

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İKİ ZAMANLI MOTORDA DEĞİŞKEN SUPAP
ZAMANLAMASININ MOTOR PERFORMANSINA
ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

**Hazırlayan
Esenay ARSLAN**

**Danışman
Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU**

Yüksek Lisans Tezi

**Aralık 2016
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İKİ ZAMANLI MOTORDA DEĞİŞKEN SUPAP
ZAMANLAMASININ MOTOR PERFORMANSINA
ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

**Hazırlayan
Esenay ARSLAN**

**Danışman
Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU**

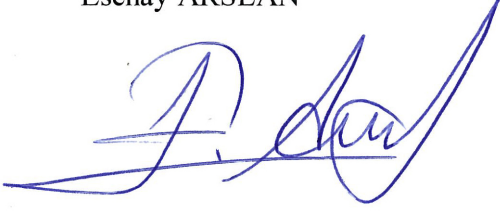
**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi
Tarafından FYL-2015-6105 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Aralık 2016
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Esenay ARSLAN

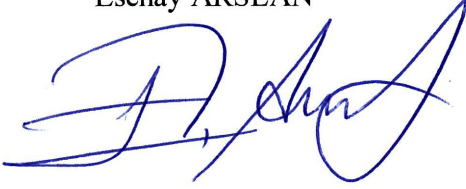


YÖNERGEYE UYGUNLUK

“İki Zamanlı Motorda Değişken Supap Zamanlamasının Motor Performansına Etkisinin Sayısal İncelenmesi” adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.

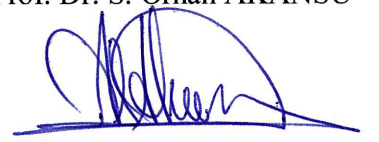
Tezi Hazırlayan

Esenay ARSLAN



Danışman

Prof. Dr. S. Orhan AKANSU



Makine Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU danışmanlığında **Esenay ARSLAN** tarafından hazırlanan “**İki Zamanlı Motorda Değişken Supap Zamanlamasının Motor Performansına Etkisinin Sayısal İncelenmesi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

20/12/2016

JÜRİ:

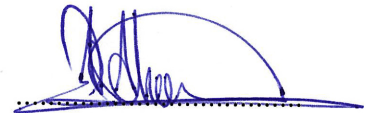
Başkan :Prof.Dr. Yüksel KAPLAN



Üye :Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

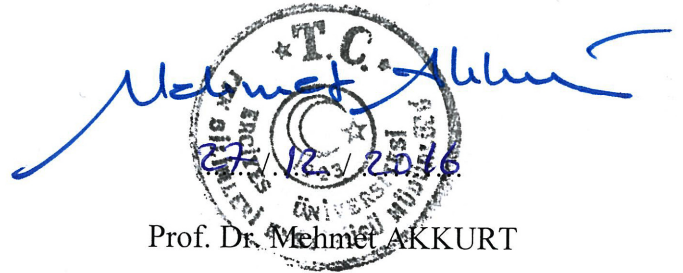


Üye :Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 27/12/2016 tarih ve 2016/56-29 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Mehmet AKKURT

Enstitü Müdürü

İKİ ZAMANLI MOTORDA DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Esenay ARSLAN

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Aralık 2016
Danışman: Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU

ÖZET

Bu çalışmanın amacı iki zamanlı motorda silindir içerisine uygun miktarda karışımın alınmasını sağlamak ve değişken supap zamanlaması kullanarak iki zamanlı motorun verimini iyileştirmektir.

Silindir içindeki basınç ve sıcaklık farklı giriş basınçlarında Ansys Fluent programı kullanılarak incelenmiştir. Analiz çalışmalarında giriş basıncı 20, 40 ve 60 kPa seçilmiştir. Bu üç farklı giriş basıncında emme supabının değişken açılma zamanları incelenmiştir. Analiz çalışmaları soğuk akış ve yanma olmak üzere iki şekilde yapılmıştır. Soğuk akış analizinde, emme supabının açılma zamanı ÜÖNS 100 KMA ve kapanma zamanları ÜÖNS sırasıyla 263, 273 ve 283 KMA seçilmiştir. Yanma analizi, emme supabının üç farklı açılma zamanı dikkate alınarak yapılmıştır. Emme zamanları ÜÖNS 100, 125 ve 150 KMA olacak şekilde üç farklı durumda analiz edilmiştir. Ateşleme zamanı ÜÖNÖ 10 KMA, 20 KMA ve 30 KMA seçilmiştir. Emme supabı kapanma zamanı ÜÖNS 273 KMA seçilmiştir. Yanma analizi sonucu motor performansı ve CO, CO₂ ve HC emisyonları değerlendirilmiştir. Ayrıca sayısal çalışma yapılan doğrulama analizleri ile de karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak, iki zamanlı motora uygulanmış olan değişken supap zamanlaması yakıt verimliliği sağlayacak ve araç ağırlığında düşüğe müsaade edecektir. Bu çalışma hibrit araçlar için yenilikçi ve yaratıcı bir sistem olduğundan dolayı endüstriyel projelerin temelini oluşturacaktır ve ayrıca hem istihdam hem de katma değer sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: İki zamanlı motor, Değişken supap zamanlaması, Supap açık kalma süresi

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF VARIABLE VALVE TIMING ON ENGINE PERFORMANCE IN TWO STROKE ENGINE

Esenay ARSLAN

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, December 2016

Supervisor: Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU

ABSTRACT

The objective of this study is to ensure the proper amount of the mixture taken in the cylinder and to improve the efficiency of the two stroke engine by using variable valve timing in the two stroke engine.

The pressure and temperature inside the cylinder have been investigated in different inlet pressures. Ansys Fluent programme has been used in analysis studies. In analysis studies, inlet pressure has been selected in 20, 40 ve 60 kPa. And variable valve duration of inlet valve has been investigated in three different inlet pressures. Analysis studies were performed in two ways for cold flow and combustion. In cold flow analysis, opening time 100 CA and closing times of inlet valve was selected as and 263, 273, 283 CA ATDC respectively. Combustion analysis was performed in three different opening times of inlet valve. Inlet times are analyzed in three different ways including 100, 125 and 150 CA ATDC. Ignition time is selected as 10, 20 and 30 CA BTDC. Closing time of intake valve has been selected as 273 CA ATDC. Engine performance and CO, CO₂ and HC emissions have been investigated in result of combustion analysis. Numerical study has also been compared with validation analysis.

Consequently, the variable time valve applied to the two stroke engine will provide fuel efficiency and allow the reduction of the car's weight. Due to the fact that this study is innovative and creative system for hybrid vehicles, it will form the basis for industrial projects and also, will be able to provide both the employment and value-added.

Keywords: Two stroke engine, Variable valve timing, Valve duration

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım boyunca bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, ilgi ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Bu tez çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FYL-2015-6105) desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Ayrıca; hayatımın her anında bütün olanaklarıyla yanımda olan aileme, göstermiş oldukları sabır ve yaptıkları fedakârlıklardan dolayı teşekkür eder, saygı ve şükranlarımı sunarım.

