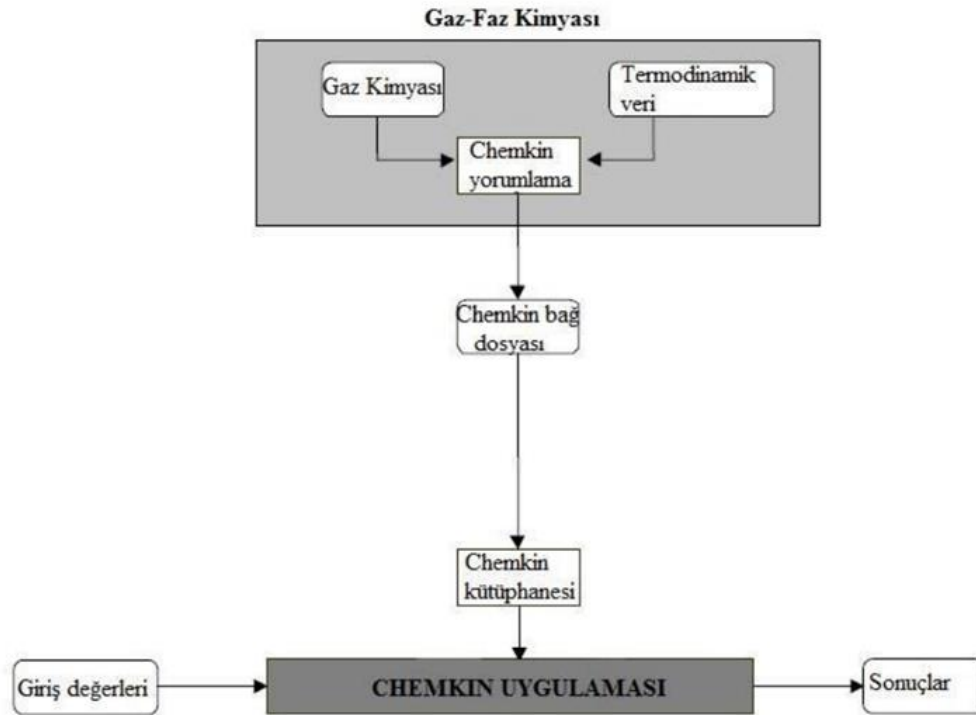
4.5.3. Model arayüz sekmesi

Model sekmesinde HAD analizi yapılacak modelin çözümü için türbülans modeli seçilmektedir. Yine bu adımda motor özelliğine göre buji veya enjektör bilgileri

girilmektedir. Analiz sonucunun etkilenmemesi için konum, özellik, süre vs. gibi sınır koşullar doğru girilmelidir.

Bu çalışmada RNG k- ϵ ve Standart k- ϵ türbülans modellerinde analiz yapılmıştır.

Chemisty modül ile program alt yapısında bulunan farklı yakıtlar ve bu yakıtlara ait birden fazla yakıt mekanizması Ansys Forte programına entegre edilmiştir. Bu işlem program üzerinde içten yanmalı motorlarda yanma işlemi için önemli parametrelerin kullanılabilir olduğu Forte Chemkin adlı ticari yazılımını bünyesinde barındırmaktadır. Bu modül ile program alt yapısında bulunan farklı yakıtlar ve bu yakıtlara ait birden fazla yakıt mekanizması sayesinde deneysel verilere çok yakın veriler elde edilmektedir.



Şekil 4.6. CHEMKIN modülü akış şeması (Abay, 2015)

4.5.4. Sınır koşulları arayüz sekmesi

Sınır koşulları sekmesinde silindir içerisinde hava ile yakıtın karışım miktarı, karter basınç profili, duvar sıcaklıkları, giriş ve çıkış sıcaklık, basınç değerleri girilmektedir.

Girilecek olan parametrelerin deneysel sonuçlardan elde edilmesi ya da yaklaşım yapılarak deneysel verilerek yakın değerlerin girilmesi analiz sonuçlarının doğruluğu için son derece önemlidir.

4.5.5. Başlangıç koşulları arayüz sekmesi

Başlangıç koşulları sekmesinde silindir, emme portları ve egzoz portuları hacimleri içinde kalan herhangi bir noktanın koordinatı tanımlanmalıdır.

4.5.6. Simülasyon kontrolleri arayüz sekmesi

Simülasyon kontrolleri sekmesinde analizin başlatılıp bitirileceği krank açıları, motor devri ve çevrim türü seçilmektedir.

4.5.7. Çıktı kontrolleri arayüz sekmesi

Çıktı kontrolleri sekmesinde HAD modelinin çözümü sırasında her 20 krank açısında bir analiz çıktılarının yazdırılacağı bilgiler girilmiştir. Yazdırma işlemi daha sık krank açılarında yapıldığında analizde çözüm süresi de uzamaktadır.

4.5.8. Simülasyonları önizleme arayüz sekmesi

Simülasyonları izleme sekmesinde analizi yapılacak modele plane atılmıştır. Daha sonra mesh control sekmesinde model için kritik olabilecek krank açıları mesh oluşturma işlemi yapılmıştır. Bu sayede modeli analize vermeden önce kritik olabilecek krank açıları için mesh oluşturma süreci yapılmaktadır. Mesh oluşturulamadığı takdirde modeli analize verdiğimizde hata aldığımız krank açısında analiz çözümsüzlüğe gideceğinden dolayı otomatik olarak sonlandırılacaktır.

BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışmanın bu kısmında iki zamanlı, iki silindirli, buji ateşlemeli benzinli motorda yapılan deneysel faaliyetler aktarılacaktır. Yapılan çalışmada motordan deneysel verilerinin toplanması amaçlanmıştır.

5.1. Yapılan Deneysel Çalışmalar

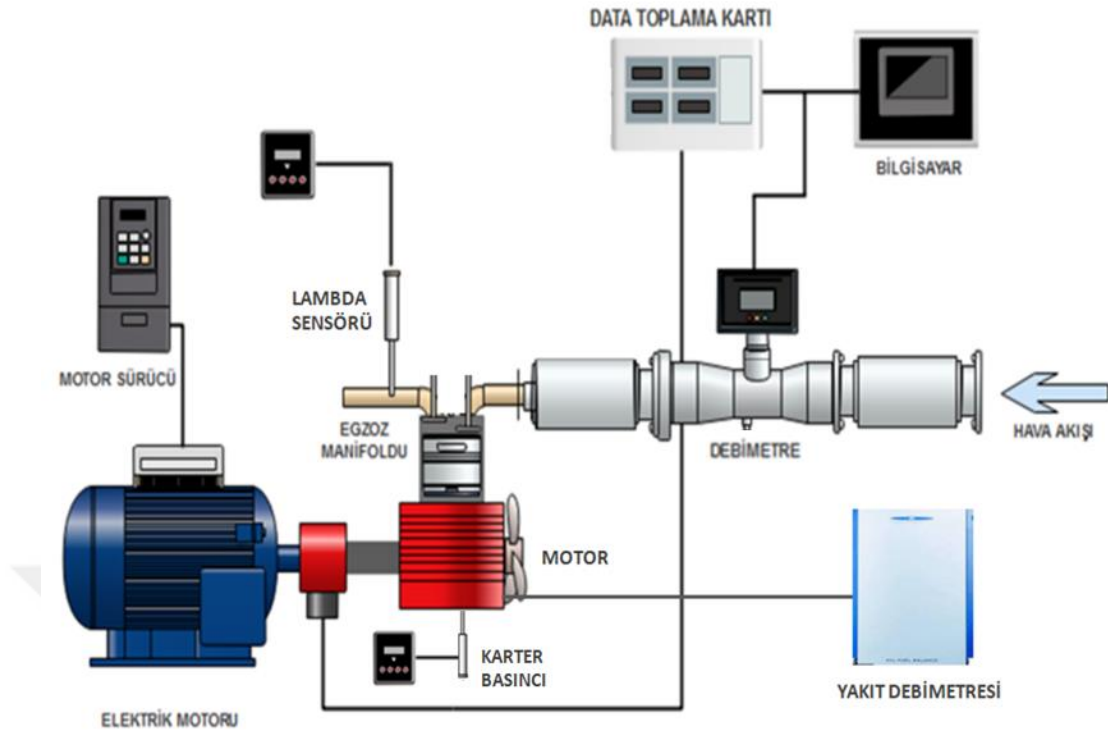
Bu bölümde, deney düzeneği, kullanılan ölçüm ekipmanları ve elde edilen ölçümler hakkında bilgiler verilmektedir. Deneysel çalışmada AVL firmasına ait ölçüm ekipmanları kullanılmıştır.

Tablo 5.1.'de deneysel çalışmada yapılan ölçümlerin doğruluk hassasiyet değerleri belirtilmektedir.

Tablo 5.1. Deneysel çalışmada yapılan ölçümlerin doğruluk hassasiyet değerleri

Ölçüm Parametresi	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Doğruluk Hassasiyeti
Kütleli Gaz Debisi	Hava Debimetresi	0-780 [kg/h]	$\pm 0.5\%$
Kütleli Yakıt Debisi	Yakıt Debimetresi	0-125 [kg/h]	$\pm 0.5\%$
Tork	Torkmetre	0-500 [Nm]	$\pm 0.05\%$

Şekil 5.1.'de motordan dataların alındığı deney düzeneğinin şeması belirtilmektedir.



Şekil 5.1. Test düzeneği şeması

Deneysel çalışmada enstrumantasyonların entegrasyon ve ölçüm faaliyetleri şöyledir;

- Motorun test sistemine bağlantısı yapılmıştır.
- Motorun emme hattına hava debimetresinin bağlantısı yapılmıştır.
- Motor karterine basınç enstrumantasyonu yapılmıştır. Karterde krank açısına bağlı basınç profili elde edilmiştir.
- Egzoz çıkışına lambda sensörünün bağlantısı yapılmıştır.
- Yakıt debimetresinin bağlantısı yapılmıştır.
- Test süresi boyunca motordan toplanan veriler anlık olarak verilerin görselleneceği kontrol ekranına aktarılmıştır.

4800 devir/dakika motor devrinde gerçekleşen deneysel çalışmalarda motordan aşağıdaki veriler elde edilmiştir.

- Motor gücü.
- Kütleli gaz debisi.

- Karter basıncı.
- İndike özgül yakıt tüketimi.
- Volümetrik verim



BÖLÜM 6. ANALİZ SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde; analizi gerçekleştirilen 2 zamanlı buji ateşlemeli motordan elde edilen analiz sonuçları değerlendirilerek yorumlaması yapılmıştır.

Yapılan analiz çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar Ansys-Forte ara yüzünde yer alan Launch CFD Post sekmesi üzerinden açılarak görsel işlemler yapılmıştır. Öncelikle HAD modeli üzerinden kesit alınmış olup daha sonra model üzeri farklı krank açılarında hız, sıcaklık ve basınç değişimlerinin incelenmesi ve yorumlanması yapılmıştır.

Analiz kapsamında 2 farklı mesh boyutunda 2mm, 3mm, 4mm ve Standard k- ϵ ile RNG k- ϵ türbülans modelleri arasında karşılaştırma yapılmıştır.

Tablo 6.1. Türbülans modelleri ve mesh boyutu

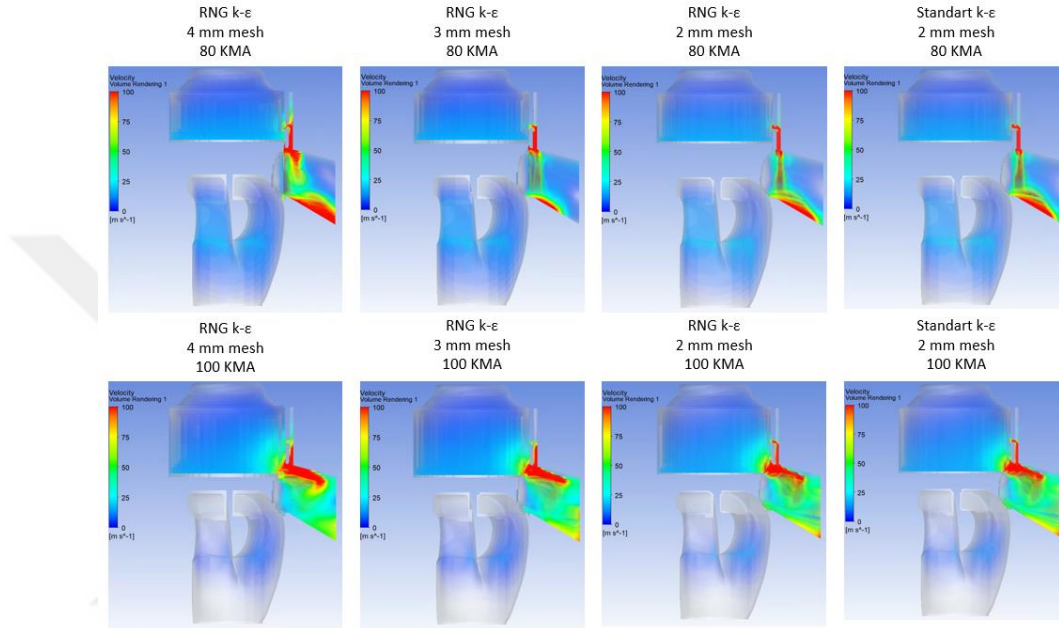
Türbülans Modeli	Mesh Boyutu [mm]
RNG k- ϵ	4
RNG k- ϵ	3
RNG k- ϵ	2
Standart k- ϵ	2

6.1.1. Hız sonuçlarının incelenmesi

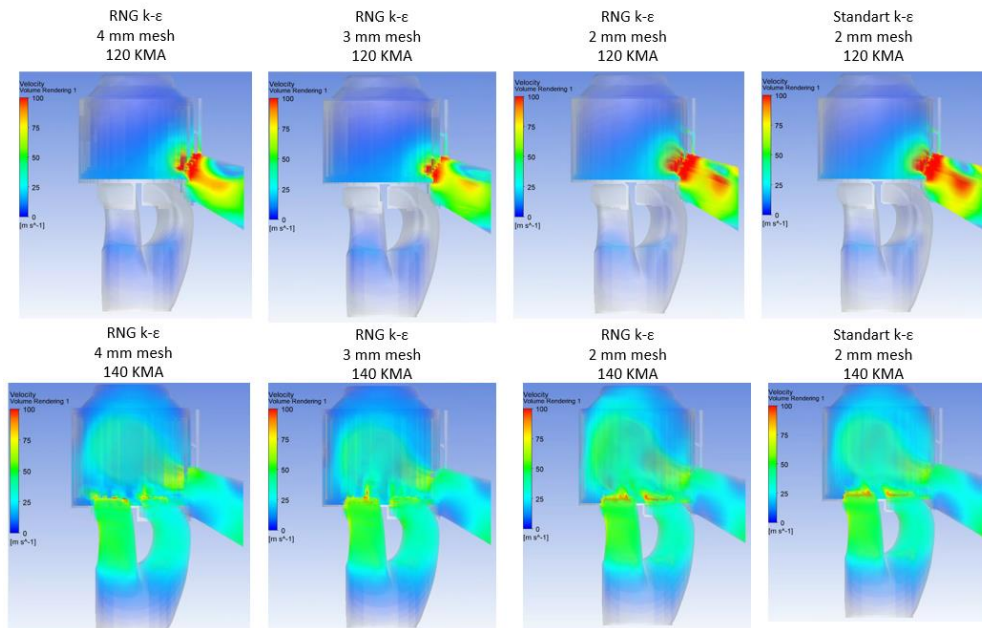
Bu başlıkta kesit alınan HAD modeli üzerinden 80 KMA ile 420 KMA aralığında her 20 KMA değişiminde model üzerinde oluşan hız değişimleri incelenmiştir.

Şekil 6.1.'de 80-100 KMA'da hız değişimi görülmektedir. 80 KMA'da by pass portu açıldığından dolayı bu noktada hız değişiminin yüksek olduğu görülmektedir. 100 KMA'da egzoz portunun da açılmasıyla birlikte hem by pass valfi hem de egzoz portu bölgelerinde hız değişimlerinin olduğu görülmektedir.

HAD modelinde yer alan by pass tasarımının kullanılmasının sebebi ise yanma kaynaklı silindir içerisinde oluşan sıcaklık basınç artışlarıyla birlikte egzoz açılmaya başladığından itibaren çok yüksek hız oluşmaktadır. Burada oluşan yüksek hızları engellemek için by pass tasarımı oluşturularak oluşacak aşırı hızlanmanın önüne geçilmektedir.

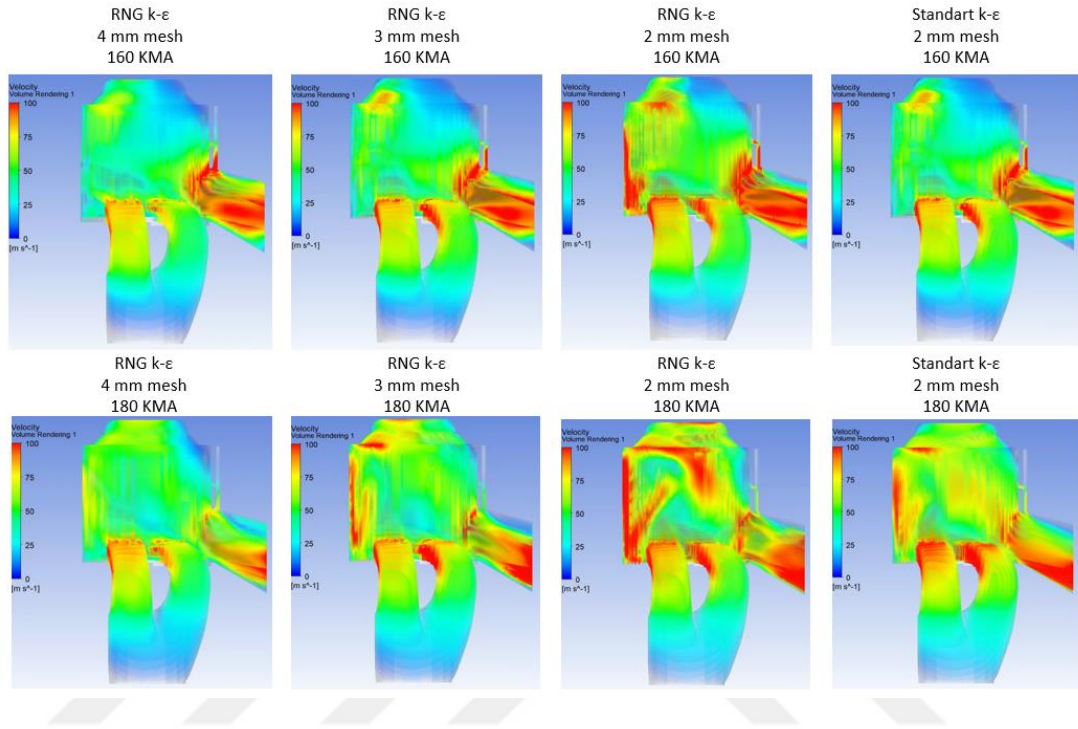


Şekil 6.1. 80-100 KMA'da hız değişimi



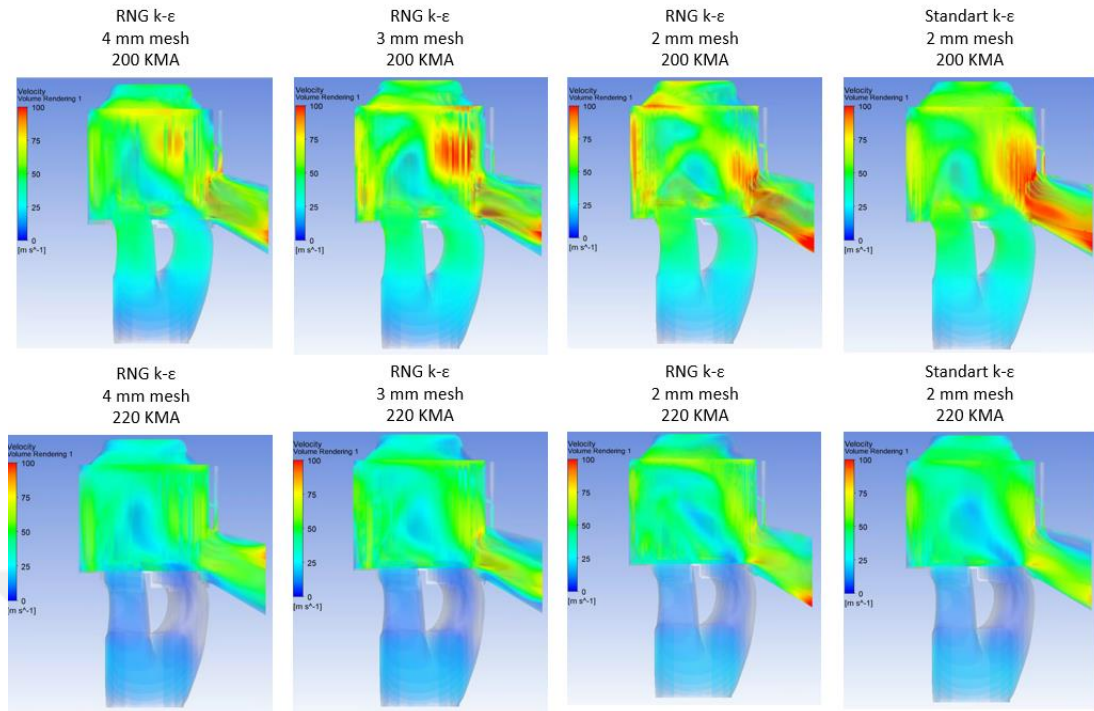
Şekil 6.2. 120-140 KMA'da hız değişimi

Şekil 6.3.'te 160-180 KMA'da hız değişimi görülmektedir. 180 KMA'da pistonun alt ölü noktaya ulaşmasıyla birlikte emme ve egzoz portlarının tamamen açılması sonucu silindir içi, emme portları ve egzoz portlarında oluşan hız değişimleri görülmektedir.