Esenay ARSLAN

Kayseri, Aralık 2016

İÇİNDEKİLER

İKİ ZAMANLI MOTORDA DEĞİŞKEN SUPAP ZAMANLAMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	ii
KABUL VE ONAY	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii

GİRİŞ	1
-------------	---

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER

1.1. Buji ile Ateşlemeli İki Zamanlı Motorlar	4
1.2. Çalışma Prensibi	5
1.2.1. Emme ve Sıkıştırma	7
1.2.2. Yanma ve Egzoz.....	7
1.3. Dört Zamanlı ve İki Zamanlı Motorların Karşılaştırılması	8
1.4. Geçmişte ve Günümüzdeki Kullanım Alanları	10
1.5. Değişken Supap Zamanlaması	10
1.6. Literatür Araştırması	11

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. HAD (CFD) Çözümleme.....	21
2.2. Sayısal Yöntem	22
2.3. Model.....	22
2.3.1. Model Geometrisi	22
2.3.2. Ağ Yapısının Oluşturulması	24
2.4. Matematik Model.....	25
2.4.1. Yönetici Denklemler	26
2.4.1.1. Kütleinin Korunumu Denklemi.....	26
2.4.1.2. Momentumun Korunumu Denklemi	27
2.4.1.3. Enerjinin Korunumu Denklemi	27
2.4.2. Türbülans Modeli	27
2.4.3. Radyasyon Modeli	30
2.4.4. Reaksiyon Modeli (Eddy Dissipation Modeli)	31
2.4.5. Reaksiyon Modeli (Eddy Dissipation Concept -EDC)	31
2.4.6. Yanma Reaksiyonun Modellenmesi.....	33
2.4.7. Çözüm Metodu	35
2.4.8. Yakınsama Kriteri.....	36
2.4.9. Sınır Şartları	36

3. BÖLÜM

SAYISAL SONUÇLAR

3.1. Giriş	37
3.2. Soğuk Akış İçin Silindirdeki Basınç Değişimi	37
3.3. Soğuk Akış İçin Silindir İçindeki Yoğunluk, CH ₄ Miktarı ve Hızdaki Değişim	40
3.4. Yanma Analizi İçin Silindir İçindeki Basınç Değişimi	43

3.5. Yanma Analizi İçin Silindir İçindeki Sıcaklığın Değişimi.....	48
3.6. Silindirdeki Yoğunluk, CH₄ Miktarı Ve Hız Değişimleri.....	51
3.7. Emisyonlar	56
3.8. Motor Verimi.....	60
3.9. Doğrulama Çalışması.....	63

4. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1. Sonuç	66
4.2. Öneriler	68
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ.....	72

KISALTMALAR VE SİMGELER

AÖN (BDC)	: Alt ölü nokta
ÜÖN (TDC)	: Üst ölü nokta
CH₄	: Metan
CO	: Karbon monoksit
CO₂	: Karbondioksit
D	: Silindir çapı
H	: Piston stroku
H₂	: Hidrojen
HC	: Hidrokarbon
HFK	: Hava fazlalık katsayısı
EO	: Eşdeğerlik oranı
KMA (CA)	: Krank mili açısı
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı
P	: Basınç
ÜÖNÖ (BTDC)	: Üst ölü noktadan önce
ÜÖNS (ATDC)	: Üst ölü noktadan sonra
RPM	: Devir sayısı

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. İki Zamanlı Ve Dört Zamanlı Motorlarda Karşılaştırma	10
Tablo 2.1. Motor Karakteristikleri.....	23
Tablo 2.2. Metan Yanma Reaksiyonu Arrhenius Katsayıları ve Reaksiyon Dereceleri.....	33
Tablo 3.1. Maksimum Silindir Basınç Değerleri	39
Tablo 3.2. ÜÖN’da CH ₄ Yoğunluğu ve CH ₄ Miktarları.....	40
Tablo 3.3. Maksimum Silindir Basıncı Değerleri (Pa)	47
Tablo 3.4. Maksimum Silindir Sıcaklığı Değerleri (K)	50
Tablo 3.5. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO ₂ Emisyonu.....	57
Tablo 3.6. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu	57
Tablo 3.7. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu	57
Tablo 3.8. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O ₂ Emisyonu	57
Tablo 3.9. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO ₂ Emisyonu.....	58
Tablo 3.10. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu	58
Tablo 3.11. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu	58
Tablo 3.12. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O ₂ Emisyonu	59
Tablo 3.13. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO ₂ Emisyonu.....	59
Tablo 3.14. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu	59
Tablo 3.15. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu	60
Tablo 3.16. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O ₂ Emisyonu	60
Tablo 3.17. Ateşleme avanslarına göre motor verim değerleri	60
Tablo 3.18. 10 KMA Ateşleme Avansında Farklı Giriş Basınçları için Hız ve Türbülans Değerleri	62
Tablo 3.19. Referans Motor Karakteristikleri	63

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. İçten Yanmalı Pistonlu Bir Motor Şematiği.....	5
Şekil 1.2. İki Zamanlı Motorda Otto Çevrimi	6
Şekil 1.3. Kartardan Süpürmeli İki Zamanlı Motor	7
Şekil 1.4. Siperli Supap	15
Şekil 1.5. Çatı Eğim Açısı İçin İncelenen Geometrilere	16
Şekil 2.1. İki Boyutlu İki Zamanlı Motor Silindir Geometrisi	23
Şekil 2.2. İki Boyutlu Fluent Modeli.....	24
Şekil 2.3. İki Boyutlu Mesh Modeli	25
Şekil 3.1. 20kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı .	38
Şekil 3.2. 40 kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı.....	38
Şekil 3.3. 60 kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı.....	39
Şekil 3.4. Farklı Giriş Basınçlarında 100-263 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri	41
Şekil 3.5. Farklı Giriş Basınçlarında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri	42
Şekil 3.6. Farklı Giriş Basınçlarında 100-283 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri	42
Şekil 3.7. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basıncı Değişimi	43
Şekil 3.8. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basıncı Değişimi	44
Şekil 3.9. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basıncı Değişimi	45
Şekil 3.10. 10KMA Ateşleme Avansında Silindir Basıncı Değişimleri	46
Şekil 3.11. 30KMA Ateşleme Avansında Silindir Basıncı Değişimleri	47

Şekil 3.12. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi	48
Şekil 3.13. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi	49
Şekil 3.14. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi	50
Şekil 3.15. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH ₄ Miktarı Değişimi	51
Şekil 3.16. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH ₄ Miktarı Değişimi	52
Şekil 3.17. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH ₄ Miktarı Değişimi	52
Şekil 3.18. Farklı Giriş Basınçlarında 100 KMA Emme Açılması İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri	53
Şekil 3.19. Farklı Giriş Basınçlarında 125 KMA Emme Açılması için AÖN'daki Hız Büyüklükleri	53
Şekil 3.20. Farklı Giriş Basınçlarında 150 KMA Emme Açılması için AÖN'daki Hız Büyüklükleri	54
Şekil 3.21. 20000 Pa Giriş Basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İçi Akım Fonksiyonu	55
Şekil 3.22. 40000 Pa giriş basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İçi Akım Fonksiyonu	55
Şekil 3.23. 60000 Pa giriş basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İçi Akım Fonksiyonu	56
Şekil 3.24. 10KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı	61
Şekil 3.25. 20KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı	61
Şekil 3.26. 30KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı	62
Şekil 3.27. Referans Çalışma Basınç Grafiği	63
Şekil 3.28. Manifold Enjeksiyona Göre Doğrulama Grafiği	64
Şekil 3.29. Direkt Enjeksiyona Göre Doğrulama Grafiği	65

GİRİŞ

Otomotiv sektörünün hızlı gelişimi, petrol rezervlerinin azalması, dünyadaki hava kirlilik oranlarının artmasından dolayı egzoz emisyonlarının azaltılması, fayda-maliyet analizleri ve arz talep dengeleri vb. faktörlerden dolayı içten yanmalı motorların keşfedilmesinden itibaren bu motorlar sürekli geliştirilmiştir. Bu geliştirme çalışmaları motor performansını etkileyen parametrelerin önceden ihmal edilen ya da sınırlayıcı unsur olarak görülen detayların da inceleme kapsamına alınmasını sağlamıştır [1].