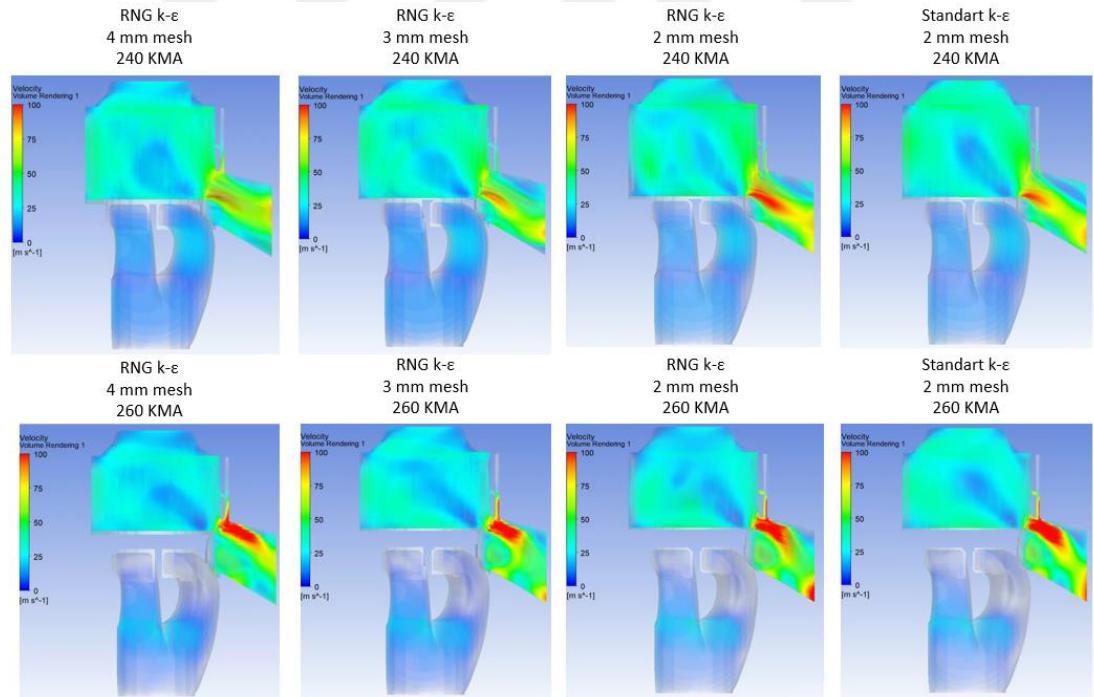


Şekil 6.3. 160-180 KMA'da hız değişimi

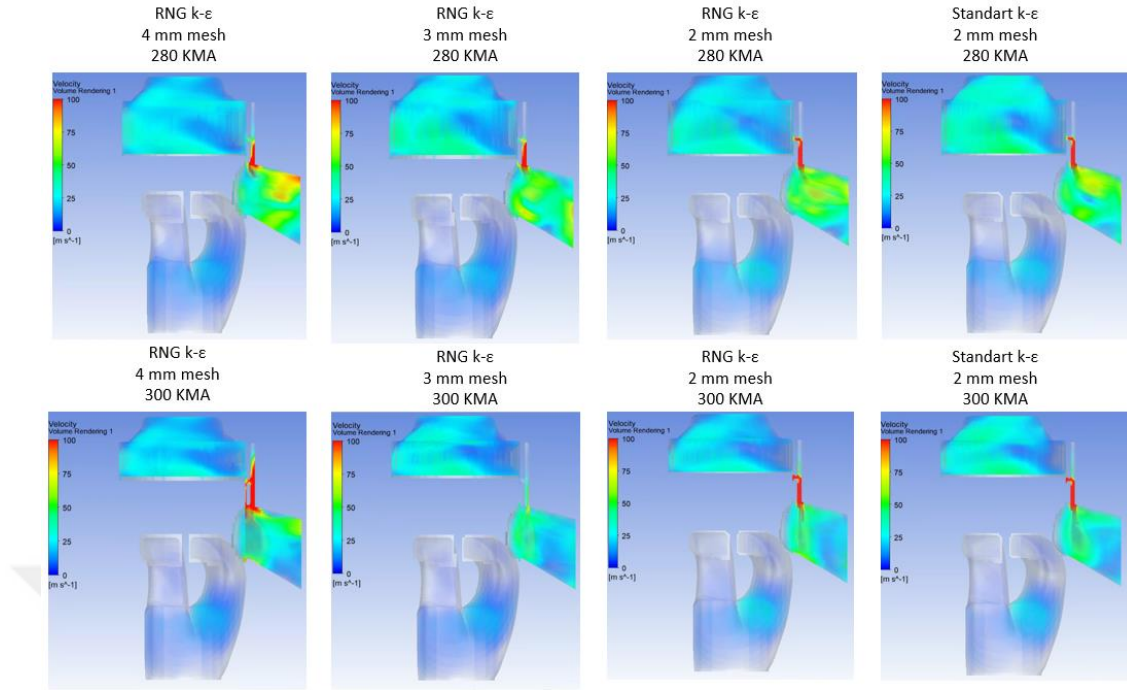
233 KMA'da emme portu, 270 KMA'da egzoz portu ve 320 KMA'da by pass portunun kapanmasıyla birlikte silindir için akış hızında kademeli şekilde azalma meydana gelmektedir.



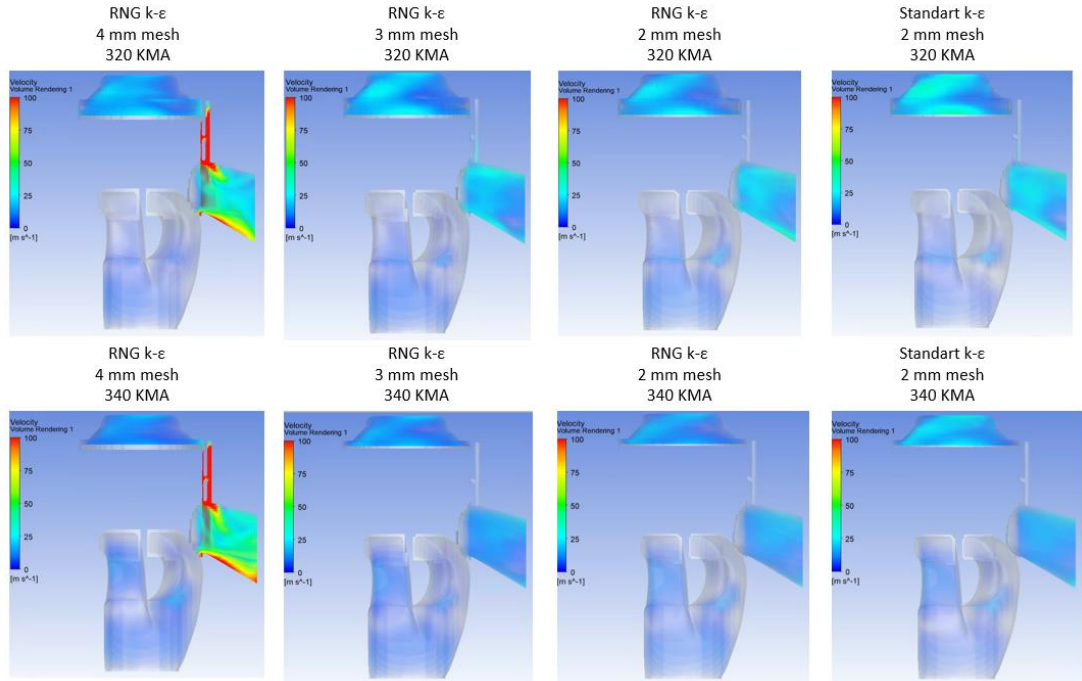
Şekil 6.4. 200-220 KMA'da hız değişimi



Şekil 6.5. 240-260 KMA'da hız değişimi



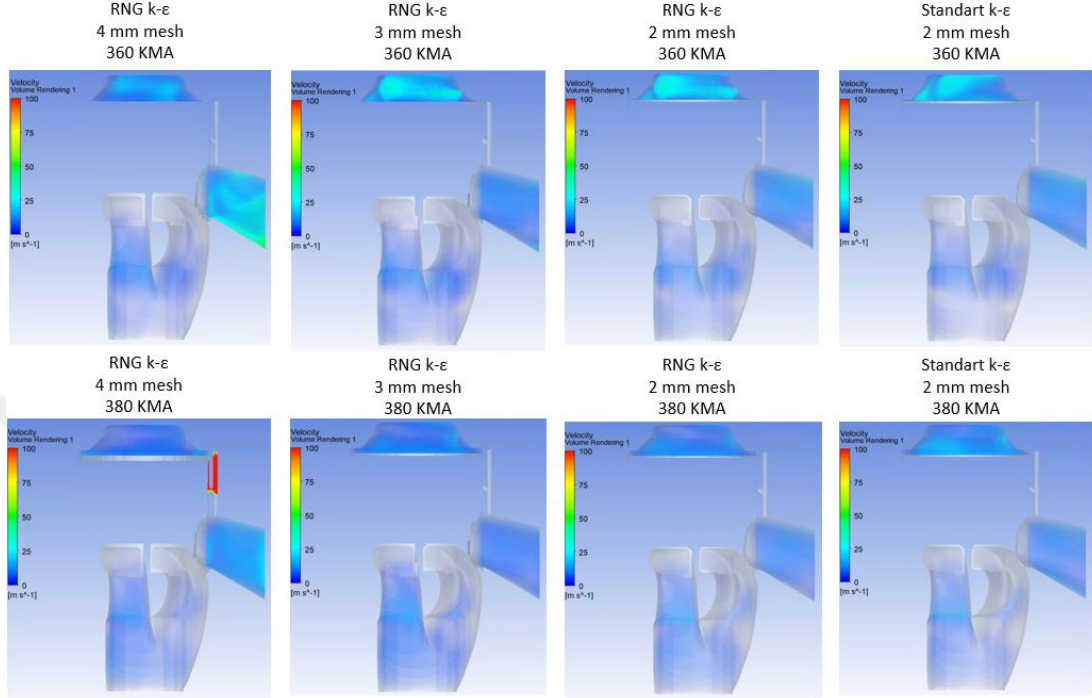
Şekil 6.6. 280-300 KMA'da hız değişimi



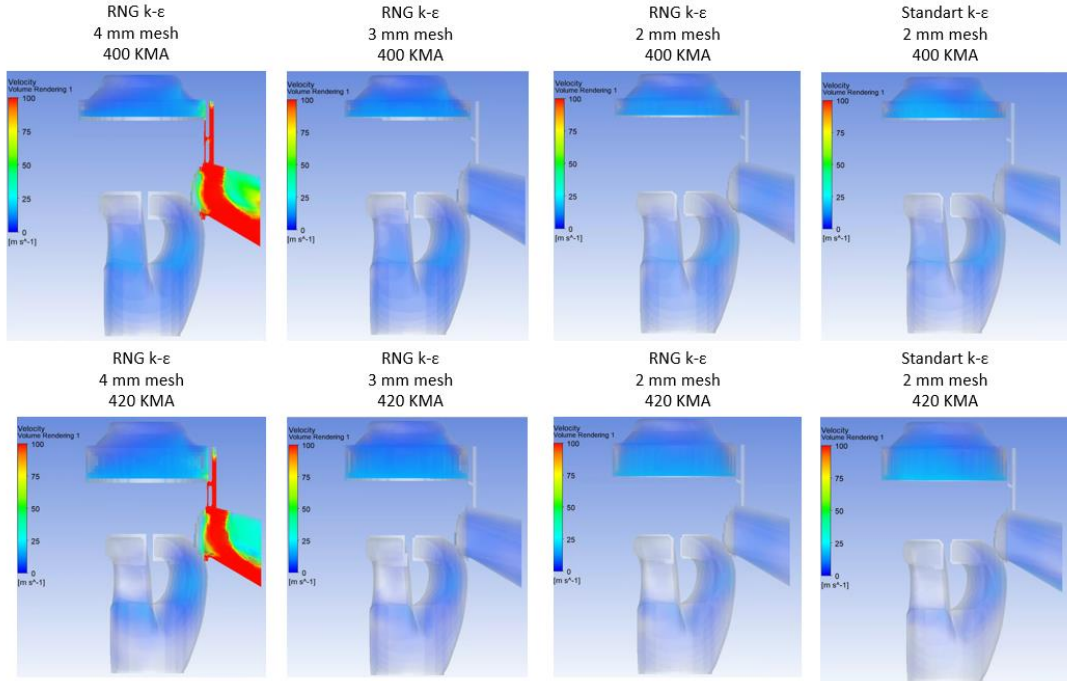
Şekil 6.7. 320-340 KMA'da hız değişimi

Şekil 6.8.'de 360-380 KMA'da hız değişimi ve Şekil 6.9.'da 400-420 KMA'da hız değişimi görülmektedir. 380 KMA'dan itibaren RNG k- ϵ 4 mm mesh boyutunda karşılaştırılan diğer modellere göre yüksek hız farklılığı görülmektedir. Bunun sebebi

ise 4 mm mesh boyutunda düzensiz ve kaba mesh sonucunca egzoz portunda kaçakların oluştuğu görülmektedir.



Şekil 6.8. 360-380 KMA'da hız değişimi

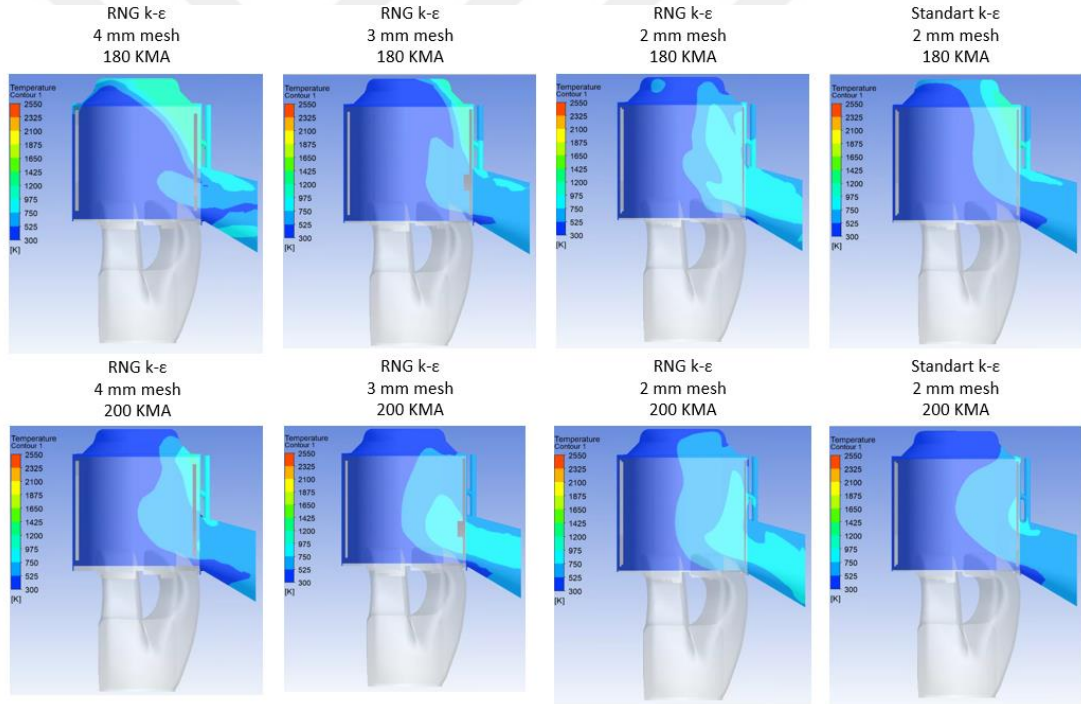


Şekil 6.9. 400-420 KMA'da hız değişimi

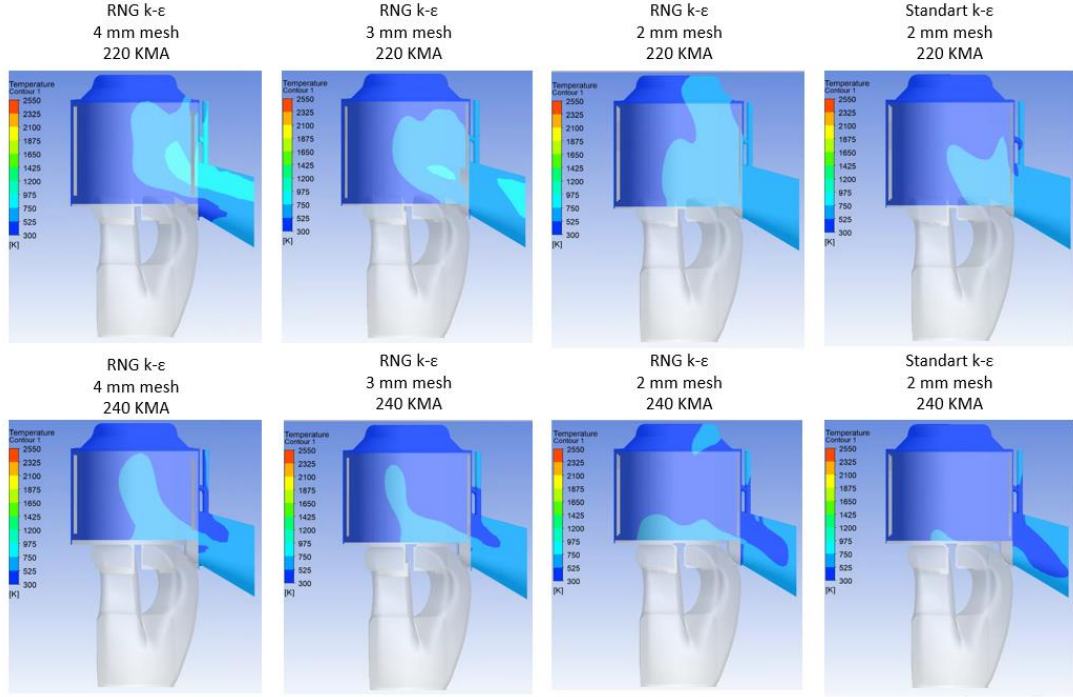
6.2. Sıcaklık Sonuçlarının İncelenmesi

Bu başlıkta kesit alınan HAD modeli üzerinden 180 KMA (piston AÖN pozisyonundan itibaren) ile 340 KMA aralığında her 20 KMA değişiminde model üzerinde oluşan sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Burada sıcaklık özellikle yanma başlamasıyla birlikte hızlı bir artış gösterecek olup 340 KMA sonrasındaki silindir içindeki değişimler daha detaylı KMA değişimlerinde incelenmiştir.

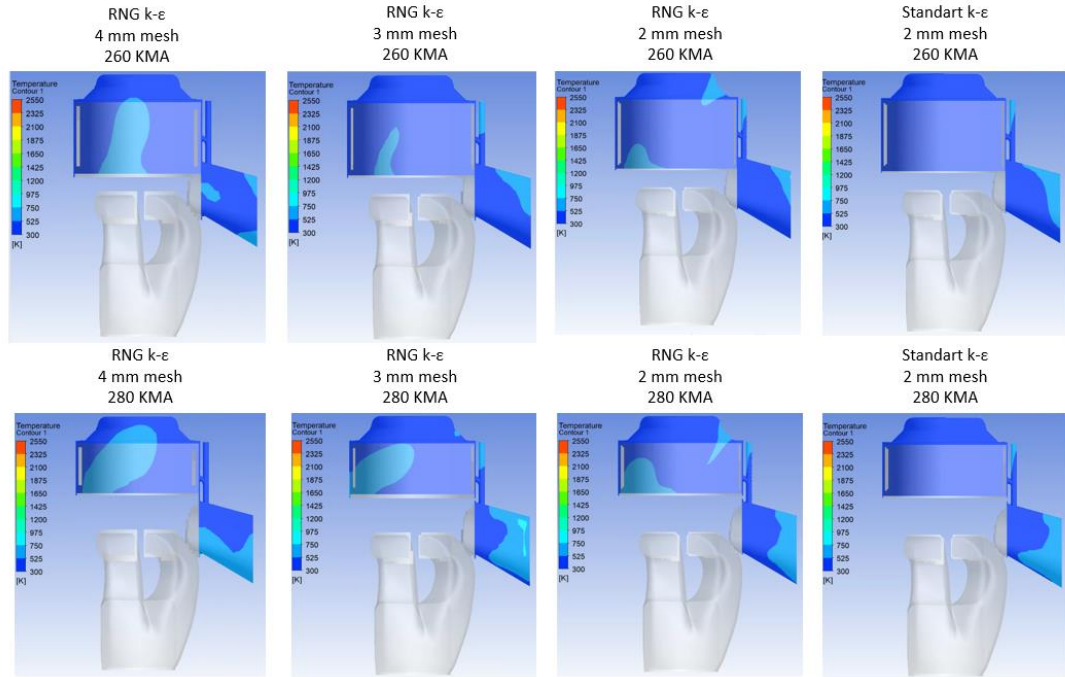
233 KMA emme portu, 270 KMA egzoz portunun ve 320 KMA'da by pass portu kapanmaktadır. Bu süre boyunca piston içerisinde sıcaklık değişimi kademeli ve yavaş bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir.



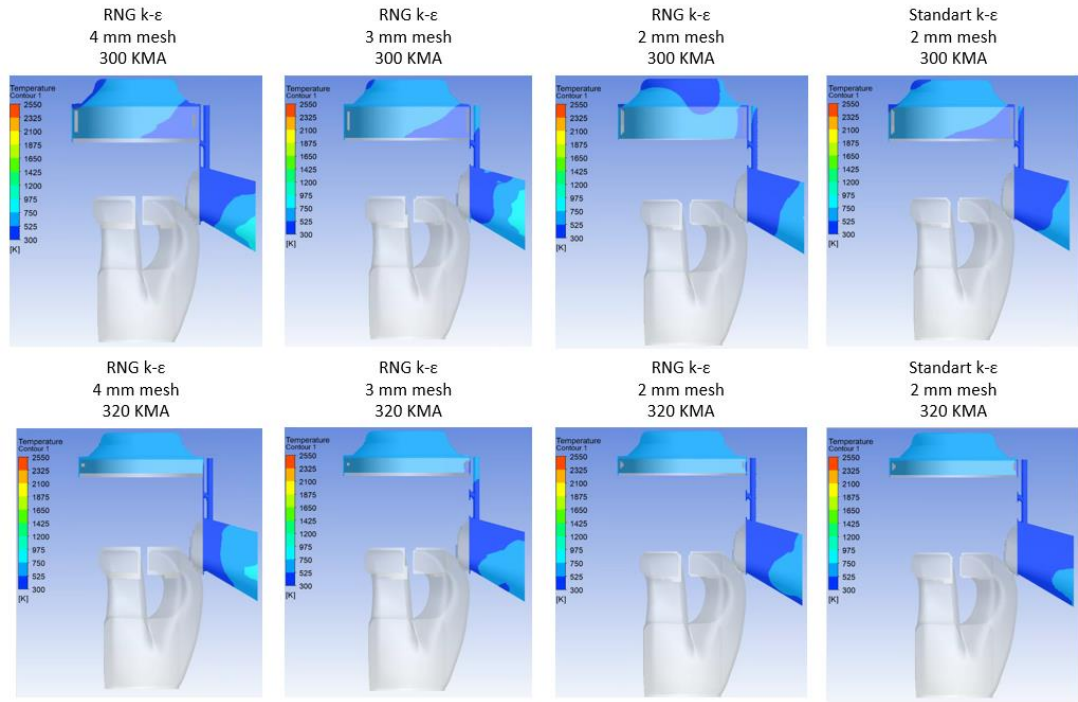
Şekil 6.10. 180-200 KMA'da sıcaklık değişimi



Şekil 6.11. 220-240 KMA'da sıcaklık değişimi

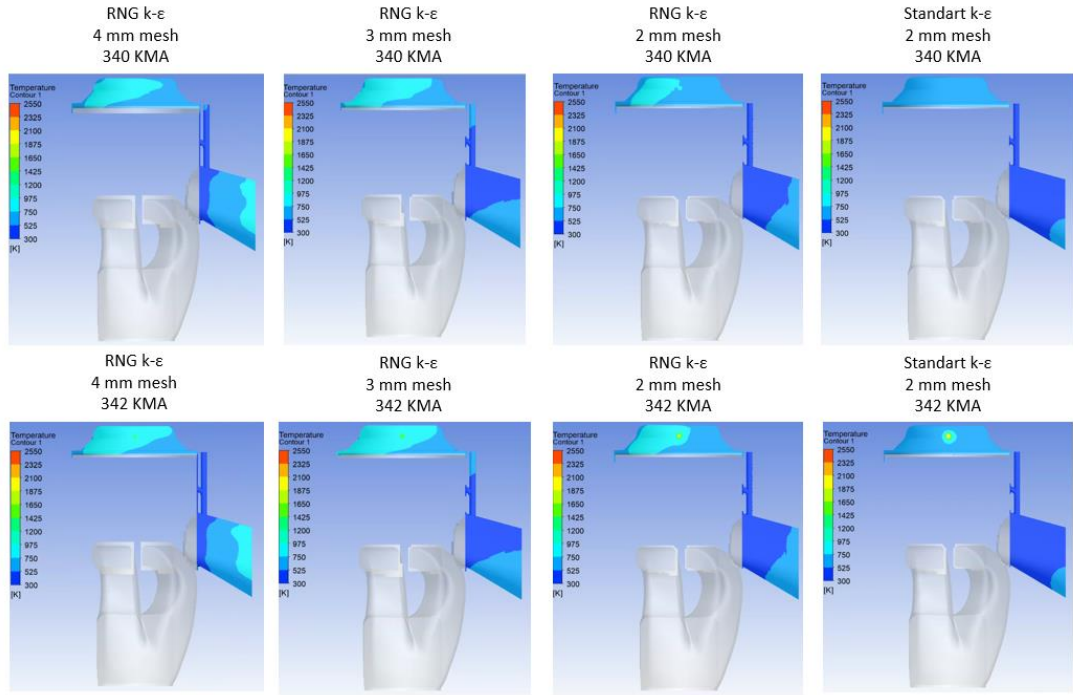


Şekil 6.12. 260-280 KMA'da sıcaklık değişimi

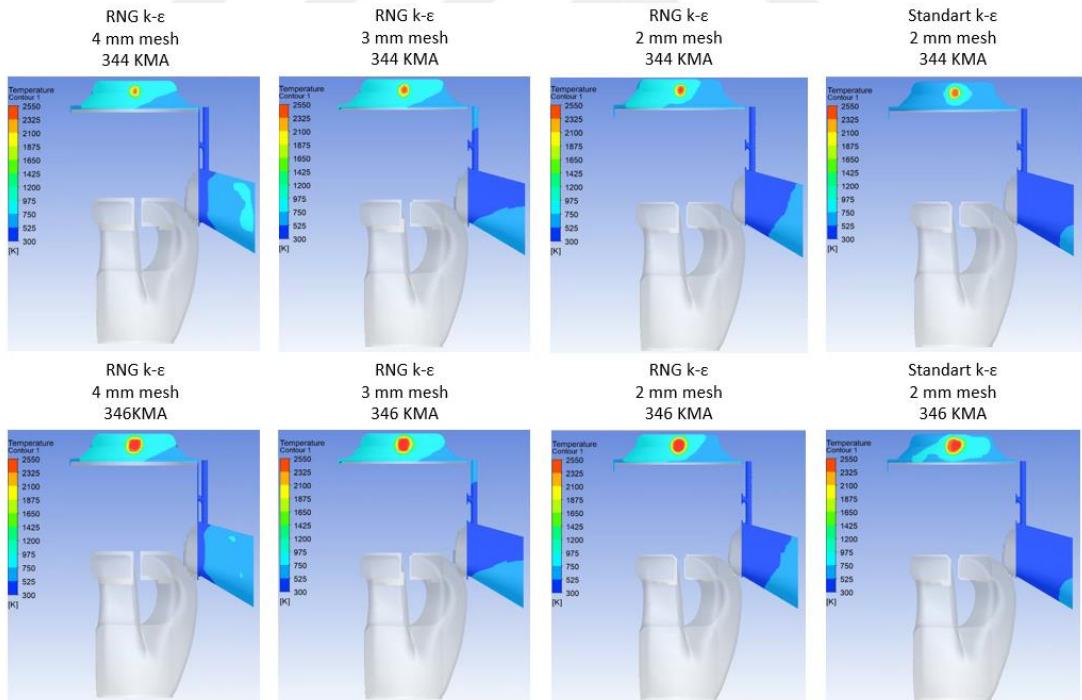


Şekil 6.13. 300-320 KMA'da sıcaklık değişimi

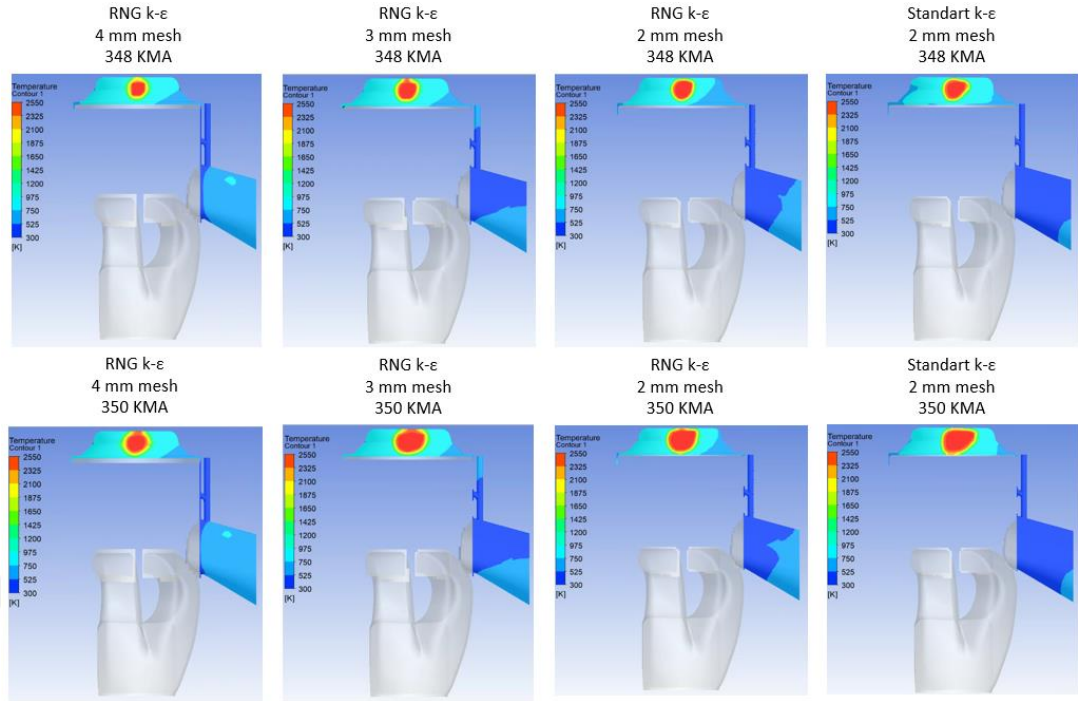
Şekil 6.14.'te 340-342 KMA'da sıcaklık değişimi görülmektedir. 340 KMA'da silindir içerisine sıkıştırılan hava ve yakıt karışımı bujinin bu noktada ateşlemeye başlamasının etkisiyle birlikte sıcaklık silindir içerisinde çok hızlı bir değişim göstermektedir. 377 KMA'ya gelindiğinde silindir içi sıcaklığın 2536K seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Bu aşamadan sonra 420 KMA'ya kadar sıcaklığın kademeli şekilde azaldığı görülmektedir.



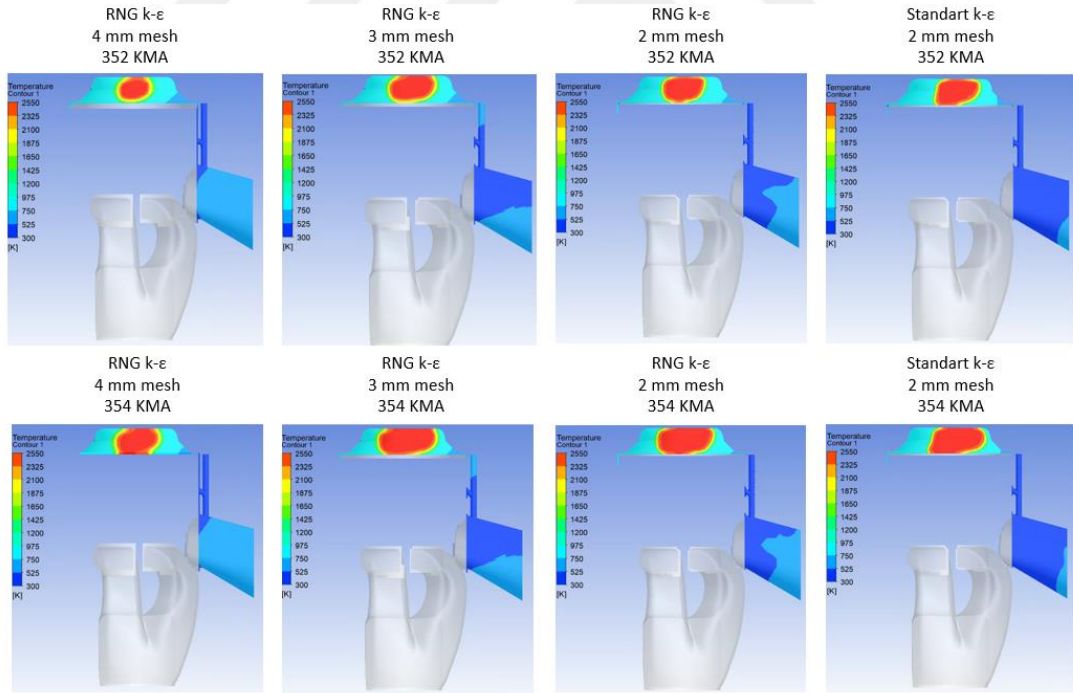
Şekil 6.14. 340-342 KMA’da sıcaklık değişimi



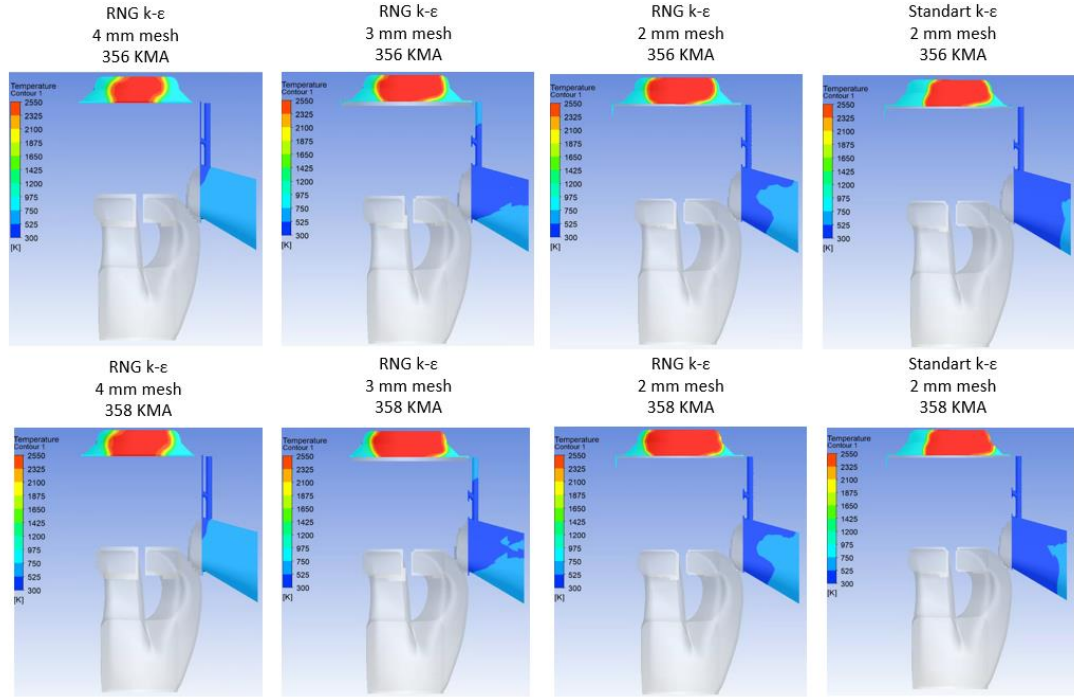
Şekil 6.15. 344-346 KMA’da sıcaklık değişimi



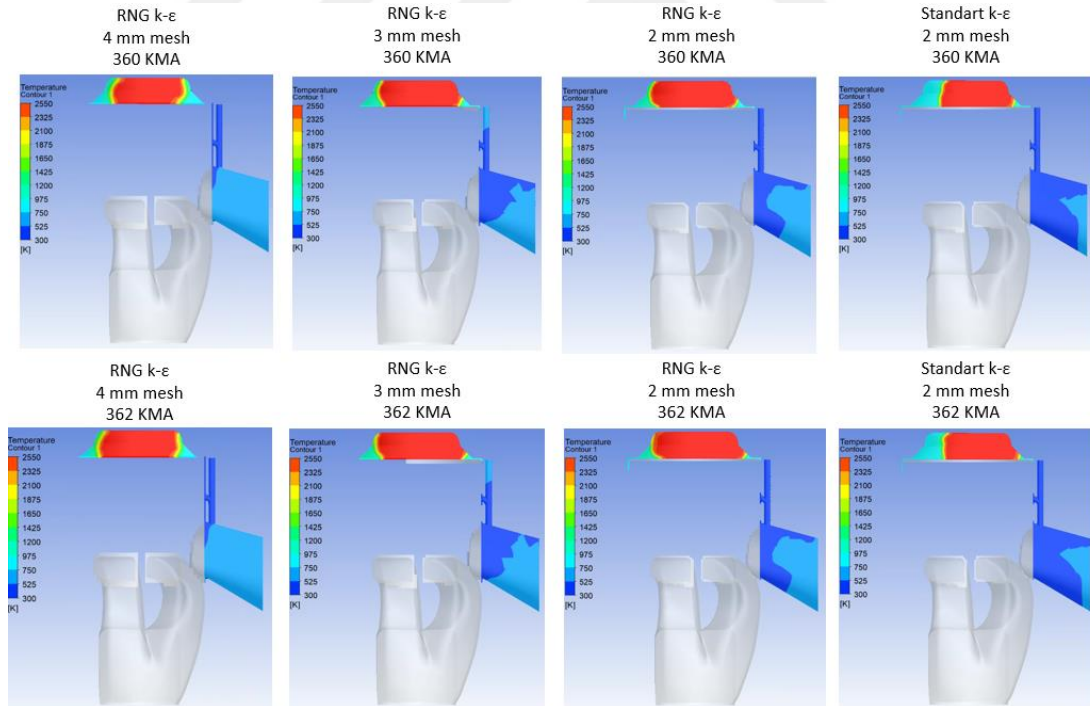
Şekil 6.16. 348-350 KMA’da sıcaklık değişimi



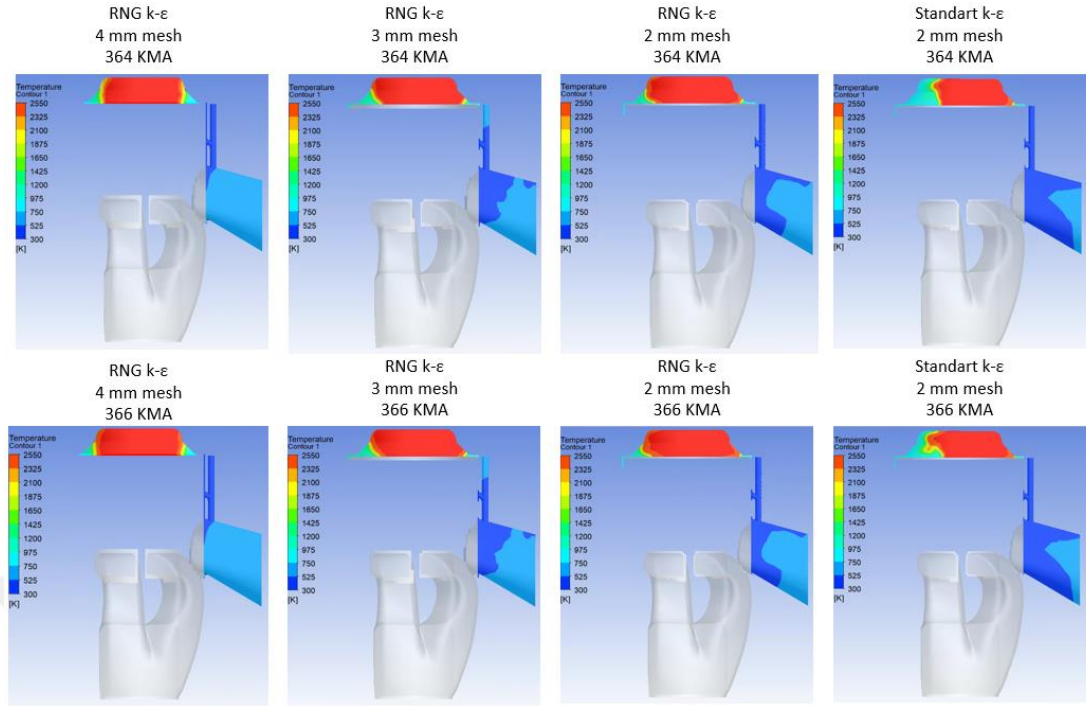
Şekil 6.17. 352-354 KMA’da sıcaklık değişimi