Günümüzde motorlu araçlarda kullanılan dört zamanlı motorların yakıt tüketimi ve emisyon açısından bazı dezavantajları vardır. Ayrıca, araç ağırlığı da yakıt tüketimini oldukça etkilemektedir. Bu sebeplerden dolayı, içten yanmalı motorlar konusunda gelişen teknoloji ile birlikte önemli yenilikler gerekmektedir [2].

Gelecekteki motorlu araçların yakıt ekonomisi ve hava kirliliği açısından uygun olması gerekecektir. Araçlarda dört zamanlı motorların yerine iki zamanlı motor kullanılması istenen motor gücü ve yakıt tüketiminin iyileştirilmesi şartıyla yakın gelecekte önem kazanacaktır. Diğer bir deyişle, klasik iki zamanlı motorların kullanımının negatif yönlerini minimize etmek gerekir [2].

İki zamanlı motorlar, dört zamanlı motorlara göre daha basit ve az maliyetlidir. Basit ve az maliyetten kastedilen tasarım, şekil ve boyut olarak basit ve küçük olmasıdır. Üretim maliyeti düşüktür ve aynı gücü üreten dört zamanlı bir motora göre daha küçük ve hafiftir. Bu temel avantajlarından dolayı iki zamanlı buji ile ateşlemeli motorlar geçmişte çokça kullanılmış ve halen de kullanılmaktadır. Yine bu gibi üstünlüklerden dolayı iki zamanlı dizel motorların da paralel kullanım yerleri bulunmaktadır. Dünya üzerinde ülkeler gelişmişlik ve sanayileri kıyaslandığında; az gelişmiş, gelişmekte olan ve gelişmiş ülkeler şeklinde kıyaslanmaktadır. Dünya nüfusunun yarısı az gelişmiş ülkeler veya kişi başına düşen milli geliri çok düşük olan ülkelerdir. Otomotiv ve

makina endüstrisindeki gelişmelere rağmen, nüfusu kalabalık yoksul ülkeler bu gelişmeleri her zaman geriden takip etmişlerdir. Birleşmiş Milletler Nüfus Fonu verilerine göre az gelişmiş ülkelerde nüfus yoğunluğunun fazla olması; düşük maliyetli ve basit olan bu motorların sayıları ve kullanım alanlarının gelişmiş ülkelere kıyasla yüksek olmasına neden olmuştur [2].

İçten yanmalı motorlarda supaplar kam mili yardımıyla açılıp kapanmakta, emniyetli ve güvenilir bir supap performansı sağlamaktadır. Bu sistemde, yakıt ekonomisi, çevreye atılan kirletici oranları, maksimum tork çıkışı gibi parametreler optimize edilecek şekilde supap zamanlaması, piston hareketine bağlı olarak bir kez ayarlandıktan sonra motorun çalışma koşullarına göre değiştirilmesi imkânsızdır. Sabit supap mekanizmasına sahip motorlarda seçilen supap zamanlaması, volumetrik verimi motorun en çok çalıştığı devir aralığına göre optimize eder. Motor bu devir aralığının altında veya üstünde volumetrik verim açısından düşük verim değerleri ile çalışır. Yani ayarlanan bu devir aralığı, yüksek devirlere göre yapılırsa düşük devirlerde motorun ihtiyacı olan rölanti kararlılığı ve düşük devirlerde daha fazla ihtiyaç duyulan motor momenti azalır, aynı şekilde düşük devirlere göre ayarlansa bu seferde yüksek devirlerde gerekli motor gücü azalır. Motorun düşük ve yüksek devirlerinde birbirleriyle zıt özelliklere sahip olan parametreleri elde edebilmek için motorun çalıştığı tüm devir aralıklarında silindir içine alınan dolgu miktarını, tasarım sonucu ortaya çıkan belli bir devir aralığındaki dolgu miktarına yakın değerlere getirmek gerekir [1].

Motorun performansını arttırmak için yukarıdaki nedenlerden dolayı supaplar üzerine çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmalar sırasıyla, supapların çalışması sırasında oluşan kayıpları ortadan kaldırmak için kullanılan çoklu supap teknolojisi ile başlar. Bu sayede her bir silindir için iki ya da daha fazla emme ve egzoz supabı kullanılarak karışımdan maksimum verim sağlanması hedeflenmektedir. Daha sonra yapılan çalışmalar da supap mekanizmaları üzerinde durularak supapların açılma ve kapanma zamanlamalarının değişken olmasını sağlamaya yönelik olmuştur. Motor devri arttıkça piston hızı, piston hızına bağlı olarak da içeri alınan dolgunun hızı ve kinetik enerjisi sürekli değişeceğinden supap zamanlamasının da sürekli değişmesi gerekmektedir [1].

Bunu sağlayabilmek için günümüz motorlarında değişken supap zamanlaması diye adlandırılan motorun devir özelliklerine göre supap zamanlamasını ve açılma parametrelerini değiştiren mekanizmaya sahip sistemler kullanılır. Bu sistemin çalışması yanma özelliklerinin mevcut motor çalışma koşullarını alabildiğince mükemmel bir uyum sağlamasına imkân vererek hem yüksek performans hem de yüksek verim sağlayabilir [1].

Bu çalışmada değişken supap zamanlaması iki zamanlı motor için farklı emme avanslarına göre sayısal olarak incelenmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmanın amacı iki zamanlı motorda silindir içerisine uygun miktarda karışımın alınmasını sağlamak ve değişken supap zamanlaması kullanarak iki zamanlı motorun verimini iyileştirmektir.

Bu kapsamda yapılan çalışmalarda iki zamanlı motor modeli hazırlanarak sayısal analiz yapılmıştır. Emme supabı açılma avansı ve ateşleme avansları değiştirilerek optimum silindir basıncı ve dolayısıyla da optimum güç elde edilmeye çalışılmıştır.