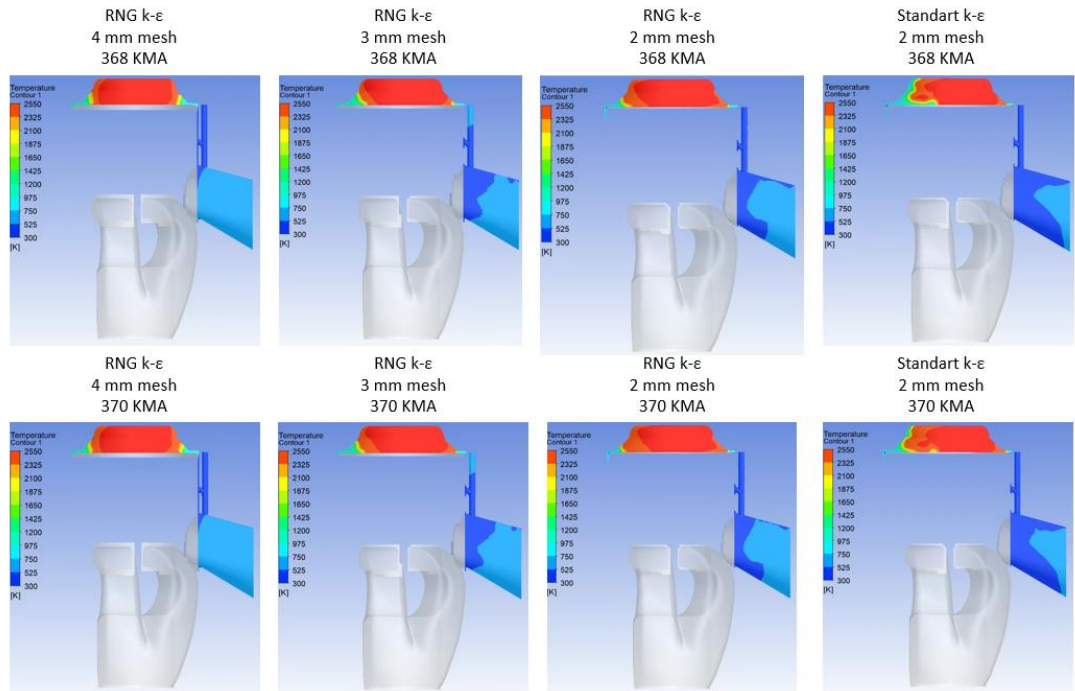
Şekil 6.18. 356-358 KMA'da sıcaklık değişimi



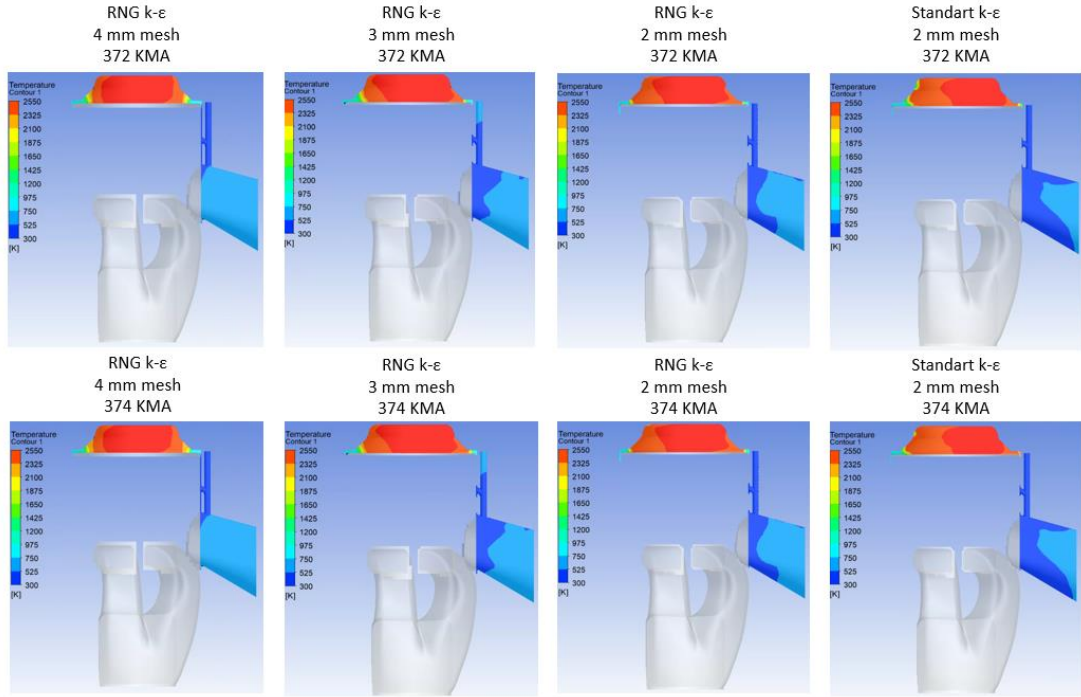
Şekil 6.19. 360-362 KMA'da sıcaklık değişimi



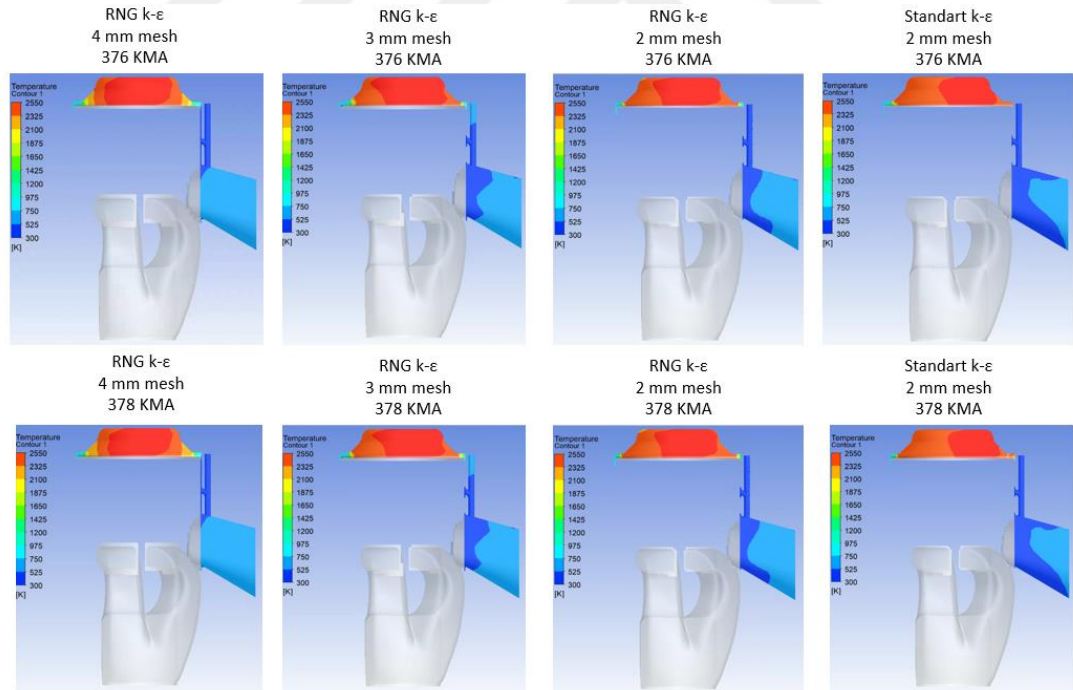
Şekil 6.20. 364-366 KMA'da sıcaklık değişimi



Şekil 6.21. 368-370 KMA'da sıcaklık değişimi



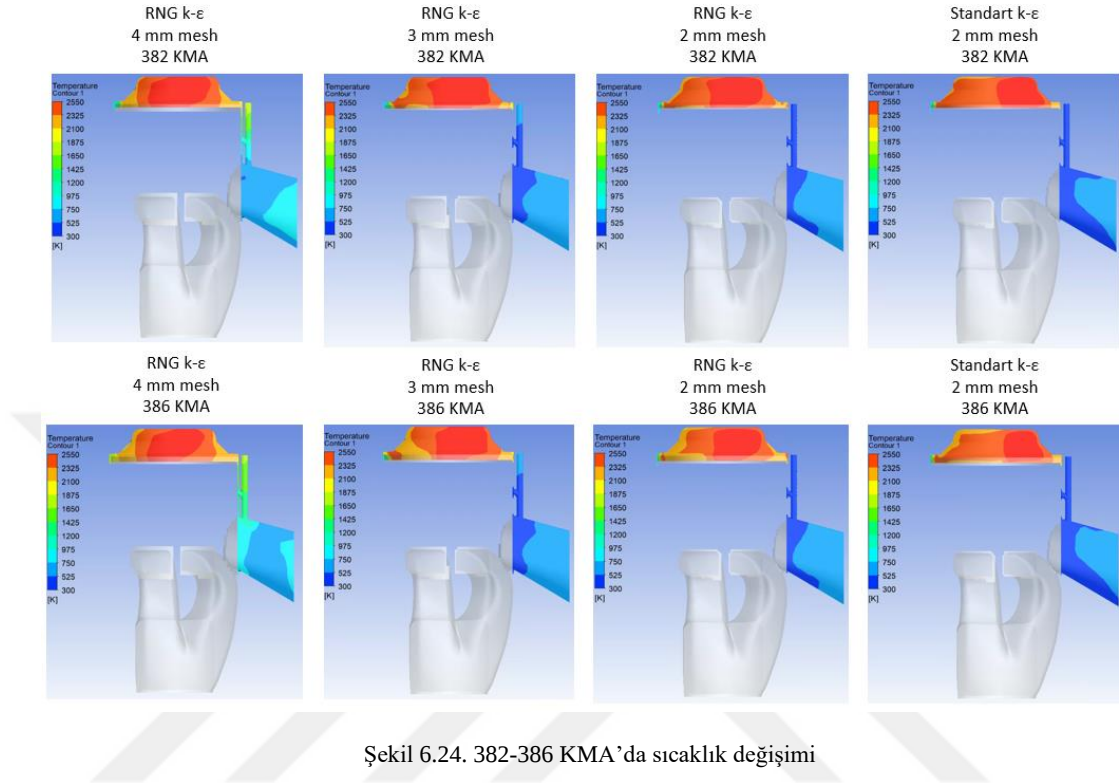
Şekil 6.22. 372-374 KMA’da sıcaklık değişimi



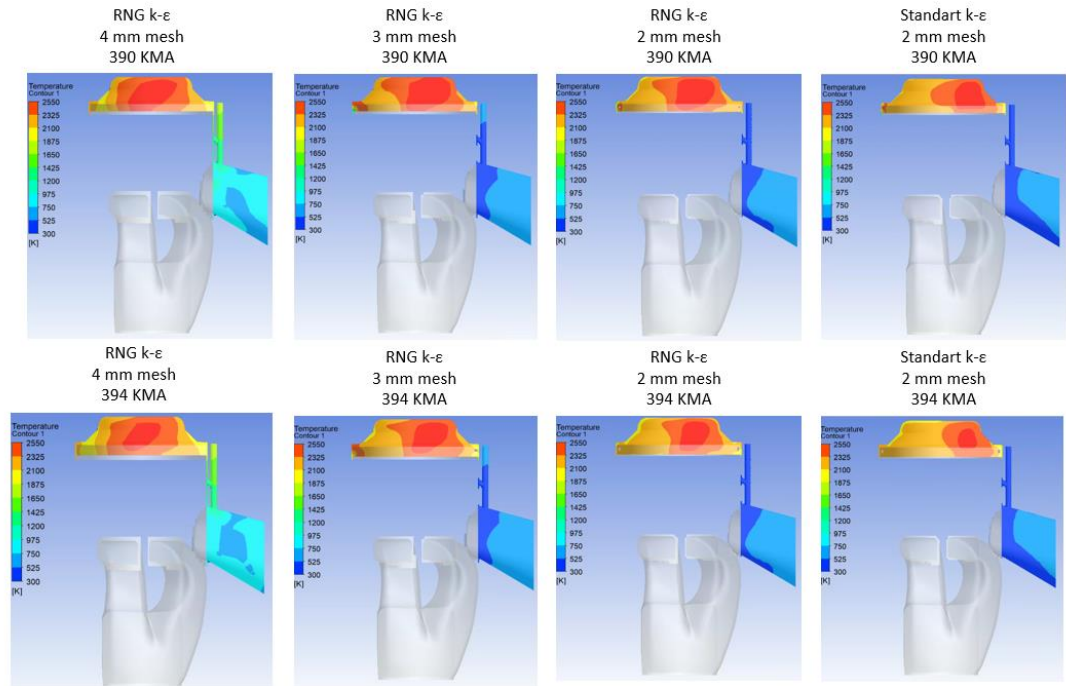
Şekil 6.23. 376-378 KMA’da sıcaklık değişimi

Şekil 6.24.’te 382-386 KMA’da sıcaklık değişimi görülmektedir. 380 KMA’dan itibaren RNG k- ϵ 4 mm mesh boyutunda karşılaştırılan diğer modellere sıcaklık farklılığı görülmektedir. Bunun sebebi ise 4 mm mesh boyutunda düzensiz ve kaba

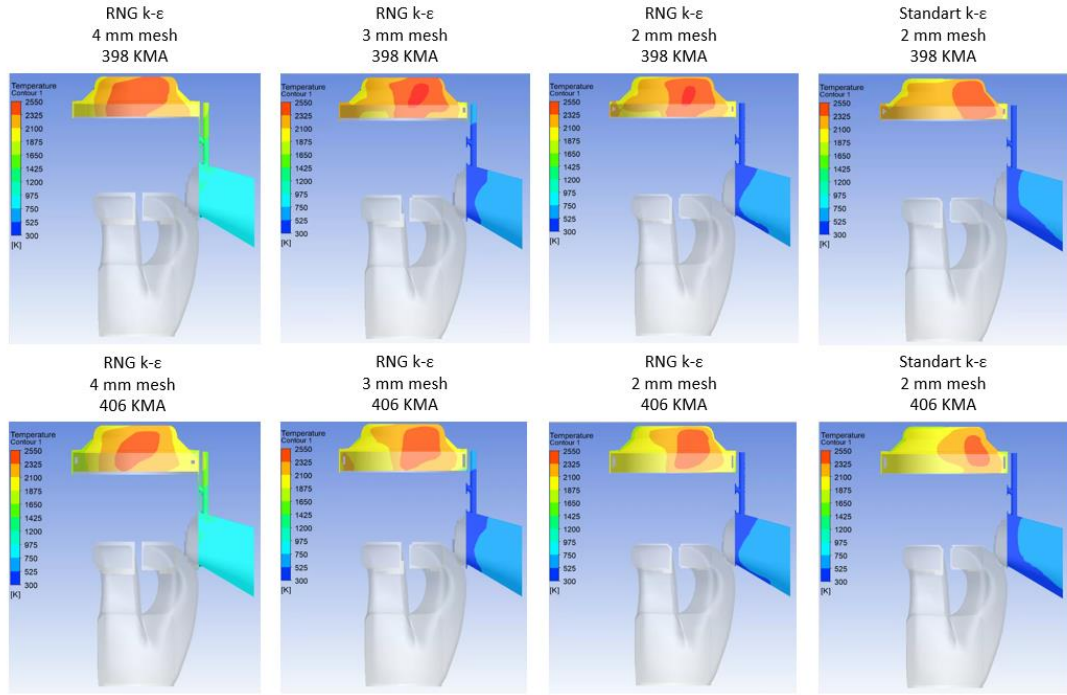
mesh sonucunca by pass valfi ve egzoz portunda diğer modellere göre belirgin sıcaklık farklarının oluştuğu görülmektedir.



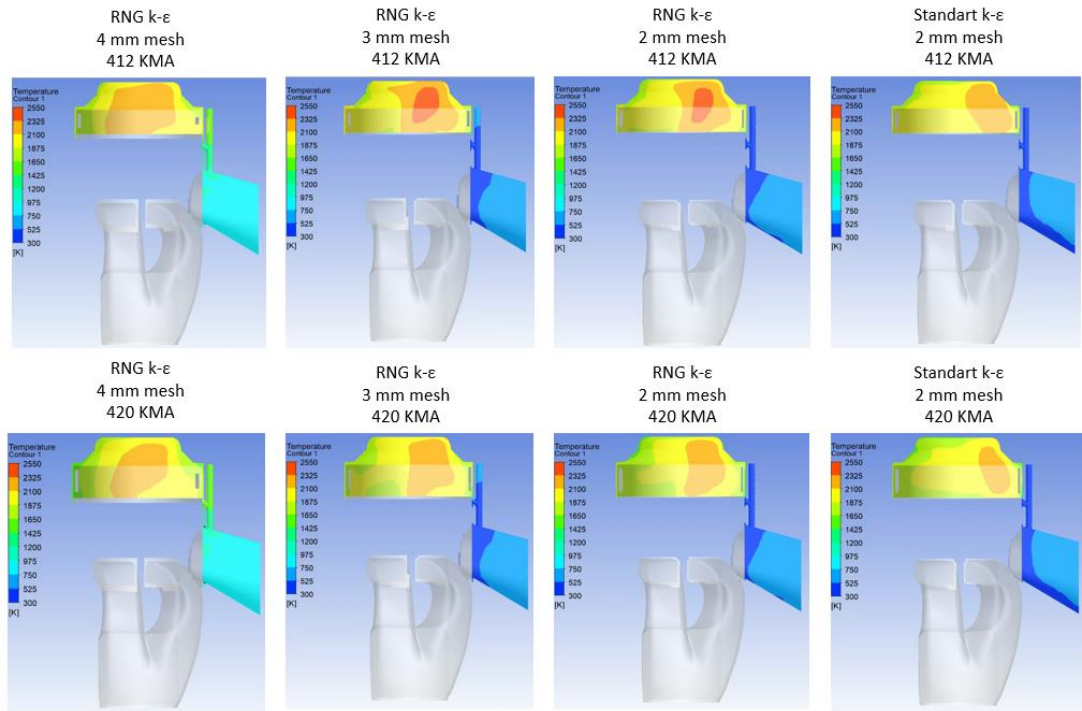
Şekil 6.24. 382-386 KMA’da sıcaklık değişimi



Şekil 6.25. 390-394 KMA’da sıcaklık değişimi



Şekil 6.26. 398-406 KMA'da sıcaklık değişimi



Şekil 6.27. 412-420 KMA'da sıcaklık değişimi

Burada elde edilen sıcaklık verileri incelendiğinde tasarımı yapılan ürünün yanma sırasında maksimum basınç değeri ürün geliştirme sürecinde dikkate alınacak önemli bir değer olarak karşımıza çıkmaktadır.

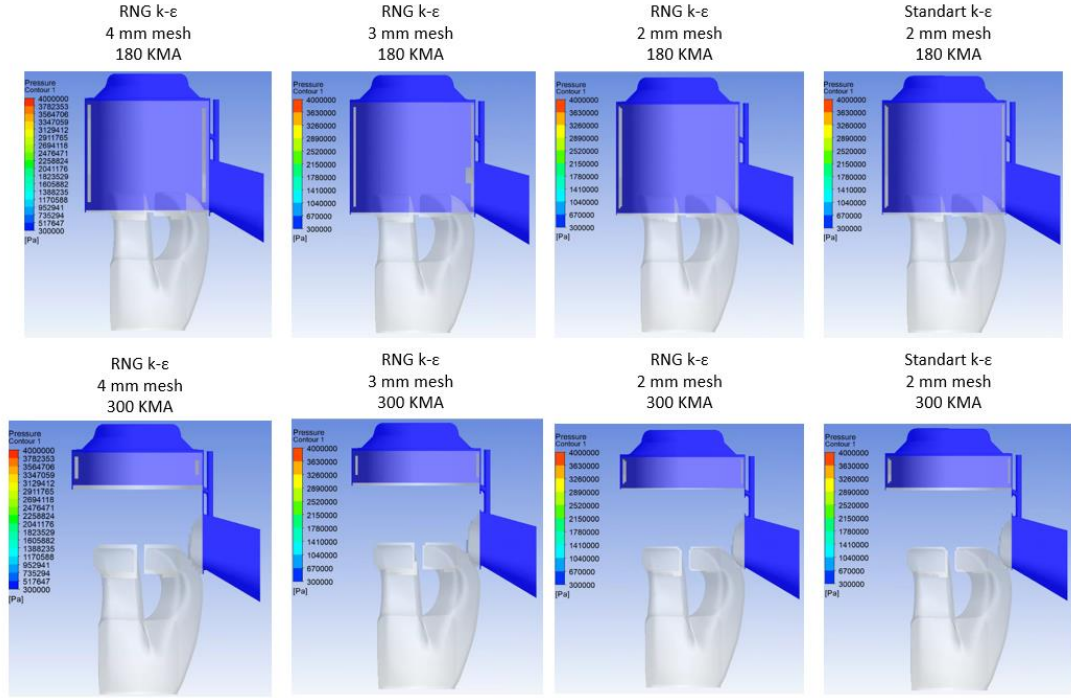
Farklı mesh boyutları ve türbülans modellerinde krank açısına bağlı silindir içerisindeki sıcaklık değişimi için modeller arasında ciddi bir farklılık görülmemektedir. (RNG k- ϵ 4mm mesh 380 KMA sonrası hariç.)

6.3. Basınç Sonuçlarının İncelenmesi

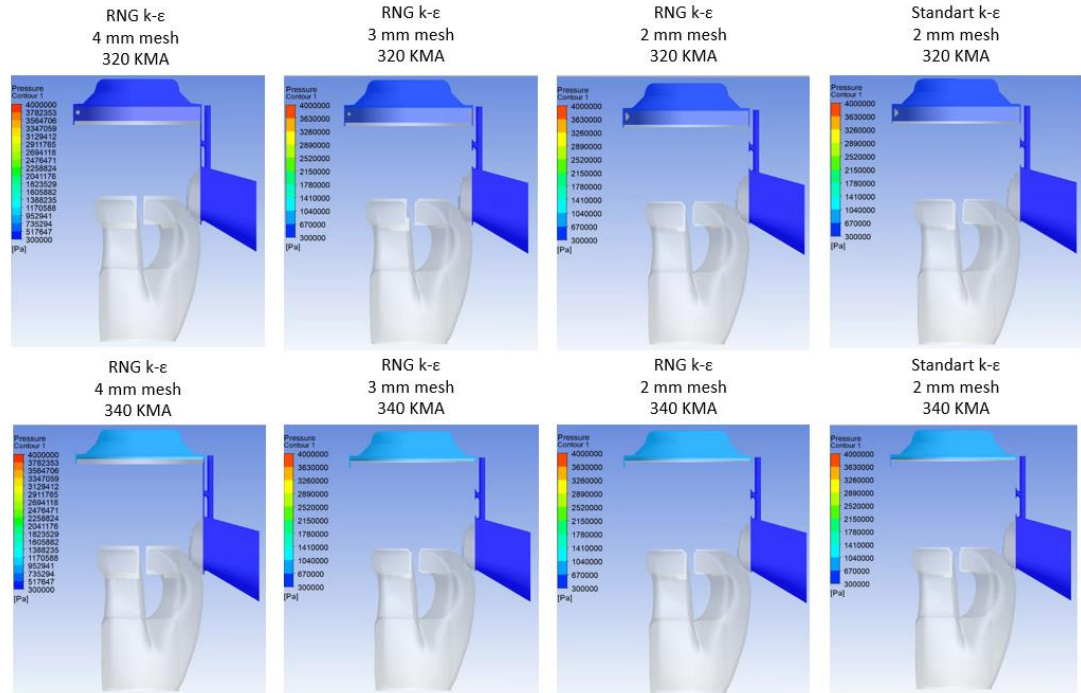
Bu başlıkta kesit alınan HAD modeli üzerinden 180 KMA (piston AÖN pozisyonundan itibaren) ile 340 KMA aralığında model üzerinde oluşan basınç değişimleri incelenmiştir. Burada basınç özellikle yanma başlamasıyla birlikte hızlı bir artış gösterecek olup 350 KMA sonrasındaki silindir içindeki değişimler daha detaylı KMA değişimlerinde incelenmiştir.

Şekil 6.28.'de 180-300 KMA'da basınç değişimi görülmektedir. 233 KMA'da emme portu, 270 KMA'da egzoz portunun ve 320 KMA'da by pass portu kapanmaktadır. Bu süre boyunca piston içerisinde basınç değişimi kademeli ve yavaş bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir.

Şekil 6.29.'da 320-340 KMA'da basınç değişimi görülmektedir. 280 KMA öncesinde silindir içerisinde basınç değişimi çok düşük seviyede seyretmektedir. 280 KMA ile 340 KMA aralıklarında basınç değişiminin kademeli şekilde arttığı görülmektedir.



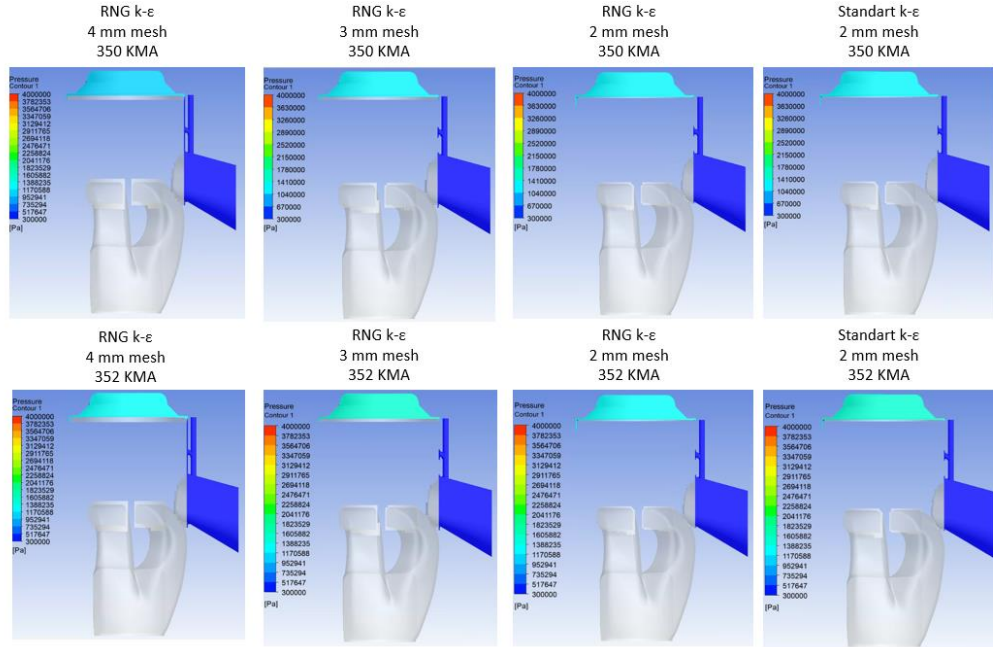
Şekil 6.28. 180-300 KMA'da basınç değişimi



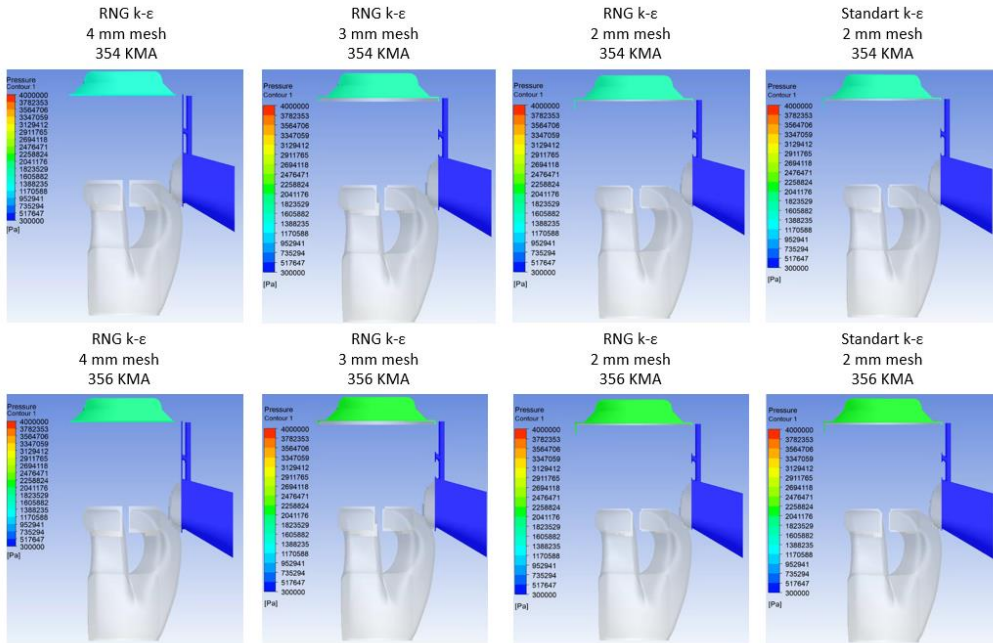
Şekil 6.29. 320-340 KMA'da basınç değişimi

340 KMA'da silindir içerisine sıkıştırılan hava ve yakıt karşımı bujinin bu noktada ateşlemeye başlamasının etkisiyle birlikte basınç silindir içerisinde çok hızlı bir

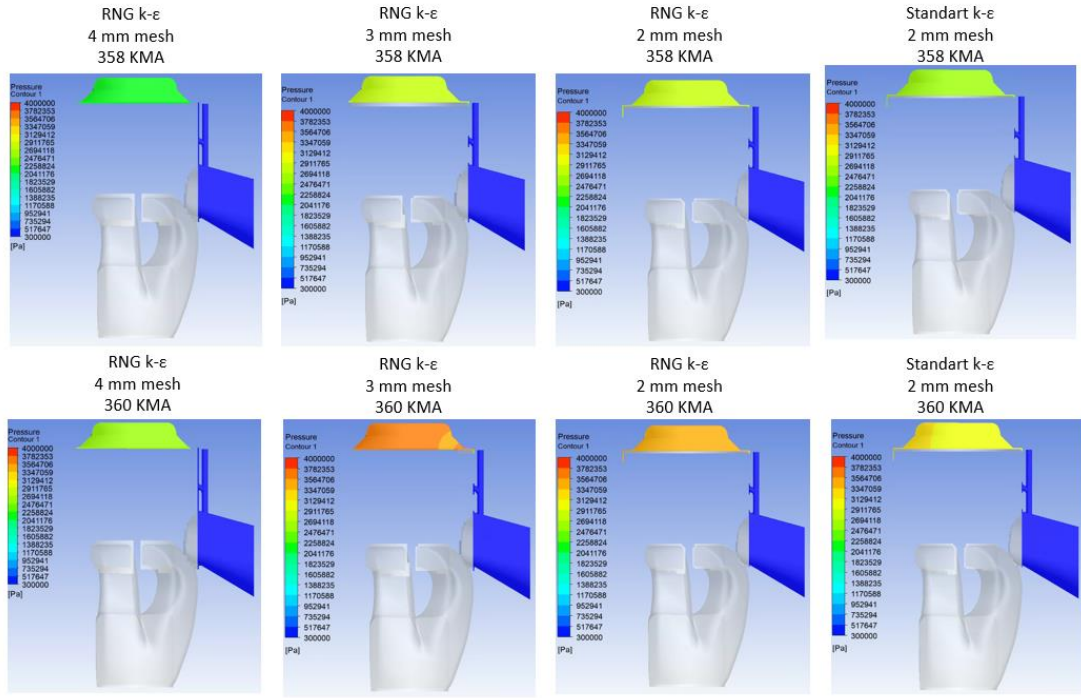
değişim göstermektedir. 365 KMA'ya gelindiğinde silindir içi sıcaklığın 3.99 bar seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Bu aşamadan sonra 420 KMA'ya kadar basıncın kademeli şekilde azaldığı görülmektedir.



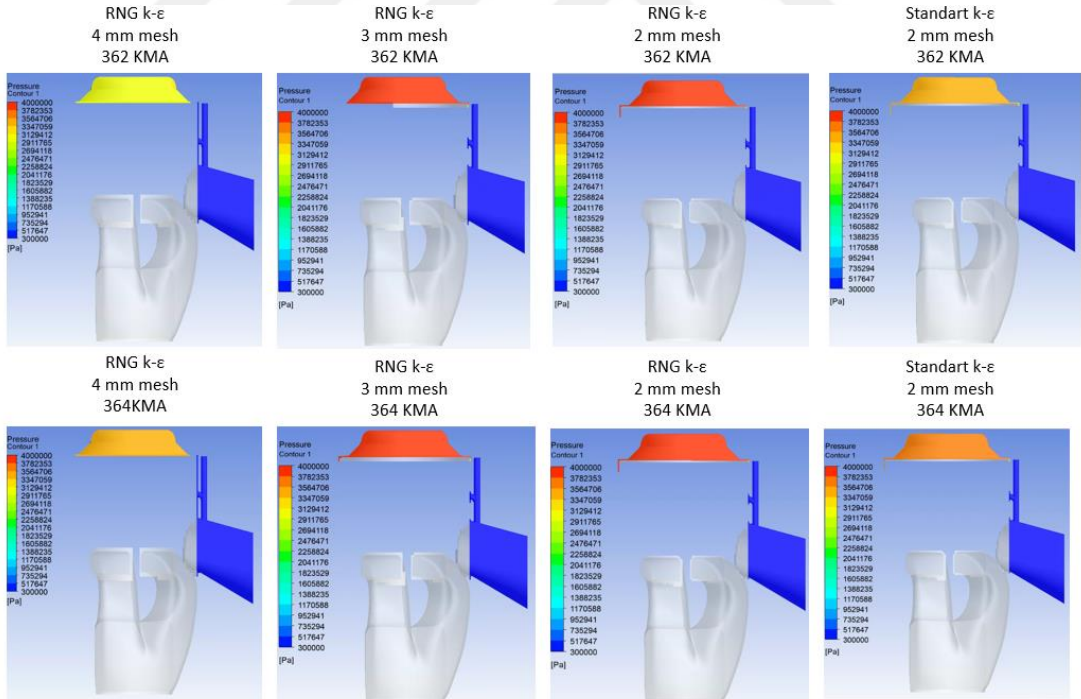
Şekil 6.30. 350-352 KMA'da basınç değişimi



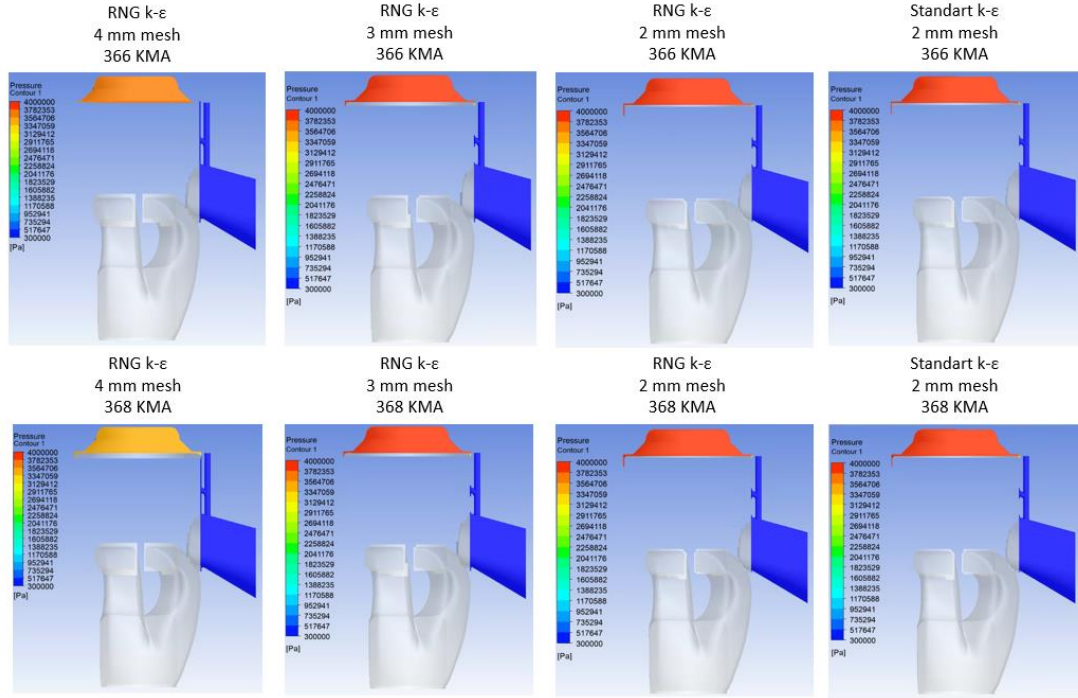
Şekil 6.31. 354-356 KMA'da basınç değişimi



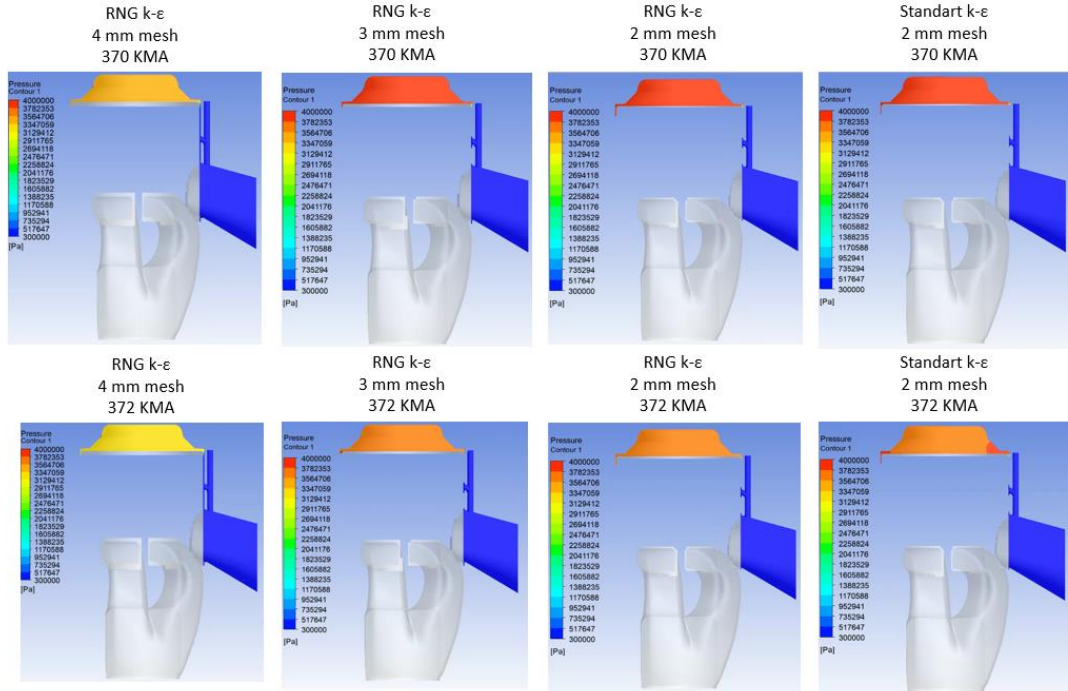
Şekil 6.32. 358-360 KMA'da basınç değişimi



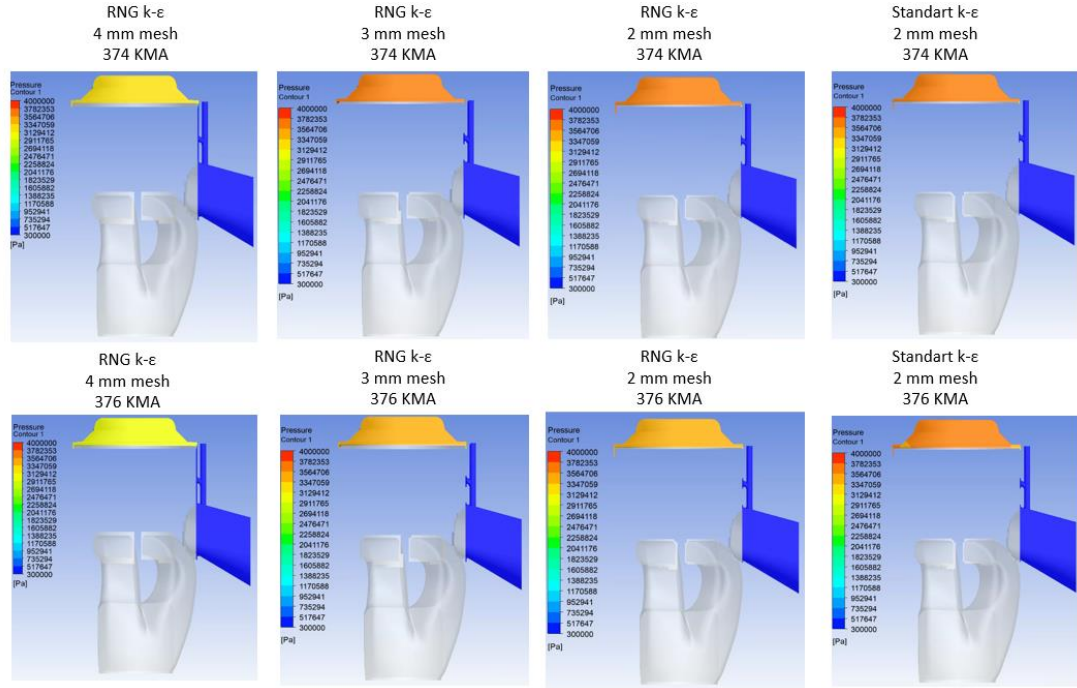
Şekil 6.33. 362-364 KMA'da basınç değişimi



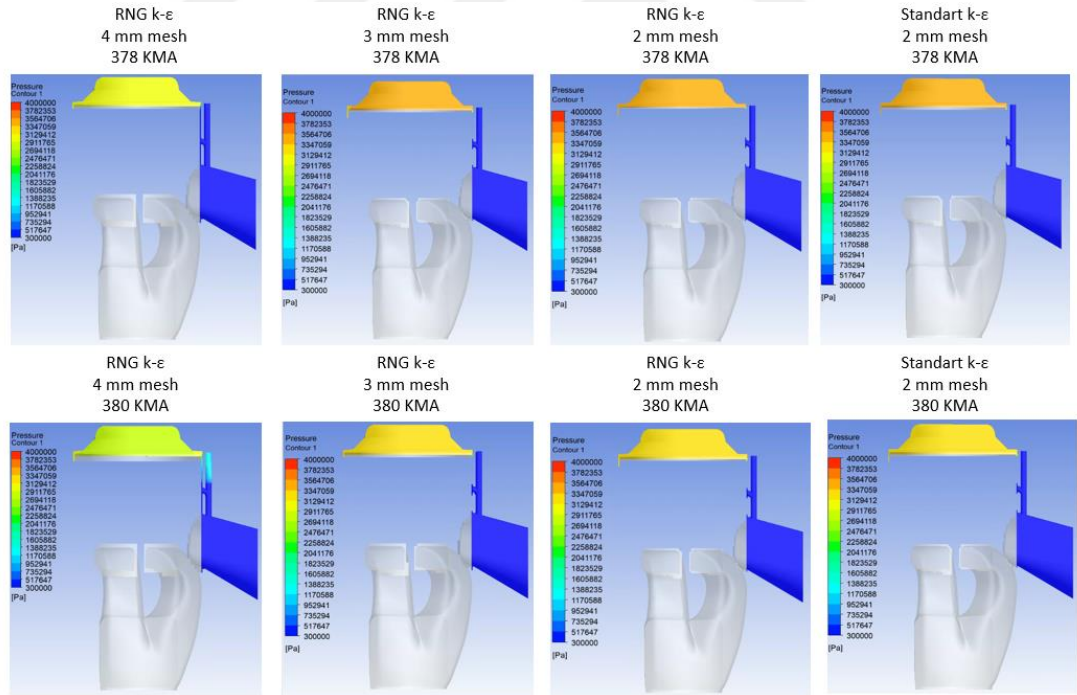
Şekil 6.34. 366-368 KMA'da basınç değişimi