Tez çalışmasının giriş bölümünde tezin önemi, amacı ve kapsamı bilgilerine yer verilmiştir. Birinci bölümde iki zamanlı motorların genel tanımı, kullanım alanları, pozitif ve negatif yönleri ile tez konusuyla ilgili literatürde yer alan çalışmalara yer verilmiştir. Tezin ikinci bölümünde sayısal çalışmada kullanılan yanma modeli ile ilgili teknik bilgiler, matematik model, yapılan varsayımlar, referans alınan motor modelinin teknik özellikleri gibi bilgiler yer almaktadır. Üçüncü bölümde soğuk akış ve yanma durumları için yapılan sayısal çözümlerden alınan veriler grafiksel olarak incelenerek belirli kriterlere göre karşılaştırma yapılmıştır. Dördüncü bölümde ise sonuçlar genel anlamda değerlendirilerek öneriler sunulmuştur.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER

1.1. Buji ile Ateşlemeli İki Zamanlı Motorlar

Krank milinin tam bir devrinde, diğer bir deyimle pistonun iki strokunda bir iş çevrimi oluşturan makinelere iki zamanlı motor adı verilir. İki zamanlı motor, içten yanmalı bir motor tipidir. İki zamanlı motorlarda karışım silindire silindir gövdesine açılmış portlardan girerken, gazların atılışı, yine silindir gövdesi üzerine açılmış egzoz portları veya egzoz supapları üzerinden olmaktadır. Daha yaygın olarak kullanılan dört zamanlı motordan farkı, pistonun lineer hareketlerinde dört yerine iki stroka sahip olmasıdır. Fakat bu iki strokta, dört zamanlı motorda oluşan dört işlem de (emme, sıkıştırma, yanma, egzoz) meydana gelmektedir. Yani emme ve sıkıştırma bir strokta, yanma ve egzoz bir strokta yapılır.

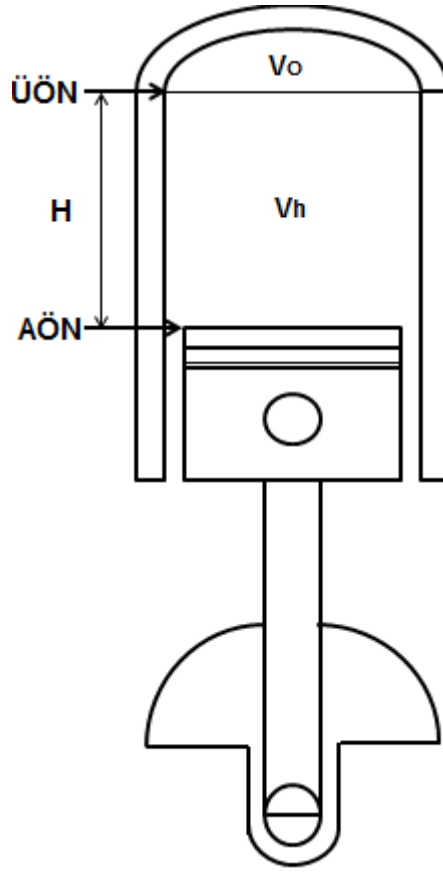
Şekil 1.1’de içten yanmalı bir motor şematiği yer almaktadır ve motorla ilgili sıkça kullanılan kavramlar bu şekilde açıklanmıştır.

Üst ölü nokta (ÜÖN): Piston üst yüzünün silindir içinde krank mili eksenine göre varabileceği en uzak konuma denir. Bu anda silindir içinde oluşan hacim minimumdur.

Alt ölü nokta (AÖN): Piston üst yüzünün silindir içinde krank mili eksenine göre varabileceği en yakın konuma denir. Bu anda silindir içinde oluşan hacim maksimumdur.

Piston stroku (H): Silindir içinde üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasındaki mesafedir.

Strok hacmi (V_h): Silindir içinde üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasında oluşan hacimdir.



Şekil 1.1. İçten Yanmalı Pistonlu Bir Motor Şematiği

Sıkıştırma hacmi veya ölü hacim (V_o): Silindir içinde piston üst ölü noktada iken oluşan hacimdir.

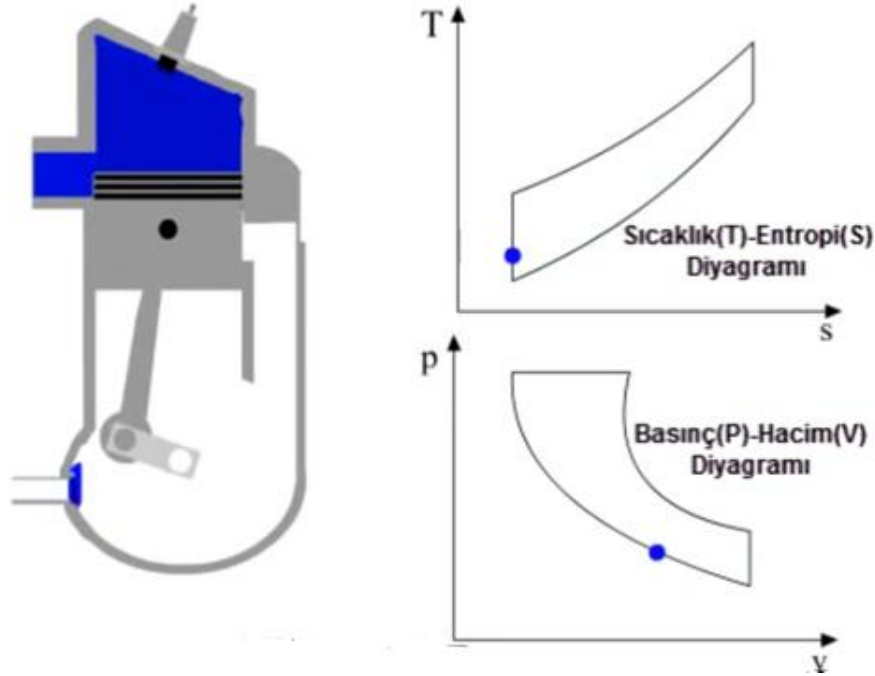
Toplam hacim (V_t): Silindir içinde piston alt ölü noktada iken oluşan hacimdir.

Sıkıştırma oranı (ϵ): Silindir toplam hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır.

1.2. Çalışma Prensibi

Buji ile ateşlemeli motorlar Otto çevrimi prensibine göre iş üretmektedir. Bu çevrim olayı pistonun ÜÖN ve AÖN arasında yaptığı öteleme hareketini tek bir çevrim esnasında iki kez veya dört kez yapılması ile gerçekleştirilebilir. Dört zamanlı Otto çevriminde pistonun her hareketi teorik olarak tek işleme karşılık gelirken, iki zaman çevriminde emme, sıkıştırma, genişleme, egzoz işlerinden iki tanesi bir kurs boyunca

yapılan tek harekete karşılık gelmektedir [2]. Şekil 1.2’de iki zamanlı motor için basınç ve sıcaklık diyagramları görülmektedir.