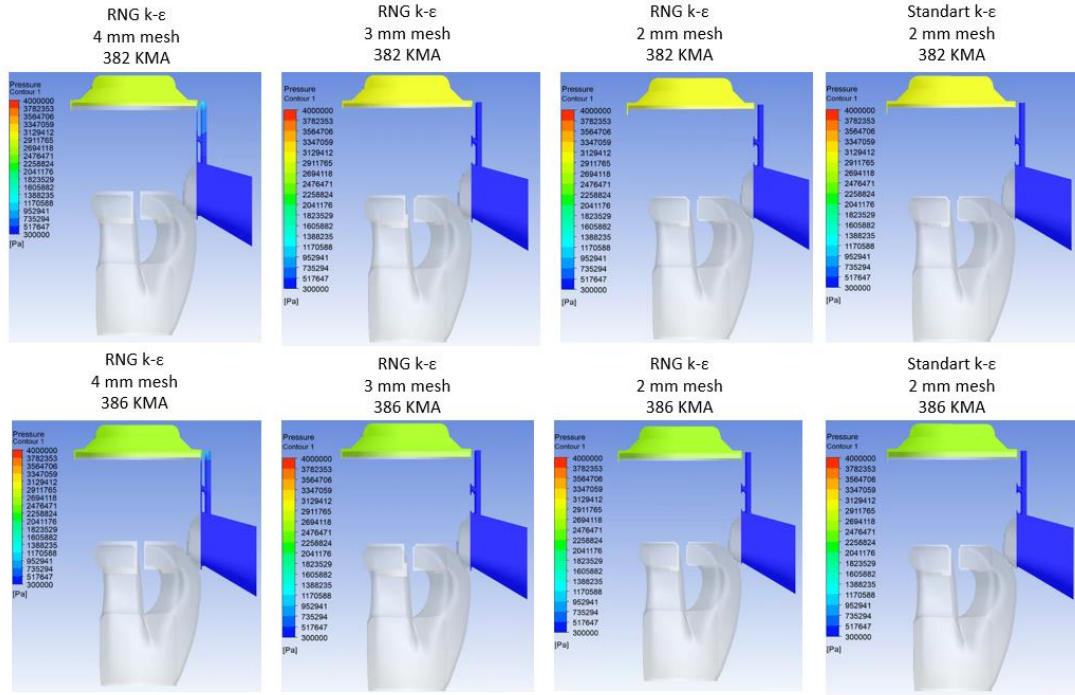
Şekil 6.35. 370-372 KMA'da basınç değişimi



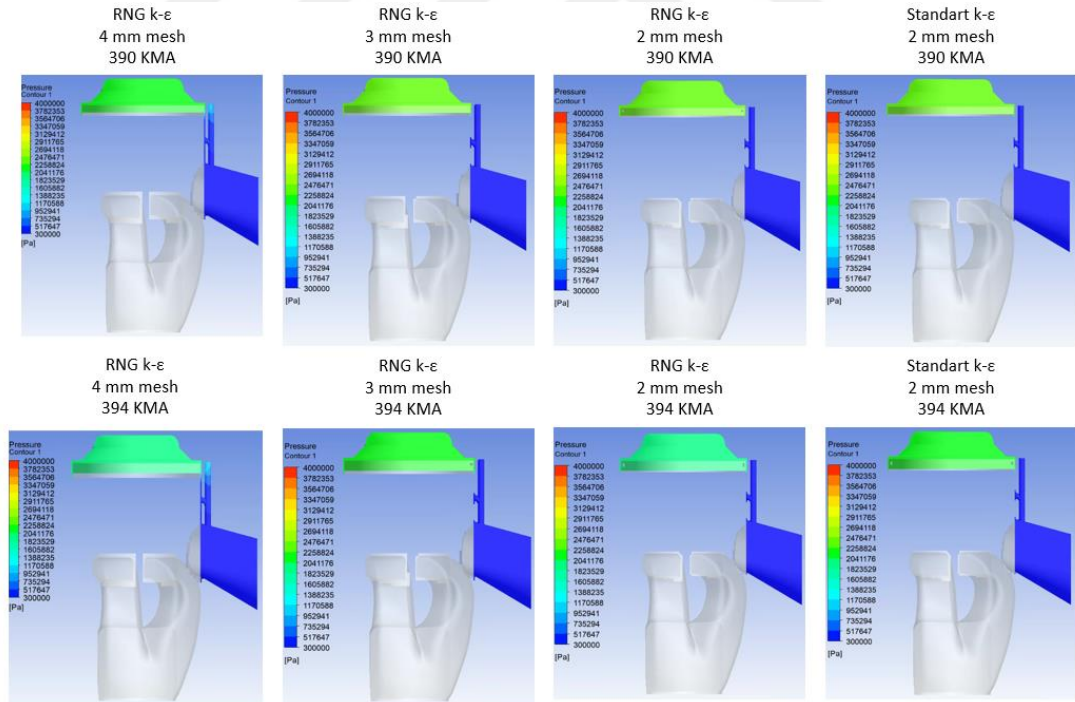
Şekil 6.36. 374-376 KMA'da basınç değişimi



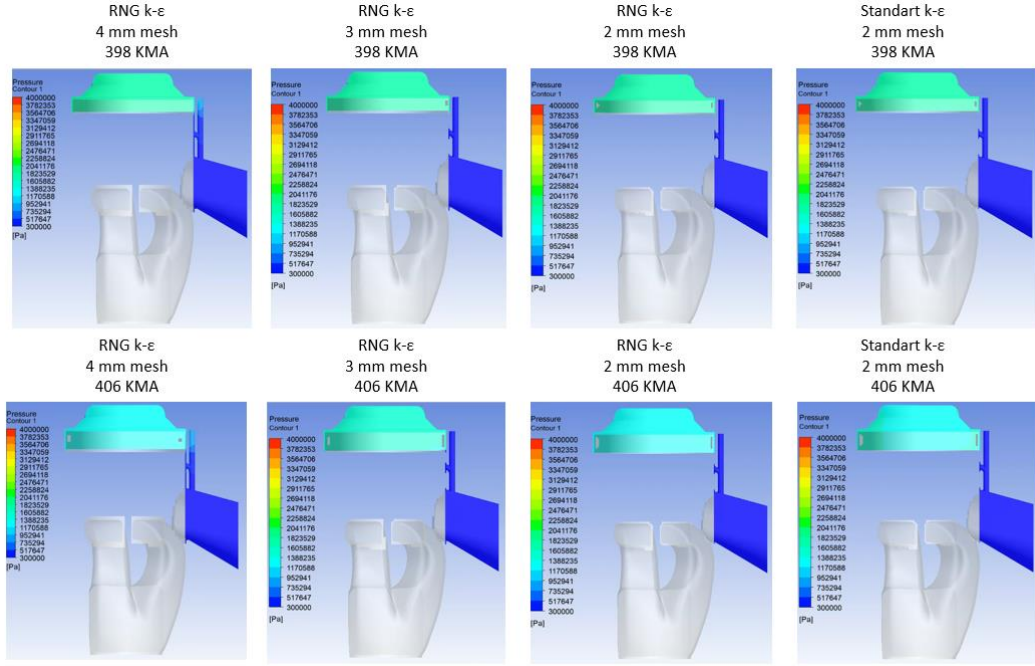
Şekil 6.37. 378-380 KMA'da basınç değişimi



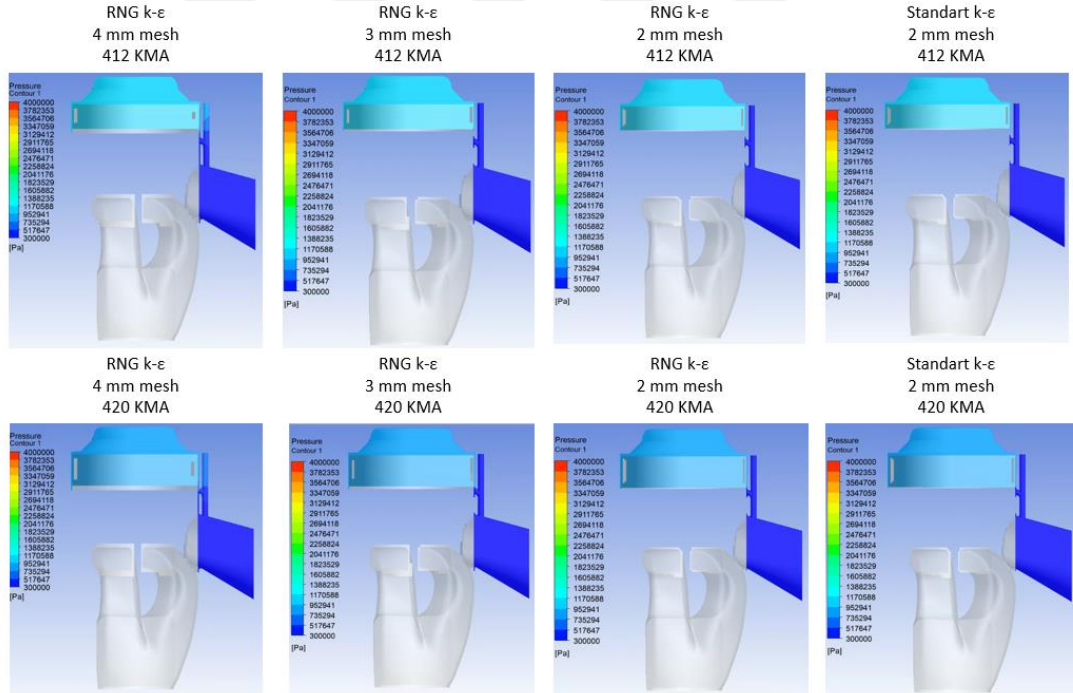
Şekil 6.38. 382-386 KMA'da basınç değişimi



Şekil 6.39. 390-394 KMA'da basınç değişimi



Şekil 6.40. 398-406 KMA'da basınç değişimi



Şekil 6.41. 412-420 KMA'da basınç değişimi

Burada elde edilen basınç verileri incelendiğinde tasarımı yapılan ürünün yanma sırasında maksimum basınç değeri ürün geliştirme sürecinde dikkate alınacak önemli bir değer olarak karşımıza çıkmaktadır.

Farklı mesh boyutları ve türbülans modellerinde krank açısına bağlı silindir içerisindeki basınç değişimi için ciddi bir farklılık görülmemektedir.



BÖLÜM 7. ANALİZ İLE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde motordan deneysel şartlarda elde edilen veriler ile HAD metodu ile çözümü gerçekleştirilen analiz sonuçlarının karşılaştırılması ve değerlendirilmesi yapılmıştır.

Tablo 7.1.' de belirtildiği üzere Analiz kapsamında 3 farklı mesh boyutunda 2mm, 3mm, 4mm ve Standard k- ϵ ile RNG k- ϵ türbülans modelleri ile analiz koşulmuştur.

Tablo 7.1. Türbülans modelleri ve mesh boyutu

Türbülans Modeli	Mesh Boyutu [mm]
RNG k- ϵ	4
RNG k- ϵ	3
RNG k- ϵ	2
Standart k- ϵ	2

7.1. Deneysel ve Analiz Sonuçların Karşılaştırılması

Tablo 7.2.'de 4800 devir/dakika motor devrinde elde edilen test sonuçları ve analiz sonuçları belirtilmektedir.

Tablo 7.2. Test ve analiz sonuçları

	Deneysel Sonuçlar	RNG k- ϵ (4 mm mesh boyutu)	RNG k- ϵ (3 mm mesh boyutu)	RNG k- ϵ (2 mm mesh boyutu)	Standart k- ϵ (2mm mesh boyutu)
Kütleli Gaz Debisi [kg/h]	145	119,2	127,3	126,7	131,9
Kütleli Yakıt Debisi [kg/h]	10,2	8,1	8,7	8,6	9
Volümetrik Verim [%]	94,5	77,7	82,9	82,6	85,9
İndike Motor Gücü [hp]	27,5	21,4	23,4	23,3	23,5
İndike Özgül Yakıt Tüketimi [g/kwh]	504	518	503,5	504,8	520,5

Tablo 7.3.'te 4800 devir/dakika motor devrinde elde edilen test sonuçları ile RNG k-ε 4 mm mesh boyutunda elde edilen analiz sonuçlarının doğruluk oranları belirtilmektedir.

Tablo 7.3. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ε 4 mm mesh boyutu)

	Test Sonuçları	RNG k-ε (4 mm mesh boyutu)	Doğruluk Oranı [%]
Kütlesel Gaz Debisi [kg/h]	145	119,2	82
Kütlesel Yakıt Debisi [kg/h]	10,2	8,1	80
Volümentrik Verim [%]	94,5	77,7	82
İndike Motor Gücü [hp]	27,5	21,4	78
İndike Özgül Yakıt Tüketimi [g/kwh]	504	518	94

Tablo 7.4.'te 4800 devir/dakika motor devrinde elde edilen test sonuçları ile RNG k-ε 3mm mesh boyutunda elde edilen analiz sonuçlarının doğruluk oranları belirtilmektedir.

Tablo 7.4. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ε 3 mm mesh boyutu)

	Test Sonuçları	RNG k-ε (3 mm mesh boyutu)	Doğruluk Oranı [%]
Kütlesel Gaz Debisi [kg/h]	145	127,3	88
Kütlesel Yakıt Debisi [kg/h]	10,2	8,7	85
Volümentrik Verim [%]	94,5	82,9	88
İndike Motor Gücü [hp]	27,5	23,4	85
İndike Özgül Yakıt Tüketimi [g/kwh]	504	503,5	99,9

Tablo 7.5.'te 4800 devir/dakika motor devrinde elde edilen test sonuçları ile RNG k-ε 2mm mesh boyutunda elde edilen analiz sonuçlarının doğruluk oranları belirtilmektedir.

Tablo 7.5. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (RNG k- ε 2 mm mesh boyutu)

	Test Sonuçları	RNG k-ε (2 mm mesh boyutu)	Doğruluk Oranı [%]
Kütlesel Gaz Debisi [kg/h]	145	126,7	87
Kütlesel Yakıt Debisi [kg/h]	10,2	8,6	85
Volümentrik Verim [%]	94,5	82,6	87
İndike Motor Gücü [hp]	27,5	23,3	85
İndike Özgül Yakıt Tüketimi [g/kwh]	504	504,8	99,6

Tablo 7.6.'da 4800 devir/dakika motor devrinde elde edilen test sonuçları ile Standart k-ε 2mm mesh boyutunda elde edilen analiz sonuçlarının doğruluk oranları belirtilmektedir.

Farklı mesh boyutları ve türbülans modelleri arasında indike özgül yakıt tüketimi dışında en yüksek doğruluk oranı standart k- ϵ 2mm mesh boyutunda elde edilmiştir. Deneysel olarak doğrudan ölçülen verilerde diğer türbülans modeli ve mesh boyutlarına göre en iyi yakınsamayı sağlamıştır.

Tablo 7.6. Test ve analiz sonuçları doğruluk oranı (Standart k- ϵ 2 mm mesh boyutu)

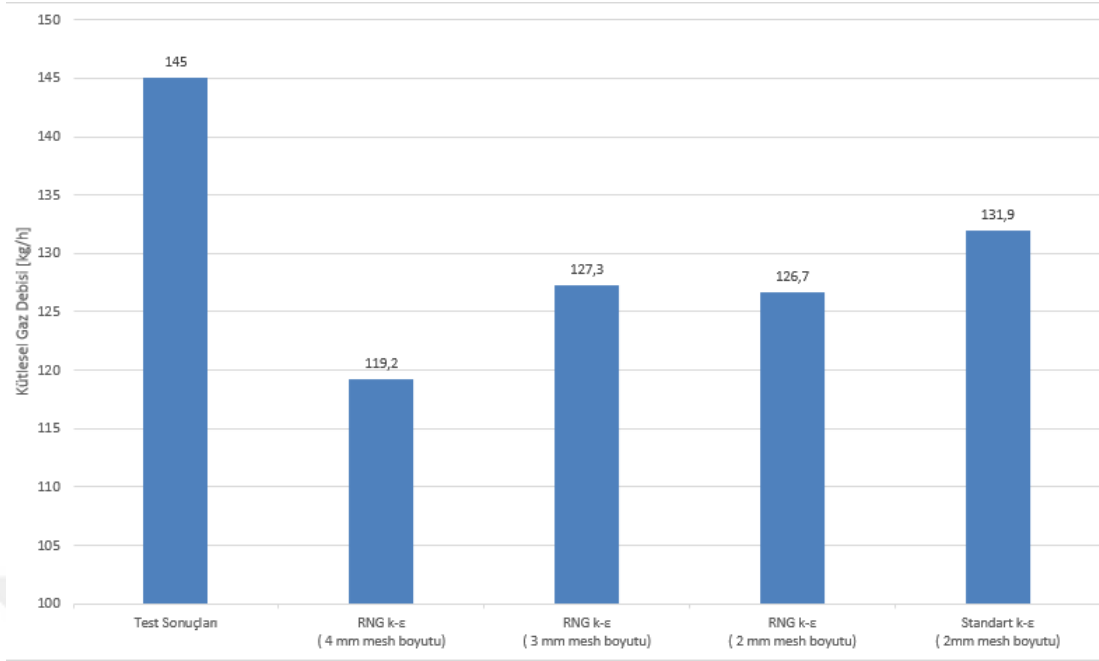
	Test Sonuçları	Standart k- ϵ (2mm mesh boyutu)	Doğruluk Oranı [%]
Kütleli Gaz Debisi [kg/h]	145	131,9	91
Kütleli Yakıt Debisi [kg/h]	10,2	9	88
Volümentrik Verim [%]	94,5	85,9	91
İndike Motor Gücü [hp]	27,5	23,5	85
İndike Özgül Yakıt Tüketimi [g/kwh]	504	520,5	96

7.2. Deneysel ve Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu bölümde deneysel şartlarda elde edilen veriler ve HAD metodu ile çözümü gerçekleştirilen sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır.

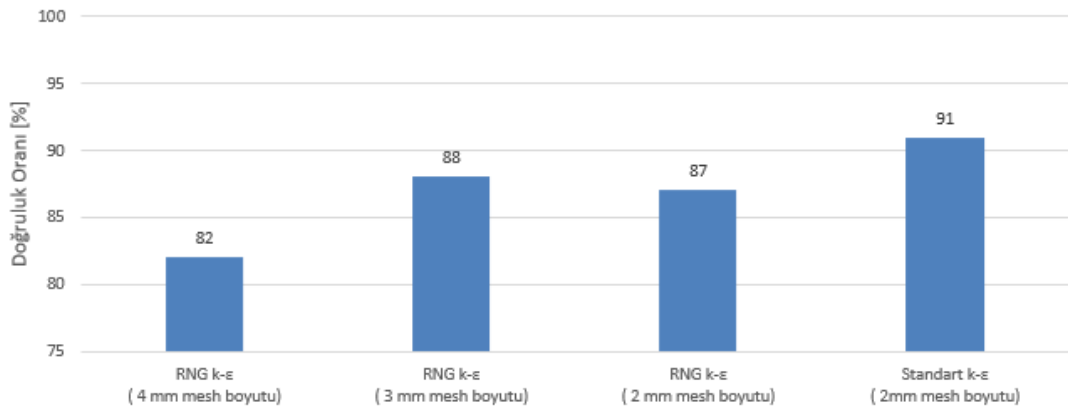
7.2.1. Kütleli gaz debisi sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.1.'de Kütleli gaz debisi için test koşullarında ölçülen ve farklı analiz modellerinde hesaplanan değerler belirtilmektedir.



Şekil 7.1. Kütlesel gaz debisi test ve analiz sonuçları

Şekil 7.2.'de Kütlesel gaz debisi için analizlerden hesaplanan değerlerin test sonuçlarına göre doğruluk oranları belirtilmektedir.