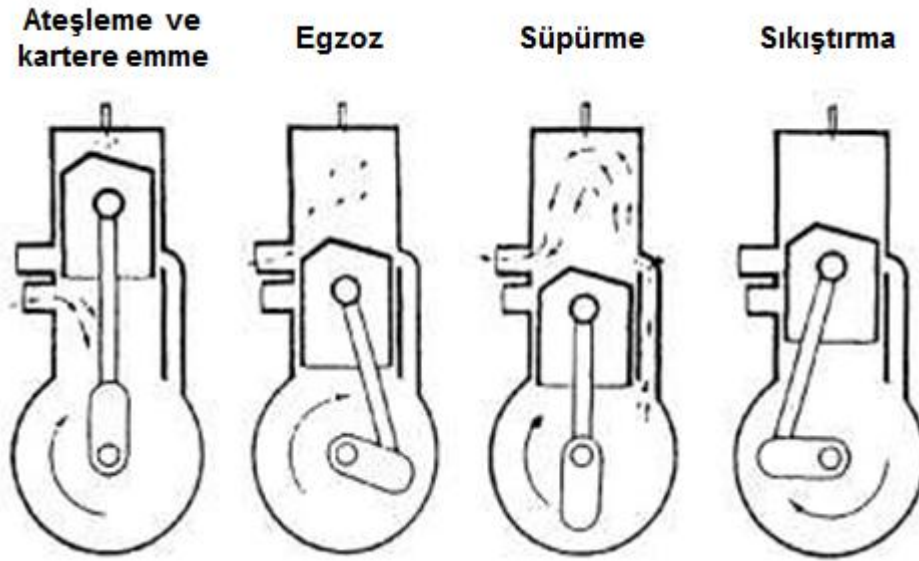
Şekil 1.2. İki Zamanlı Motorda Otto Çevrimi

İki zamanlı motorlarda çevrim, krank milinin bir defa dönmesi ile 360 KMA'da tamamlanır. İki zamanlı motorlarda, havanın veya dolgunun silindire alınması ve egzoz gazlarının dışarı atılması süpürme sistemi ile yapılmakta ve süpürme sisteminde supap yerine genellikle pencereler bulunmaktadır.

Çevrimin diğer olayları olan sıkıştırma, yanma ve genişleme dört zamanlı motorlarda olduğu gibi meydana gelir. Bu çevrimde yanma gazlarının dışarı atılması ve süpürme havasının silindire alınması piston AÖN civarında iken gerçekleşir. İki zamanlı motorların çalışması Şekil 1.3’de görülmektedir. İki zamanda tamamlanan bu çevrim,

- Sıkıştırma zamanı (birinci strok veya birinci zaman)
- Yanma ve genişleme zamanı (ikinci strok veya ikinci zaman)

şeklinde oluşmaktadır.



Şekil 1.3. Kartelden Süpürmeli İki Zamanlı Motor

1.2.1. Emme ve Sıkıştırma

Bu motor tipinde 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 patlama oluşur. Çıkan enerji pistonu aşağı iter. Bu zamanda piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken önce süpürme penceresini daha sonra egzoz penceresini kapatır. Sıkıştırma sonunda basınç, benzin motorunda 1.01 - 1.4 MPa; sıcaklık, benzin motorunda 550 - 750 K civarında olur [3].

1.2.2. Yanma ve Egzoz

Pistonun aşağı itilmesi ile egzoz çıkışı açılıp, emiş ağız kapanır. Yanma sonucu ortaya çıkan atık gaz, egzoz borusundan 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 başlar.

Bu zamanda motordan iş alınmaktadır. Genişlemenin sonunda piston AÖN'ya gelmeden önce egzoz penceresi veya egzoz supabı açılır ve gazlar silindiri hızla terk eder. Egzoz penceresinin açılması anında silindirdeki yanma gazlarının basıncı 0.4 - 0.6 MPa, sıcaklığı 1000 K'dir. [3]

Egzoz penceresinin açılması ile basınç kısa bir sürede düşer. Piston daha sonra süpürme penceresini açar. Süpürme penceresinin açılması ile hava veya dolgu, süpürme pompasının sağladığı basınçla ($p_{süp} = 0.11 - 0.13$ MPa) silindire girer ve silindirde bulunan egzoz gazlarını egzoz penceresine doğru süpürür. Benzin motoru küçük güçlerde yapıldığı için süpürme basıncı pistonun alt yüzü ile karterde oluşturulur. 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. [3]

1.3. Dört Zamanlı ve İki Zamanlı Motorların Karşılaştırılması

Devir sayıları ve ana boyutları aynı olduğu takdirde ideal durumda iki zamanlı motorlardan dört zamanlı motorlara göre iki misli daha fazla güç elde edilir. Çünkü iki zamanlı motorlarda her devirde iş elde edilir. Yani birim zamanda gerçekleşen iş periyodu iki mislidir. Ancak silindirlere yeterli karışım alınamadığından 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 iki zamanlı motorlarda yanma veriminin kötü olması eklenince güç biraz daha düşer. [3]

İki zamanlı motorlarda supap mekanizması olmadığı için yapı olarak daha basittir ve ilk maliyetleri daha düşüktür.

Dört zamanlı motorlarda her zamanın oluşması için ayrı ayrı piston yolu olduğu için silindire alınan karışım miktarı daima belirlidir ve motor dengeli çalışır. İki zamanlı motorlarda ise silindire giren karışım egzoz gazlarını süpürerek dışarı attığı için bir miktar yanmamış yakıt egzoz gazlarıyla dışarı atılır. İki zamanlı motorlarda yağlama düzeni yoktur. Yakıt içerisine bastırılan belli orandaki yağla yağlama sağlanır. Bu nedenle yağ sarfiyatı fazladır. Dört zamanlı motorlarda ise düzenli bir yağlama yapılır.

Dört zamanlı motorlarda her zamanın oluşumu için ayrı piston yolu olduğundan daha istikrarlı çalışır ve enerji kullanılan yerde daha çok tercih edilir.

İki zamanlı motorlarda her devirde iş elde edildiği için ölü noktalar kolay aşınır ve devir sayıları yüksektir. Buna karşılık yataklar ve krank muyluları daha çabuk aşınır.

Dört zamanlı motorlarda yanmış gazların dışarı atılması için ve taze dolgunun içeri alınması için daha uzun süre vardır. İki zamanlı motorlarda ise emme ve egzoz daha kısa sürede yapılmaktadır.

Egzoz supabının veya penceresinin açık kaldığı toplam süre,

Dört zamanlı motorlarda $\alpha_{Eg} = 220 - 260^\circ \text{ KMA}$

İki zamanlı motorlarda $\alpha_{Eg} = 100 - 120^\circ \text{ KMA}$

Emme supabının veya süpürme penceresinin açık kaldığı toplam süre,

Dört zamanlı motorlarda $\alpha_{Em} = 220 - 250^\circ \text{ KMA}$

İki zamanlı motorlarda $\alpha_{süp} = 60 - 80^\circ \text{ KMA}$

Yanma ve genişleme olayları,

Dört zamanlı motorlarda 140° KMA

İki zamanlı motorlarda $100-120^\circ \text{ KMA}$

süresinde gerçekleşir. Görüldüğü gibi iki zamanlı motorlarda yanma olayı, dört zamanlı motorlara göre $20 - 40^\circ \text{ KMA}$ kadar daha kısa bir sürede tamamlanır. Yanma gazlarının dışarı atılması ve taze havanın emilmesi iki zamanlı motorlarda ek bir süpürme sistemi ile sağlanmaktadır. Oysa dört zamanlı motorlarda emme ve basma görevini piston yapmaktadır.

Dört ve iki zamanlı motorlarda yağlama yağı alt karterde bulunmaktadır. Ancak karterden süpürmeli benzin motorlarında karter boş olup yağlama, yakıt içine karıştırılan yağ ile yapılmaktadır [3].