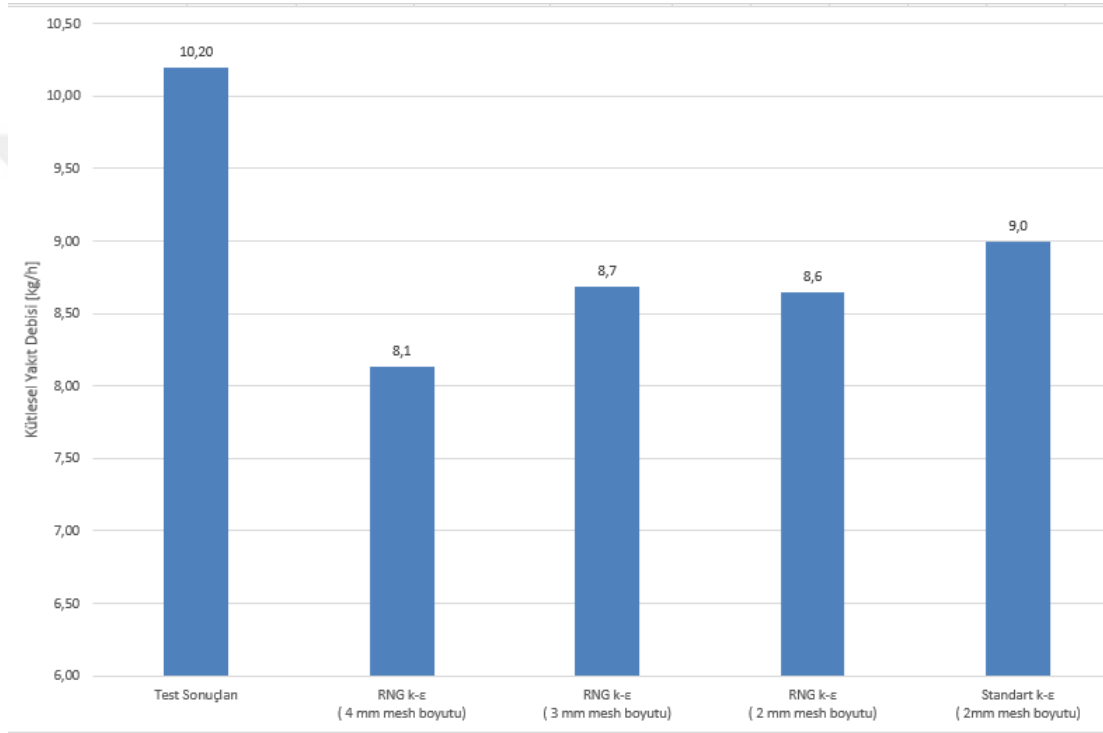
Şekil 7.2. Kütlesel gaz debisi analiz doğruluk oranı

- Teorik olarak motora beslenebilen kütlesel gaz debisi 153, 5 kg/h'tir.
- Test sonucunda kütlesel gaz debisi 145 kg/h ölçülmüştür.
- Kütlesel gaz debisi için test sonucuna en yakın değer standart k-ε ve 2mm mesh boyutunda çözümlenen analizden elde edilerek 131,9 kg/h olarak hesaplanmıştır.

- Kütlesel gaz debisi için test sonucuna göre en yüksek doğruluk oranı %91 olarak hesaplanmıştır.

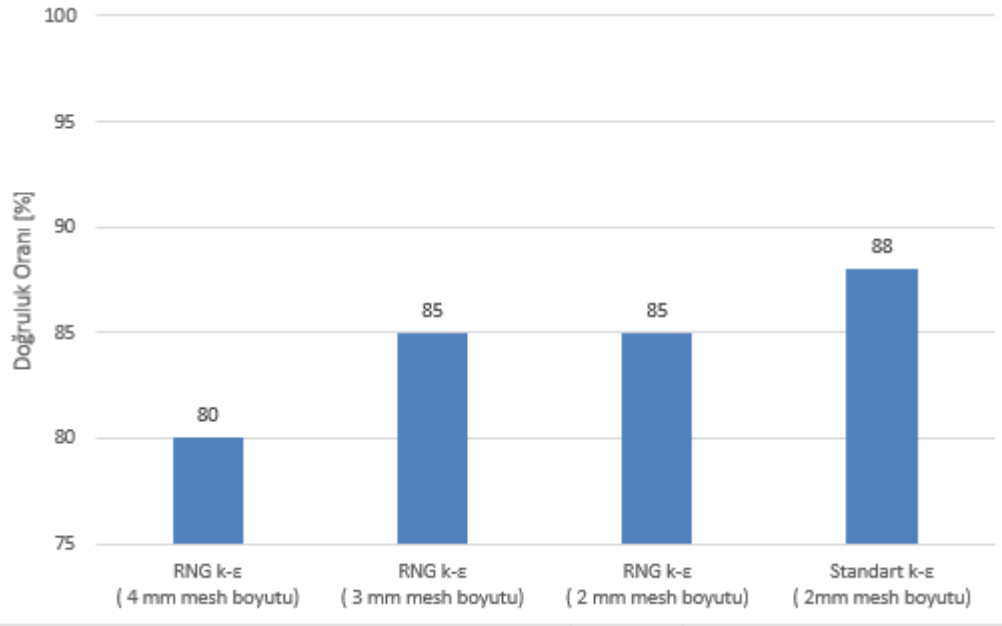
7.2.2. Kütlesel yakıt debisi sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.3.'te Kütlesel yakıt debisi için test koşullarında ölçülen ve farklı analiz modellerinde hesaplanan değerler belirtilmektedir.



Şekil 7.3. Kütlesel yakıt debisi test ve analiz sonuçları

Şekil 7.4.'te Kütlesel gaz debisi için analizlerden hesaplanan değerlerin test sonuçlarına göre doğruluk oranları belirtilmektedir.

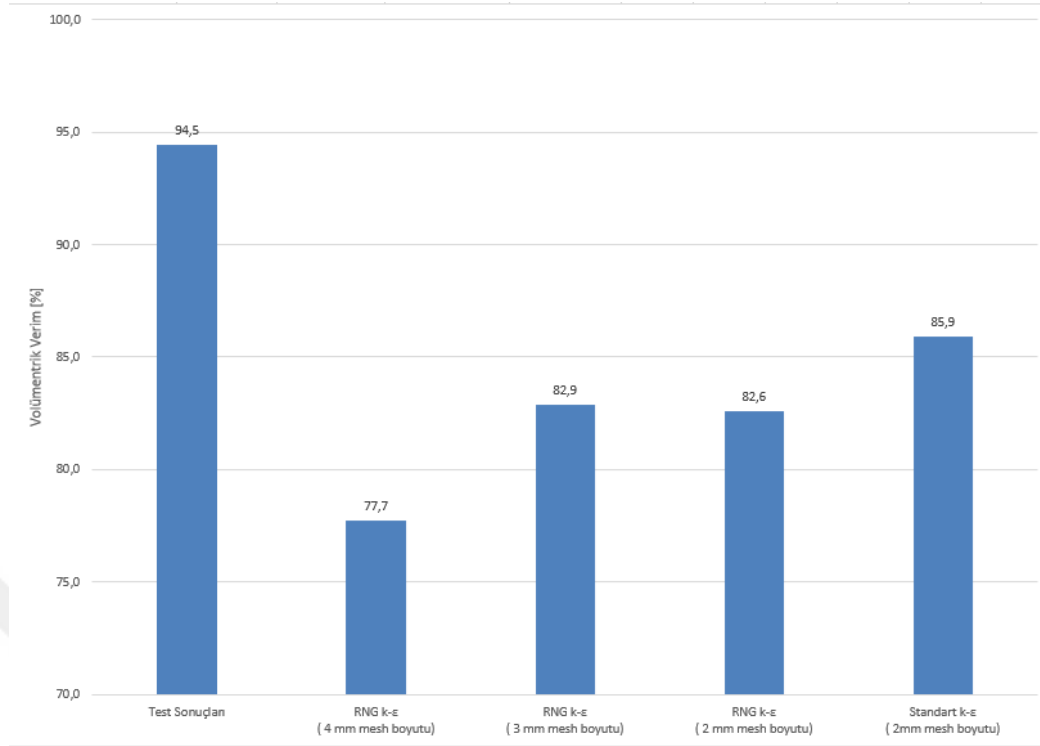


Şekil 7.4. Kütlesel yakıt debisi analiz doğruluk oranı

- Test sonuçlarında kütlesel yakıt debisi 10, 2kg/h olarak ölçülmüştür.
- Kütlesel yakıt debisi için test sonucuna en yakın değer standart k-ε ve 2mm mesh boyutunda çözümlenen analizden elde edilerek 9kg/h olarak hesaplanmıştır.
- Kütlesel gaz debisi için test sonucuna göre en yüksek doğruluk oranı %88 olarak hesaplanmıştır.

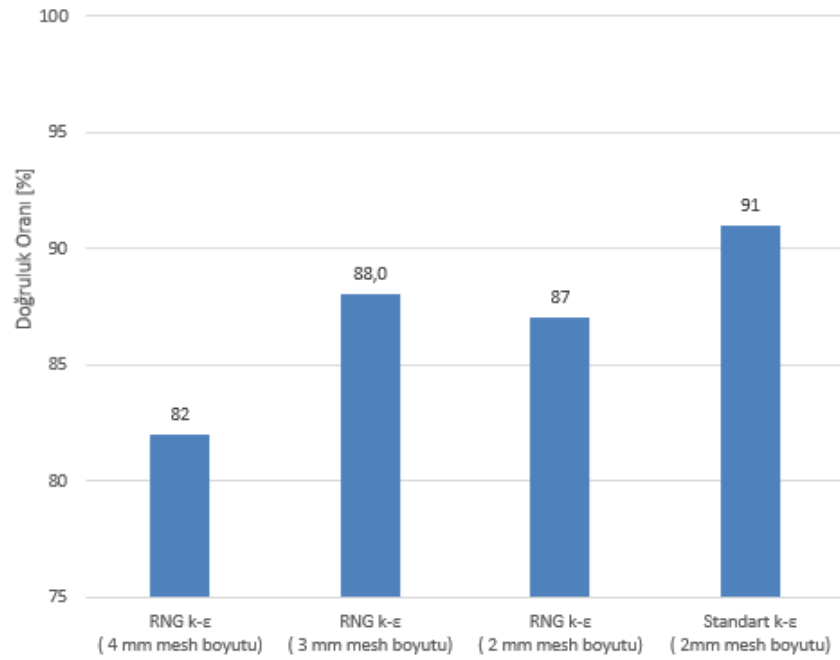
7.2.3. Volümetrik verim sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.5.'te Volümetrik verim için test koşullarında ölçülen ve farklı analiz modellerinde hesaplanan değerler belirtilmektedir.



Şekil 7.5. Volümetrik verim test ve analiz sonuçları

Şekil 7.6.'da Volümetrik verim için analizlerden hesaplanan değerlerin test sonuçlarına göre doğruluk oranları belirtilmektedir.

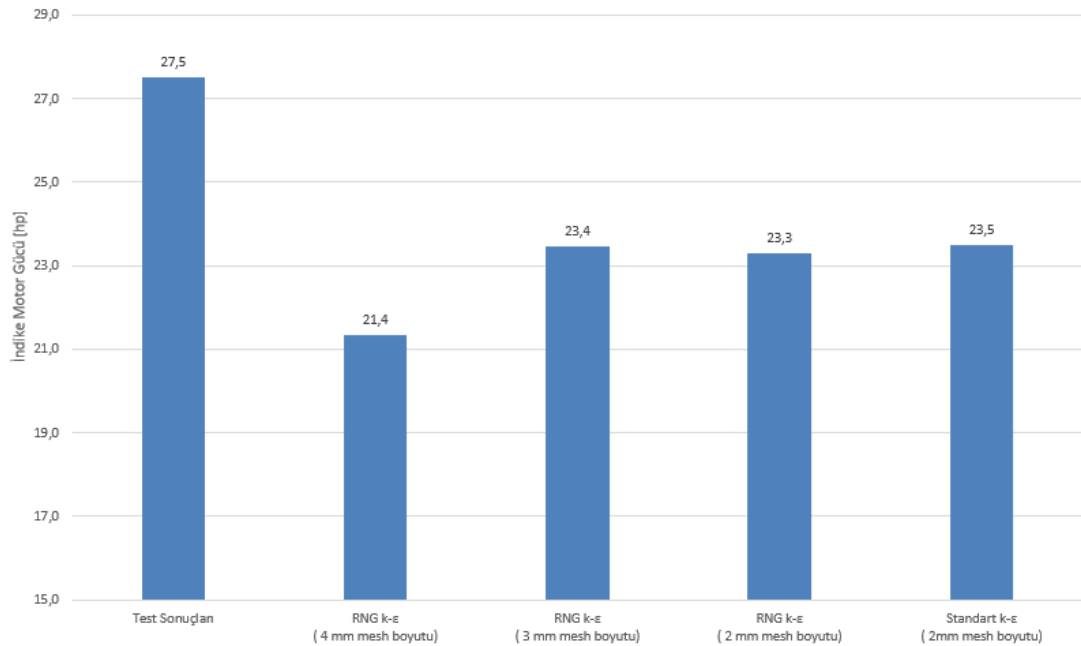


Şekil 7.6. Volümetrik verim analiz doğruluk oranı

- Teorik olarak motora beslenebilen kütleli gaz debisi 153, 5 kg/h olduğunda motordaki Volumetrik verim %100 olmaktadır.
- Test sonuçlarında kütleli gaz debisi 145, 5 kg/h olup Volümetrik verim doğruluk oranı %94, 5 olarak hesaplanmıştır.
- Volümetrik verim için test sonucuna en yakın değer standart k-ε ve 2mm mesh boyutunda çözümlenen analizden elde edilerek doğruluk oranı %85,9 hesaplanmıştır.
- Volümetrik verim için test sonucuna göre en yüksek doğruluk oranı %91 olarak hesaplanmıştır.
- Analiz sonuçlarında kütleli gaz debisinin test sonucuna göre düşük kalması sebebi ile bu duruma bağlı olarak volumetrik verimde de düşüklük görülmüştür.

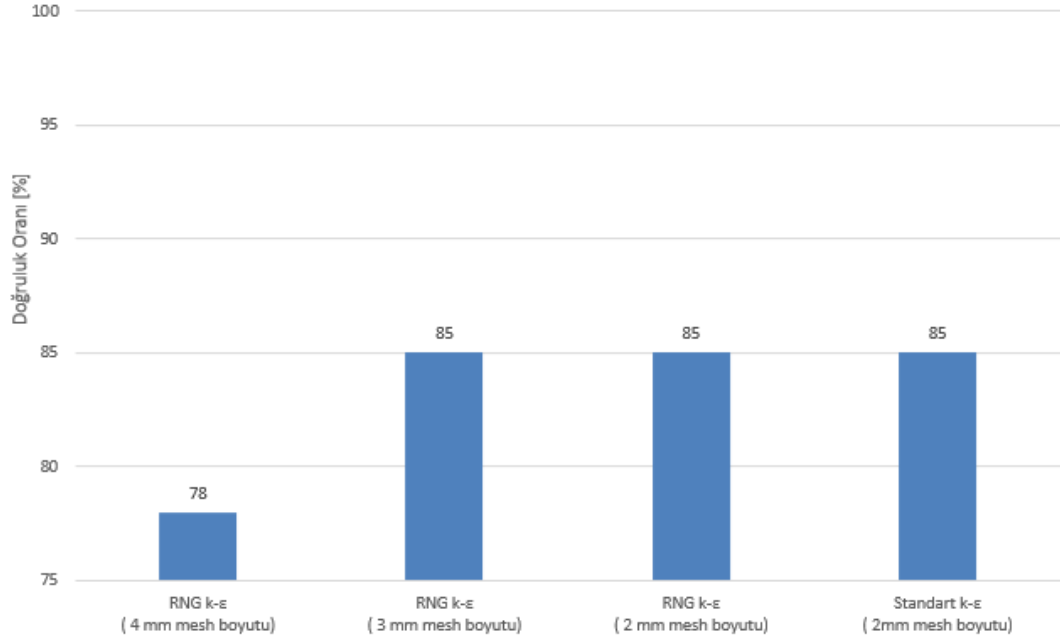
7.2.4. İndike motor gücü sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.7.'de İndike motor gücü için test koşullarında ölçülen ve farklı analiz modellerinde hesaplanan değerler belirtilmektedir.



Şekil 7.7. İndike motor gücü test ve analiz sonuçları

Şekil 7.8.'de İndike motor gücü için analizlerden hesaplanan değerlerin test sonuçlarına göre doğruluk oranları belirtilmektedir.

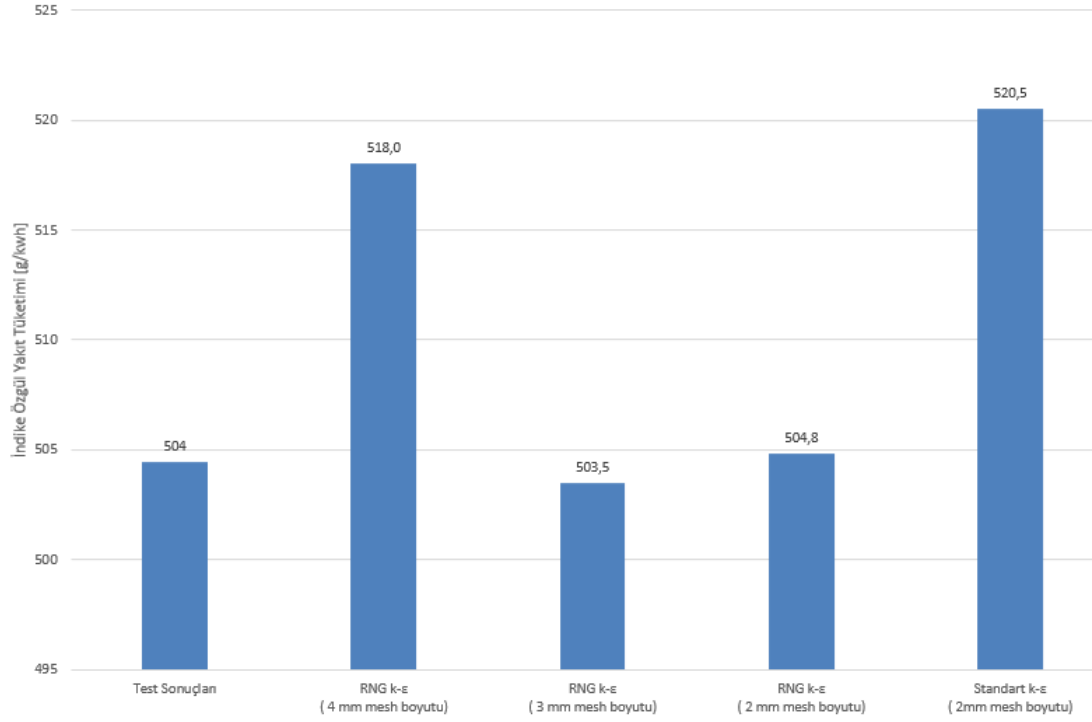


Şekil 7.8. İndike motor gücü analiz doğruluk oranı

- Test sonuçlarında indike motor gücü 27, 5 hp olarak ölçülmüştür.
- Analiz sonucunda indike motor gücü 23, 4 hp olarak hesaplanmıştır.
- İndike motor gücü için test sonucuna en yakın değer standart k-ε ve 4mm mesh boyutu dışında çözümlenen diğer tüm analiz sonuçlarında ortalama 23,4 hp olarak hesaplanmıştır.
- Volümetrik verim için test sonucuna göre en yüksek doğruluk oranı %85 olarak hesaplanmıştır.
- Analiz sonucunda kütleli gaz debisinin test sonucuna göre düşük kalması sebebi ile bu duruma bağlı olarak indike motor gücünde de azalma görülmüştür.

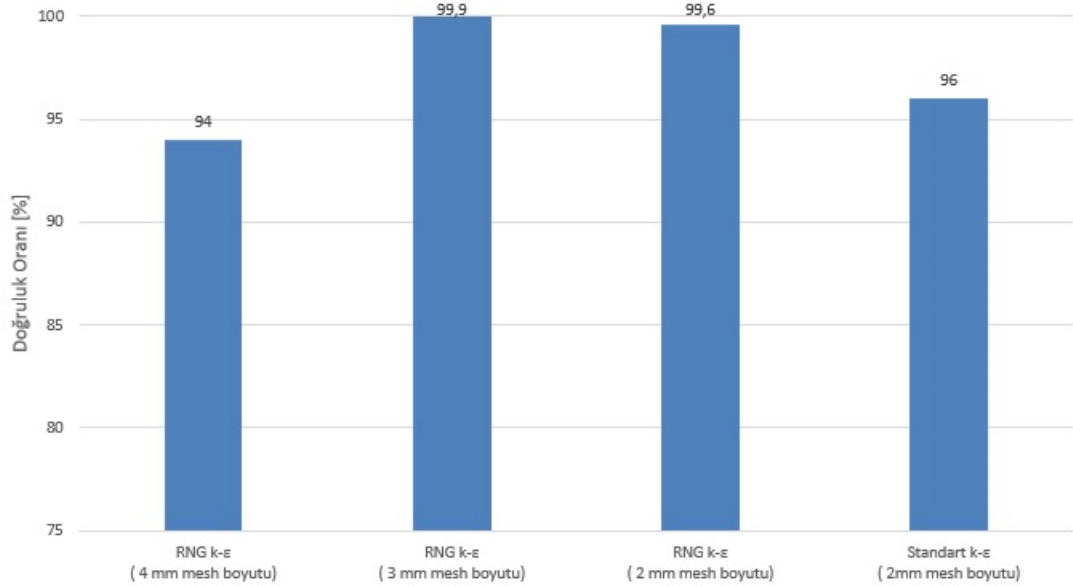
7.2.5. Özgül yakıt tüketimi sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.9.'da Özgül yakıt tüketimi için test koşullarında ölçülen ve farklı analiz modellerinde hesaplanan değerler belirtilmektedir.



Şekil 7.9. Özgül yakıt tüketimi test ve analiz sonuçları

Şekil 7.10.'da özgül yakıt tüketimi için analizlerden hesaplanan değerlerin test sonuçlarına göre doğruluk oranları belirtilmektedir.