Tablo 1.1’de iki zamanlı ve dört zamanlı motorlarda önemli özellikler açısından karşılaştırma yapılmıştır.

Tablo 1.1. İki Zamanlı Ve Dört Zamanlı Motorlarda Karşılaştırma

	İki zamanlı motor	Dört zamanlı motor
Emme	Aşırı doldurmalı	Kendi kendine emme, aşırı doldurmalı
Litre gücü	Yüksek	Düşük
Verim	Düşük	Yüksek
Supap	Yok	Var
Motor boyutu	Küçük	Büyük
Silindir kapağı	Yok	Var
Külbütör tertibatı	Yok	Var
Supap iteceği	Yok	Var

1.4. Geçmişte ve Günümüzdeki Kullanım Alanları

Güncel olarak genelde küçük yapıda motorlar olarak kullanılırlar. Motosiklet, küçük tekneler, mobilet, kar motosikletleri, jeneratörler, model uçaklar, motorlu bahçe araçları, testereler, ilaçlama makinaları gibi boyutun mümkün oldukça küçük olması gereken yerlerde kullanımı mevcuttur.

Geçmiş yıllarda ise yukarıda sayılan araçların yanı sıra ulaşım, ziraat ve deniz taşıtlarında, daha fazla kullanım paylarına sahip idi. Örneğin ülkemizde taşıma ve nakliye araçlarından biri olan triportör iki zamanlı motorla tahrik edilmektedir. Motosiklet ve deniz taşıtlarında iki zamanlı büyük ve küçük hacimli motorlar daha yaygındı. Petrol fiyatındaki yükselme, karbon salımı kriterleri ve teknolojik gelişmelerle birlikte iki zamanlı motorların kullanım payları düşmüştür. Fakat bunlara rağmen, dünyada lokal olarak bu motorlara halen büyük talep olmaktadır [2].

1.5. Değişken Supap Zamanlaması

Değişken supap zamanlaması sağlayan mekanizmalarda, çoğunluk olarak hidromekanik ve kısmen de elektromanyetik sistemler tercih edilir. Elektro hidrolik mekanizmalar; motor hızına göre kam milini döndürerek, kam fazını rötara ve avansa kaydırma ya da supap kalkmasını değiştiren mekanizmalar olarak ikiye ayrılır. Bu iki mekanizmayı birleştirerek daha esnek ve karmaşık değişken supap mekanizması da elde edilmiştir. Bu sistemlerin tasarımına göre supabın açılma miktarı, açık kalma süresi, açılma-kapanma

zamanlaması değişken olabilmektedir. Bu değişkenler, birbirinden bağımsız ya da birlikte değiştirilerek, motor çalışma koşullarına göre optimize edilebilmektedir.

Bu amaçla uygulanan değişken supap zamanlaması sistemleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

- Supap kalkma miktarı ve açılma profili sabit, düşük ve yüksek devirler için iki ayrı açılma kapanma zamanlamasına sahip sistemler.
- Supap kalkma miktarı ve açılma profili sabit, bütün devir ve yük aralıkları için sürekli değişken açılma-kapanma zamanlamasına sahip sistemler.
- Supap kalkma miktarı sabit, supap açılma profili ve açılma-kapanma zamanları sürekli değişken sistemler (Açılma profili genişliyor veya büzülüyor).
- Supap kalkma miktarı, açılma profili ve açılıp kapanma zamanları sürekli değişken sistemler [4].

Kabul edilebilir maliyet, dayanıklılık ve güvenilirlikle yeterli derecede esnekliğe sahip değişken supap zamanlaması ya da değişken supap zamanlı ve açılmalı elektronik kontrol sistemi mekanizmalarını tasarlamak çok zor olduğu için üreticiler değişken supap zamanlaması sunan mekanizmaların bütün ya da bir kısım avantajlarını verebilen daha basit yöntemleri tercih ederler. Bunlarda genellikle emme supaplarının erken açılması ve emme supaplarının erken kapatılmasını kontrol eden yani fazı kaydıran mekanizmalardır. Değişken supap zamanlaması mekanizmasını araştıran tasarımcılar düşük hız torkunun ve rölanti kararlılığının değişken supap zamanlaması yoluyla iyileşmesinin yakıt tüketimi yada yüksek hız torkundaki olası herhangi bir gelişmeden daha önemli olacağını vurgulamıştır [1].

1.6. Literatür Araştırması

Gün F. [1] yaptıkları çalışmada sabit supap zamanlaması ile değişken supap zamanlamasının farklılıkları incelemiştir. Bunu sağlayabilmek için değişken supap zamanlamasına sahip bir taşıt motorunun motor üzerinde başka hiçbir değişiklik yapılmadan devre dışı bırakılması ile sabit supap zamanlaması elde edilmiş, değişken supap zamanlaması ve sabit supap zamanlamasının motor momentine, motor gücüne, tekerlek çıkış gücüne, kayıp güce ve özgül yakıt tüketimine etkileri incelenmiştir. Deney sonuçları değişken supap zamanlamasının sabit supap zamanlamasına göre

motor momenti, motor gücü, tekerlek çıkış gücü ve özgül yakıt tüketiminde iyileşme olduğunu göstermiştir.

AR yanma olarak adlandırılan zaman kontrollü otomatik ateşleme klasik iki zamanlı motorların kısmi yükte çalışmasında düzensiz bir yanma oluşturabilir. Önceki çalışmalar bu fikri ortaya koydu ve yakıt tüketimi ve HC emisyonlarındaki önemli iyileşmeler deneylerle kanıtlanmıştır. Bu kez iki zamanlı motoru iyileştirme konseptiyle basit bir egzoz supabı kullanarak ve motorun orijinal güç çıkışını koruyarak Asai ve diğerleri [5] AR yanmalı motor geliştirdi. Bu motor bir motosiklet üzerine montaj edilerek “Dakar ralli” de denendi. Sonuç olarak yanmadaki iyileştirmeler ve küçülme açısından motorun potansiyelinden dolayı dört zamanlı ralli modelini geçen iyi bir yakıt ekonomisi, muhteşem bir sürülebilirlik ve dayanıklılığı kanıtlandı. Bundan dolayı AR yanmalı motor pratik kullanım açısından güzel beklentilere sahiptir.

Homojen dolgu sıkıştırma ateşlemesi (HCCI) olarak da bilinen kontrollü otomatik ateşleme (CAI) yakıt tüketimi ve NOx emisyonlarını azaltmak için en umut verici yanma teknolojilerinden biridir. CAI yanması, halen, düşük yükte ateş almama yanmalı ve fazla yükte vuruntulu yanma ve yanma sürecini kontrol etmek için etkili araçların bulunmaması nedeniyle kısmi yük işletim koşullarında kısıtlanmaktadır. CAI motorunun tüm araç sürüş döngülerinin talebini karşılaması için yüksek yük sınırını tam yüke ve düşük yük sınırını rölantide genişletmek de dahil olmak üzere çalışma aralığını genişletmek, CAI / HCCI teknolojisinin sanayileşmesinin önündeki temel meselelerden biri haline geldi. Ayrıca, bu yanma modu farklı yakıtlara uyumlu olmalı ve gerektiğinde konvansiyonel buji ateşleme işlemine geri dönebilir. Bu çalışmada, Yan Zhang ve diğerleri [6] CAI işlemini, bir supap mekanizmasıyla donatılmış, iki zamanlı benzinli doğrudan enjeksiyonlu (GDI) motorda açıklamıştır. Sonuçlar, CAI yakma işleminin bir mantar başlı supaplı motorunun 2 zamanlı çevriminde kolaylıkla başarılabileceğini ve CAI yanma aralığının, 4 zamanlı çevrim operasyonuna kıyasla önemli ölçüde uzatılabileceğini gösterdi. Buna ek olarak, 2 zamanlı CAI çalışma aralığında etanol konsantrasyonunun etkileri, yanma süreci, emisyonlar ve verimlilik incelenmiş ve sunulmuştur.

Nakano ve diğerleri [7] silindir kafasında mantar başlı supapları olan fakat silindir portları olmayan iki zaman çevrimli benzinli bir motorun süpürme ve güç

performanslarının incelenmesini ele almışlardır. Bir önceki deneyde, süpürme performansının deneysel analizini yapmak için model test cihazı kullanıldı. Bu analiz sonucunda, mükemmel difüzyon süpürmesinden ziyade, muhafazalı supaplar vasıtasıyla silindirdeki atık gaz akış modelini geliştirerek daha iyi süpürme verimi elde edebileceği bulundu. Gerçek bir motor kullanılan mevcut deneysel çalışma bu bulguya göre gerçekleştirildi. Temel motor dört zamanlı, bir silindirli, 250 cm³, çift kamlı, dört supaplı bir motosiklet motorudur. Motor, dört zaman çevrimli motorun iki kat motor devrine sahip olacak şekilde eksantrik mili değiştirilerek iki zaman çevrimli bir motora dönüştürüldü ve valf zamanlamaları eksantrik mili ve dişliyi bağlayan bir pim tarafından ayarlandı. Muhafazalı süpürme vanalarının yerini almak üzere her süpürme kanalı içindeki supap yuvasının yakınına bir saptırıcı yerleştirildi. Süpürmeyi iyileştirmek için bir inverter motor tarafından çalıştırılan bir sarmal üfleyici kullanıldı ve yakıt tedarik etmek için karbüratör kullanıldı. Deneysel sonuç, süpürme performansının, pratik bir motora uygulanabilen mükemmel difüzyon süpürmeye neredeyse eşit olduğunu gösterdi. İki zaman çevrimli motorun gücünün, aynı motor devrinde karşılaştırıldığında temel dört zaman çevrimli motorun gücünden daha iyi olduğu görüldü.

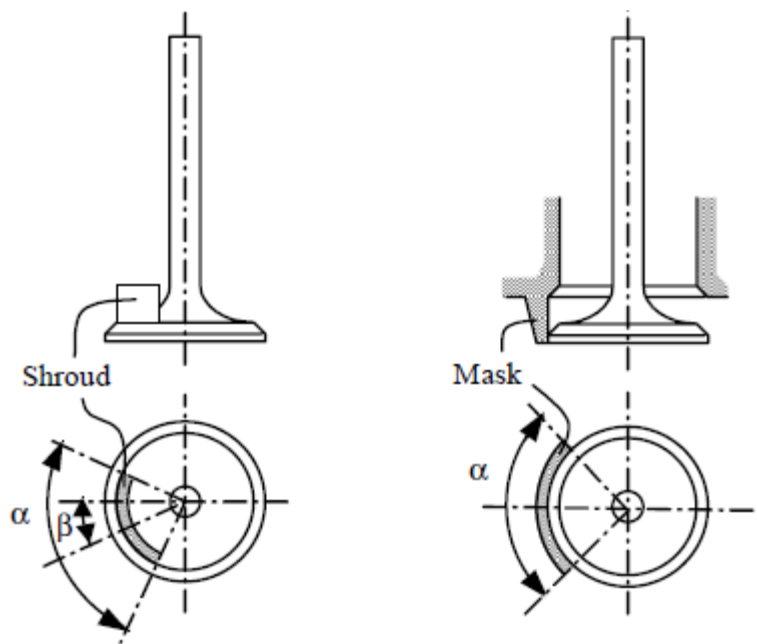
Ukawa ve diğerlerinin [8] çalışmasında motor performansındaki iyileşmeler, verim, süpürme ve düz supaplı modifiye edilen iki zamanlı motorun emisyon karakteristikleri ve gaz yakıtlı direk ateşlemeli sistem tanımlandı. Önceki çalışmalarda süpürme karakteristikleri temel olarak incelendi. Modifiye edilmiş iki zamanlı çevrim motoru, dört zamanlı bir motora dayanıyordu. Temel motorun emme valfi kısa devre dolgu kaybını önlemek için muhafazalı süpürme supabı olarak kullanıldı. Önceki sonuçlarda olduğu gibi, süpürme veriminde önemli bir iyileşme elde edildi. Önceki motorlarda benzin yakıtlı karbürasyon sistemi kullanılırken mevcut motorda yakıt kısa devre kaybını azaltmak ve yakıt atomizasyonu, buharlaşması ve hava ile karışımı açısından yanma hazırlığı karakteristiklerini iyileştirmek amacıyla propan gazı direk ateşleme sistemi kullanıldı. Mevcut deneyde kullanılan gaz yakıtlı enjeksiyon sistemi elektromanyetik kontrollü silindir içi gaz numune valfi ve gaz yakıt enjeksiyonu amaçlı dönüştürülen gaz kompozisyonunu ölçmek için bunun elektronik kontrol sistemi ile birleştirilmiştir. 360 KMA / dev için sinyal darbeleri kullanan enjeksiyon sistemi, yakıt enjeksiyon zamanlaması ve devam süresi ile isteğe göre kontrol edilebilir. Deneysel test

ve analiz sonuçları aynı motor devri ve aynı süpürme özelliklerinde daha önceki benzinli motor testlerinde elde edilen değerlere göre biraz daha yüksek bir motor gücü olduğunu gösterdi. Ayrıca, benzin ile gaz yakıt temini arasındaki ölçülen silindir içi basınç göstergesi diyagramlarının değerlerinin karşılaştırılması daha düşük yanma basıncı değişimi, daha yüksek tepe basıncı ve daha hızlı yanma oranı açısından iyileştirme olanakları gösterdi. Buna ek olarak, direkt enjeksiyon ile spesifik yakıt tüketimindeki gelişmeler incelenen test ve analiz yelpazesinde doğrulanmıştır.