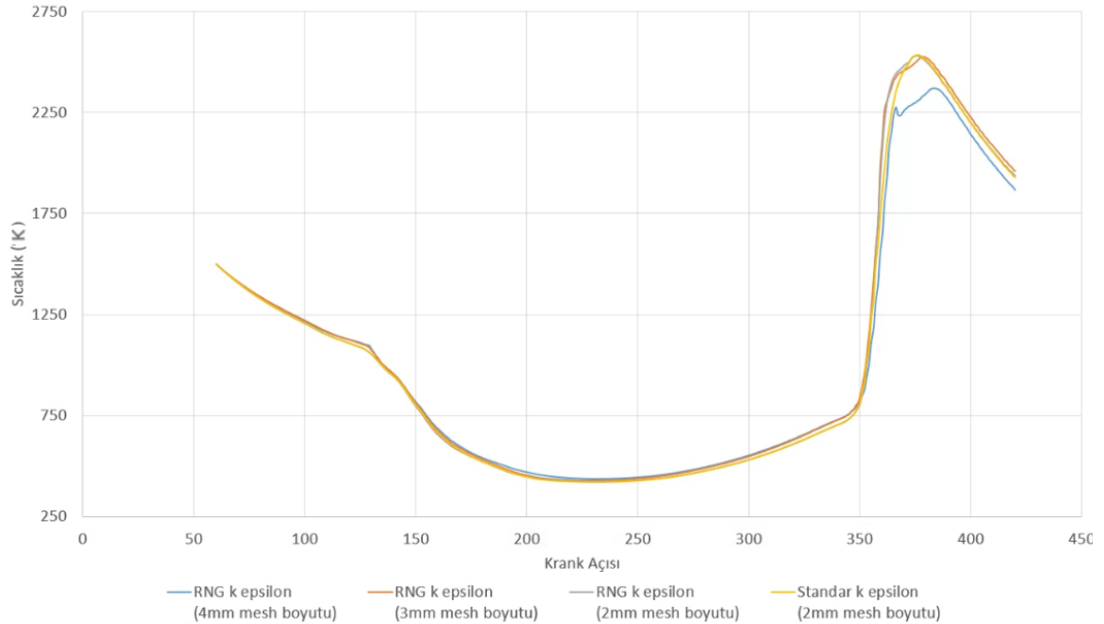
Şekil 7.10. Özgül yakıt tüketimi analiz doğruluk oranı

- Test sonuçlarında indike özgül yakıt tüketimi 504 g/ kWh olarak ölçülmüştür.

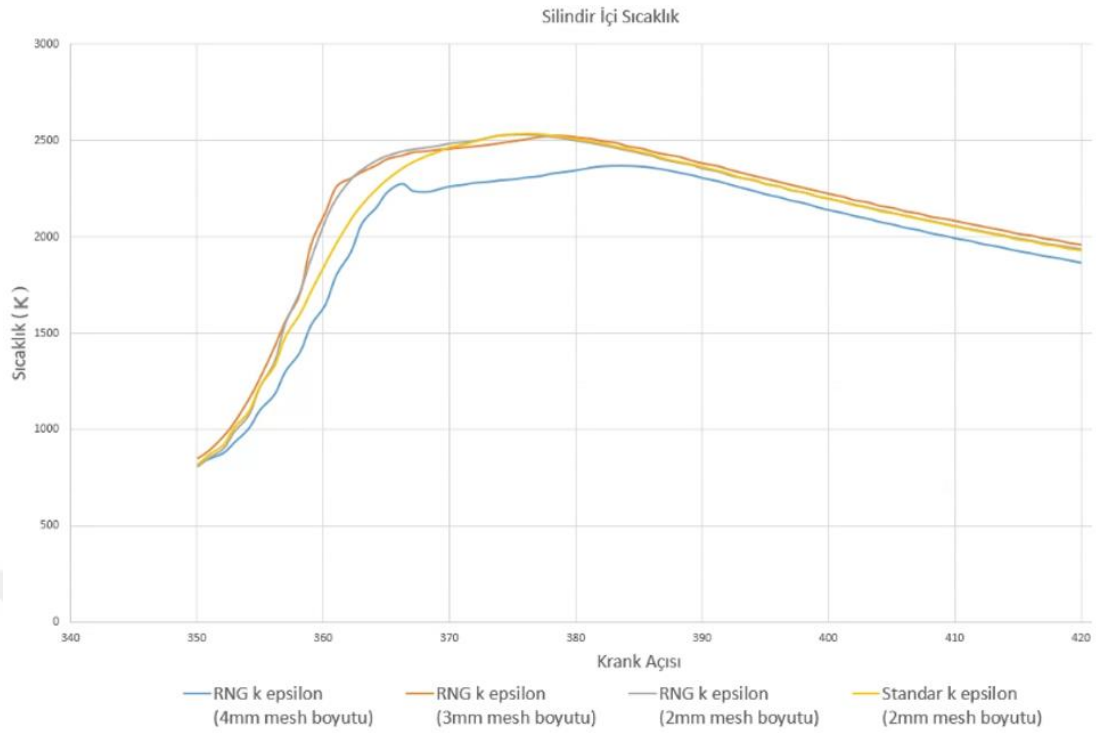
- Özgül yakıt tüketimi için test sonucuna en yakın değer RNG k- ϵ 3 mm ve RNG k- ϵ 2 mm mesh boyutlarında elde edilmiştir.
- Özgül yakıt tüketimi için test sonucuna göre en yüksek doğruluk oranı %99,9 olarak hesaplanmıştır.
- Özgül yakıt tüketimi için sonuçlar incelendiğinde RNG k- ϵ 3mm ile RNG k- ϵ 2mm analiz sonuçlarının standart k- ϵ 2mm analiz sonucuna göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.
- Analiz sonucunda kütleli gaz debisinin test sonucuna göre düşük kalması sebebi ile bu duruma bağlı olarak indike özgül yakıt tüketiminde de azalma görülmüştür.

7.2.6. Silindir içi sıcaklık sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.11. ve Şekil 7.12.'de farklı türbülans ve ağ yapısı büyüklüğüne sahip modellerin krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık değişimi belirtilmektedir.

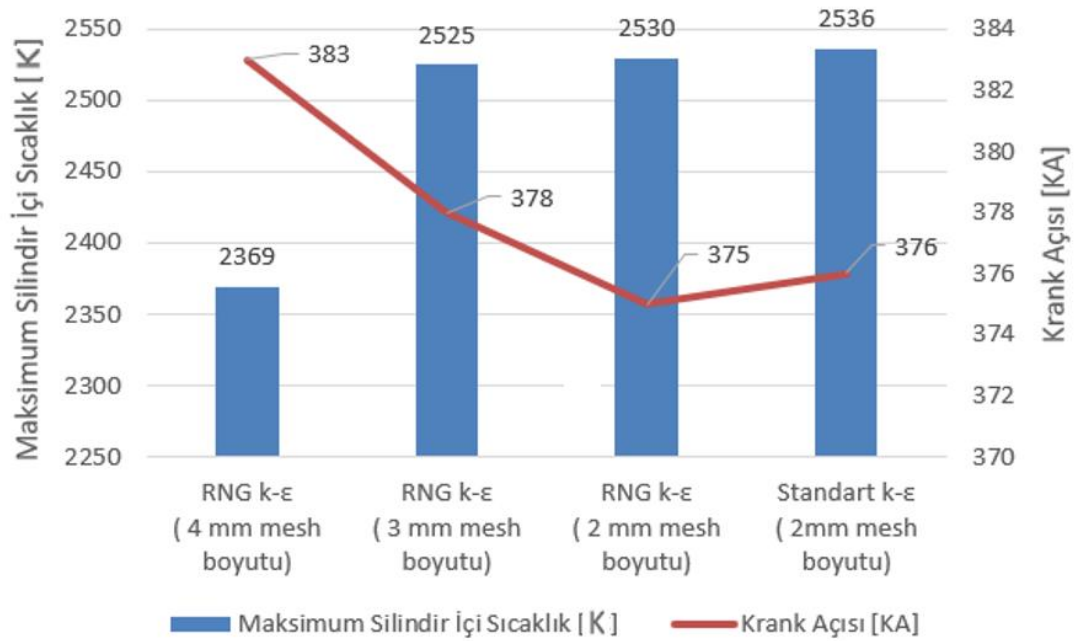


Şekil 7.11. Silindir içi sıcaklık analiz sonuçları



Şekil 7.12. 350-420 KMA Silindir içi sıcaklık analiz sonuçları

Şekil 7.13.'te maksimum silindir içi sıcaklık için analizlerden hesaplanan maksimum sıcaklık değerinin hangi KMA'da hesaplandığı belirtilmektedir.

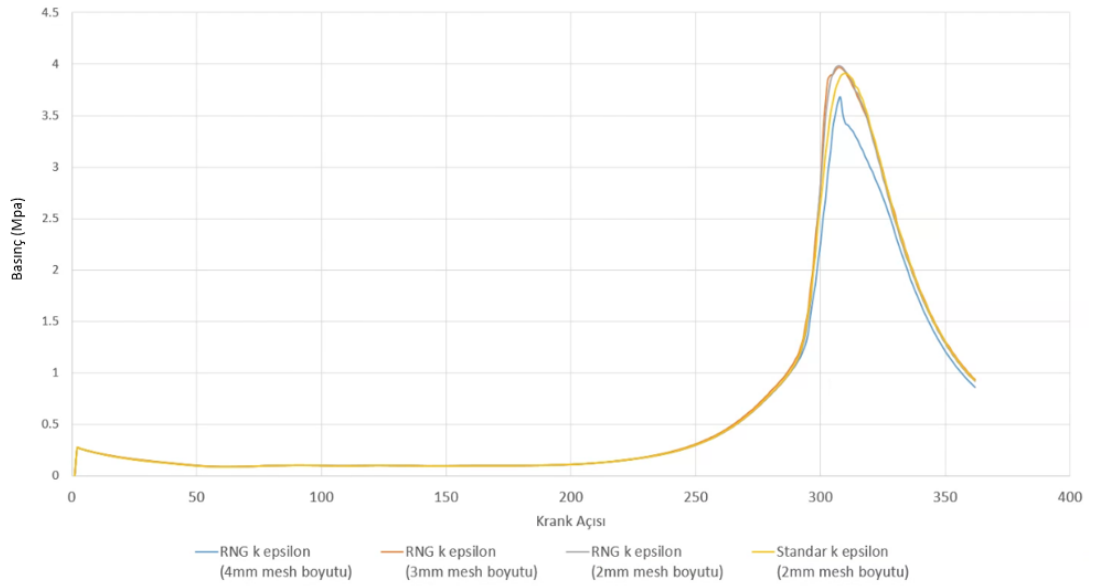


Şekil 7.13. Maksimum silindir içi sıcaklık

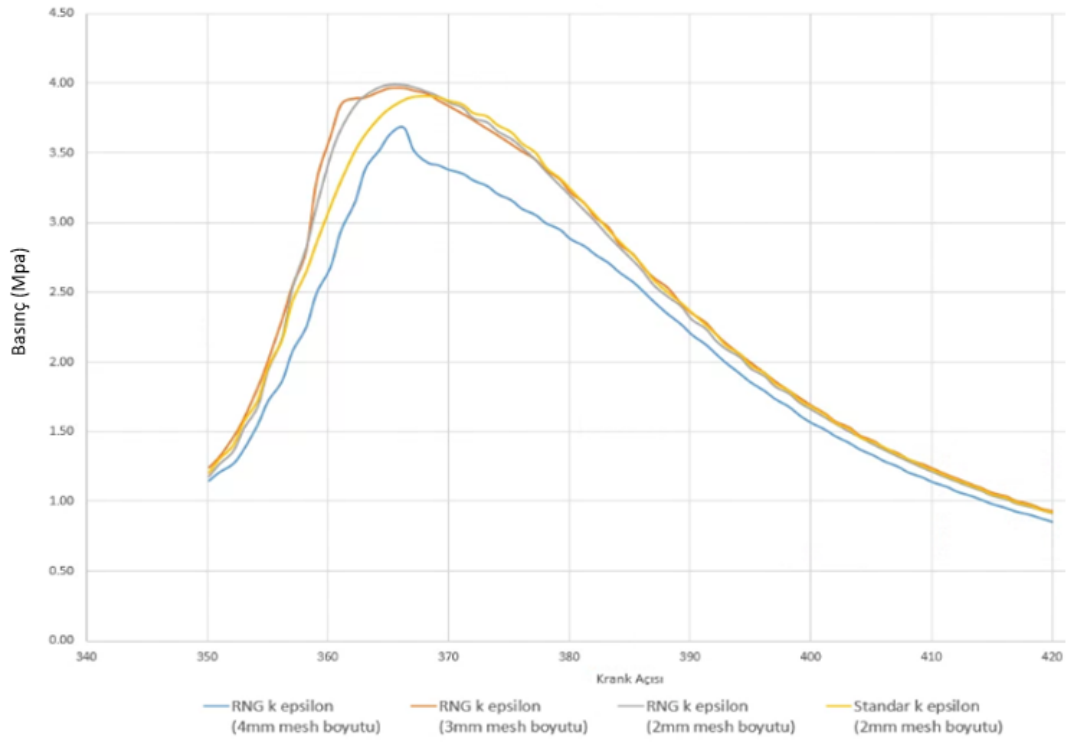
Silindir içi sıcaklık için analizlerde RNG k- ϵ 4mm mesh boyutu dışında çözümlenen diğer tüm analiz sonuçlarında değerlerin birbirlerine yakın çıktığı görülmektedir.

7.2.7. Silindir içi basınç sonucunun değerlendirilmesi

Şekil 7.14. ve Şekil 7.15.'de farklı türbülans ve ağ yapısı büyüklüğüne sahip modellerin krank açısına bağlı silindir içi basınç değişimi belirtilmektedir.

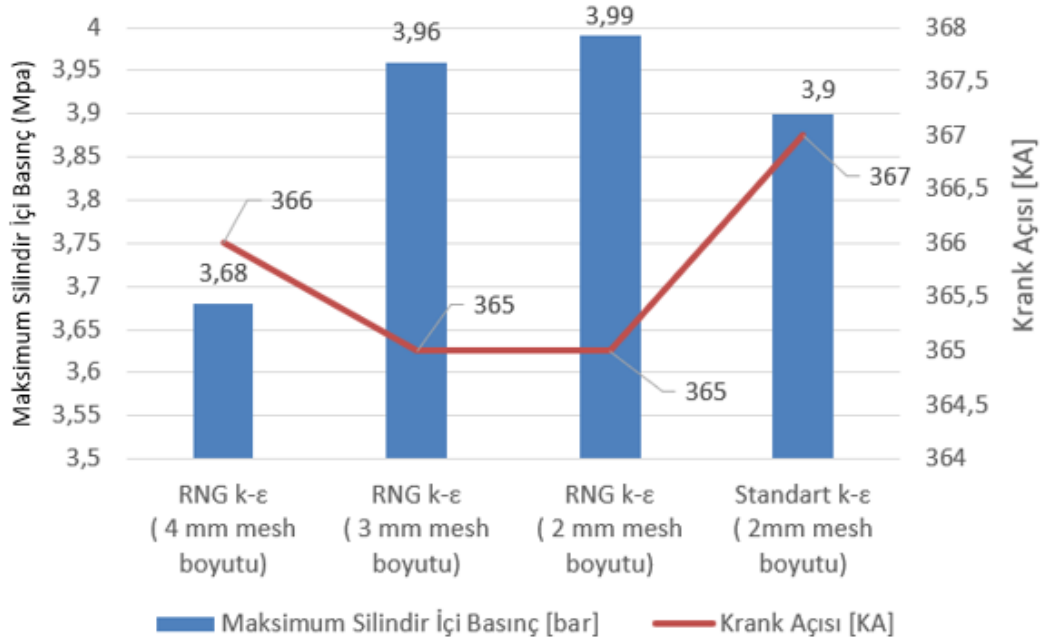


Şekil 7.14. Silindir içi basınç analiz sonuçları



Şekil 7.15. 350-420 KMA Silindir içi basınç analiz sonuçları

Şekil 7.16.'da maksimum silindir içi basınç için analizlerden hesaplanan maksimum basınç değerinin hangi krank açısında hesaplandığı belirtilmektedir.



Şekil 7.16. Maksimum silindir içi basınç

Silindir içi basınç için analizlerde RNG k- ϵ 4mm mesh boyutu dışında çözümlenen diğer tüm analiz sonuçlarında değerlerin birbirlerine yakın çıktığı görülmektedir.



BÖLÜM 8. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışmasında, iki silindirli, iki zamanlı bir havacılık motorunun akış ve yanma simülasyonları HAD yöntemi kullanılarak Ansys Forte 19.2 programında modellenerek çözülmüştür.

4800 devir/dakika motor devrinde farklı türbülans ve mesh boyutlarında elde edilen kütleli gaz debisi, kütleli yakıt debisi, Volümetrik verim, indike motor gücü ve indike özgül yakıt tüketimi deneysel veriler ile analiz sonuçları kıyaslanmıştır. Ayrıca değişen KMA'ya bağlı olarak silindir içerisinde sıcaklık ve basınç değişimleri incelenmiştir.

Deneysel veriler ile analiz sonuçları kıyaslandığında 2 mm mesh boyutunda Standart k- ϵ türbülans modeli indike özgül yakıt tüketimi dışında diğer modellere göre en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Yine bu modelde indike özgül yakıt tüketimi deneysel veriler ile analiz sonuçları kıyaslandığında %96'lık doğruluk oranına sahiptir.

Karşılaştırılma yapılan analiz modellerinde kütleli gaz debisinin deneysel veriye göre düşük çıkmasından dolayı indike motor gücünün de analiz sonuçlarında düşük çıktığı görülmektedir.

Analiz sonuçları kıyaslandığında 2mm ve 3 mm mesh boyutuna sahip RNG k- ϵ türbülans modellerinde silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerin yakın çıktığı görülmektedir.

Yapılan çalışmalar kapsamında değerlendirme ve öneriler aşağıdaki maddelerde belirtilmektedir;

- Analiz çalışmasının deneysel bir doğrulama yapıldıktan sonra istenilen doğrultuda sonsuz bir varyasyon vermesi ve deneysel çalışmaya göre hem maliyet hem de zaman açısından tasarruf sağladığı için önemi bu çalışmadan anlaşılmaktadır.
- Daha farklı alternatif yakıtlar, emme portu, egzoz portu, yanma odası vs. gibi motor performansını etkileyebilecek değişikler ile HAD modeli oluşturularak akış ve yanma analizleri yapılabilir.



KAYNAKLAR

- Abay, M.K. 2015. Dizel motorun hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellenmesi ve yanma analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Akar, R. 2005. Combustion chamber design with computational fluid dynamics. Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Akçıl, Ö.F. 2018. Kademeli dolgulu bir benzinli motorda doğalgaz kullanımının motor performansına etkisinin incelenmesi. Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Anderson, J. 1995. Computational fluid Dynamics. McGraw-Hill, Singapore, 547.
- ANSYS Forte 17.0. 2017. ANSYS, San Diego.
- Arslan, E. 2016. İki zamanlı motorda değişen subap zamanlamasının motor performansına etkisinin sayısal incelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Benajes, J., Novella, R., De Lima, D., Tribotté, P., Quechon, N., Obernesser, P., & Dugue, V. 2013. Analysis Of The Combustion Process, Pollutant Emissions And Efficiency Of An Innovative 2-Stroke HSDI Engine Designed For Automotive Applications. Applied Thermal Engineering, 58(1):181-193.
- Bayram, M. A. 2013. Buji İle Ateşlemeli İki Zamanlı Bir Motorda Benzin Biyodizel Karışımının Performans Ve Emisyona Etkisi. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Fukuda, K. (2012). Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines. Yüksek Lisans Tezi. Windsor Üniversitesi, Ontario.
- Han, Z. and Reitz, R.D. 1995. Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k- ϵ Models, Combustion Science and Technology, 106, 267-295.
- Johnson, T. V., 2009. Review of diesel emissions and control, Int. J. Engine Res. 10, 275-285.

- Liang, L., Reitz, R.D., Iyer, C. O., and Yi, J. 2007. Modeling knock in spark-ignition engines using a G-equation combustion model incorporating detailed chemical kinetics. SAE Technical Paper, 2007-01-0165.
- Mercan, S. 2007. Dizel motorlarda yanma olayının incelenmesi ve optimizasyonu. Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Nas, S. 2011. Akışkanlar Mekaniği/Aerodinamik Ders Notları İstanbul Teknik Üniversitesi
- Öztürk, E. 2003. İki zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun bilgisayarı yardımı ile performans analizi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Pang, K.M., Ng, H.K. and Gan, S. 2011. Development of an integrated reduced fuel oxidation and soot precursor formation mechanism for CFD simulations of diesel combustion Fuel, 90: 2902-2914.
- Pradeep, V., Bakshi, S., & Ramesh, A. 2015. Direct Injection Of Gaseous LPG In A Two-Stroke SI Engine For Improved Performance. Applied Thermal Engineering. 89:738-747.
- Safgönül B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., Soruşbay, C., 2013. İçten Yanmalı Motorlar. Birsan Yayınevi, 218
- Sayma, A. 2009. Computational fluid dynamics (1. Baskı). Telluride: Ventus.
- Shi, Y., Ge, H. ve Reitz, R.D. (2011). Computational Optimization of Internal Combustion Engines (1. Baskı). USA: Springer.
- Tan, Z. and Reitz, R. D. 2006. An ignition and combustion model for spark ignition engine multi-dimensional modeling. Combustion and Flame, 145, 1-15.
- Versteeg, H.K. ve Malalasekera, W. (2007). An introduction to computational fluid dynamics, (2. Baskı), İngiltere: Pearson.
- Yıldırım, C. 2016. 2-D modelling of compression ignition engine combustion. Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi,
- Yılmaz, B. 2013. Metan-Hava yanmasının HAD analizleri ile incelenmesi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 134: 5-12.
- Wyczalek, F. A. 1991. Two-stroke engine technology in 1990. SAE Paper, No: 910663, 1-3.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yusuf DELİL

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine Mühendisliği	2016

YABANCI DİL

İngilizce