Bu çalışmada, silindir kafasındaki süpürme ve egzoz supaplarına sahip, iki zamanlı benzinli bir motorun süpürme ve güç özelliklerinin devamı olan araştırma ele alınmaktadır. Bu motor dört zamanlı bir motorun yeniden düzenlenmesiyle meydana geldiğinden, emme valfleri süpürme valfleri olarak kullanıldı ve silindirin süpürülmesi U-tipi akışlardan oluşur. Bir önceki makalede (SAE No. 901664) her süpürme portu için valf yuvasının yakınında bir saptırıcı ayarlayarak süpürme gazının kısa devre etkisini önleme çalışmaları yapılmıştır. Bu testte elde edilen sonuçlara göre, her bir süpürme portu içinde deflektörü kurarak süpürme etkisi ve güç özellikleri önemli ölçüde geliştirildi. Ancak, süpürme valfi kalkması arttıkça saptırıcının etkinliği azaldı. Deflektörlü veya deflektörsüz olan fark, süpürme veriminde sadece % 10-14 idi ve dolgu verimliliğinde yalnızca % 5-10'luk iyileştirme elde edilmiştir. Bu çalışmada, Sato ve diğerleri [9] süpürme gazlarının doğrudan süpürme valflerinden egzoz supaplarına kısa devre yapmasını büyük ölçüde önlemek için siperli süpürme valfleri monte ettiler. Sonuç olarak, süpürme vanalarının tamamen açık olduğu durumda, kısa devre durumu belirgin bir şekilde geliştirildi ve süpürme ve güç çıkış özellikleri belirgin bir şekilde iyileşti. Örneğin, siperli valfler tutma veriminde maksimum % 47 artış ve dolgu veriminde maksimum %27 artışla sonuçlandı. Ayrıca, silindir içi süpürme akışı ve süpürme performansı arasındaki ilişki saydam bir silindir ve gerçek bir motorun silindir kafası kullanılarak kararlı akışlı görsel model testi ile incelendi.

Yang ve arkadaşları [10] düz supaplı iki zamanlı motorların süpürme özelliklerini incelemek için üç boyutlu hesaplamalar yaptı. Değişik supap siperleri ele almak için yeni alt programlar geliştirildi. Modifiye edilmiş iki zamanlı saydam silindir motoru üzerinde süpürme akışının görselleştirilmesi akış profilinde doğrulama ve uygun bir karşılaştırma yapmak için kullanıldı. Farklı konfigürasyonlu motordaki akışlar 5000 dev/dak hızda simüle edildi. Strok/silindir çapı oranı ve supap düzenlemeleri süpürme

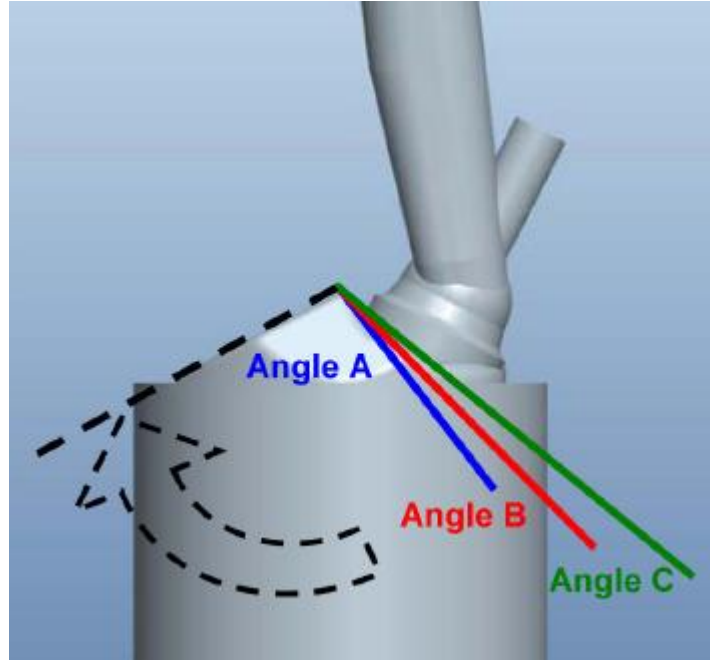
akışına etkilerini incelemek için dikkate alındı. İlave olarak, valf zamanlaması ve emme manifold basıncına da çalışıldı. Sonuçlar 0.4-0.6 arasında strok/silindir çapı oranı, 69° - 108° arasında siper açısı, 18° - 28° arasında muhafaza dönme açısı, 1.2 – 1.6 arasında ortalama dönme oranının etkili bir süpürme için optimum aralıklar olduğunu ortaya koydu. Düz supaplı iki zamanlı motorda emme dolgusunun kısa devresini minimize etmek için silindir içinde ters dönüş oluşturmak için önlemler alındı. Şekil 1.4’de bu çalışmada ele alınan siperli supap yapıları görülmektedir.



Şekil 1.4. Siperli Supap [10]

Li ve arkadaşları [11] beş farklı tipte emme portu ve üç tipte tek eğimli çatı geometrisi tasarladı ve kararlı akış düzeneğinde emme prosesleri için CFD simülasyonu vasıtasıyla ters akış oluşturma ve sürdürme kabiliyetini analiz ettiler. Daha sonra onların akış karakteristikleri değerlendirildi ve dik üst girişli portlara kıyasla karşılaştırma yapıldı. Sonuçlar yan girişli port tasarımlarının göreceli olarak yüksek dönüş yoğunluğuna erişebileceğini gösterdi. Yan girişli portların içindeki akış deflektörlerinin ilavesi ters dönüş oranı üzerinde çok fazla etki oluşturmadi. Üst giriş portları güçlü bir ters dönüş üretmesinin yanı sıra incelenen tüm giriş portları arasında en yüksek akış katsayısına sahiptir. Ayrıca, daha geniş bir açıdaki tek eğimli çatının artan hava akış oranına bağlı olarak dönüş yoğunluğunu güçlendirmesine yardımcı olduğu bulunmuştur. 8 mm'lik maksimum valf kaldırma özelliğine sahip bir valf kaldırma profili için, üst giriş portları

daha yüksek ortalama akış katsayıları elde edebilirken yan giriş portları daha yüksek devinim oranı elde edebilir. Şekil 1.5 bu çalışmada incelenen çatı eğim açılarını göstermektedir. Tek eğimli çatı açısındaki artış havayı kabul etme kabiliyetini önemli ölçüde artırır, ancak odanın içindeki genel devinim azaltılır.



Şekil 1.5. Çatı Eğim Açısı İçin İncelenen Geometrilere [11]

Avrupa'da ve birçok ülkede CO2 emisyonu mevzuatı veya yakıt ekonomisi standartlarının getirilmesi ile buji ateşlemeli benzinli motorların iyileştirilmesi için büyük çaba sarf ediliyor; çünkü binek otomobillerindeki pazar payı baskın ve daha iyi yakıt ekonomisi potansiyeline sahiptir. Çeşitli yaklaşımlar arasında, motor küçültme teknolojisi, benzinli motorların yakıt tüketimini azaltmak için en etkin yöntemlerden biri olarak otomotiv şirketleri tarafından benimsenmiştir. Bununla birlikte, agresif motor küçültme aşırı termal ve mekanik yüklerin yanı sıra, yanma ve düşük hızlı ön ateşleme (süper vuruntu olarak da bilinir) tarafından kısıtlanır. Bu zorlukların üstesinden gelmek için Nora ve ark. [12] benzinli doğrudan enjeksiyonlu tek silindirli bir motoru, her krank mili devrinde alt ölü nokta (BDC) civarında emiş ve egzoz supaplarını çalıştırarak iki zamanlı çevrim altında çalışacak şekilde modifiye ettiler. Yanma ürünleri, AÖN'daki pozitif supap bindirme periyodu esnasında sıkıştırılmış havanın tersine dönüş akışıyla süpürüldü. Motor verimi, emme ve egzoz supabı zamanlamaları ve yükseltme basınçları tarafından doğrudan etkilendiği doldurma ve sıkıştırma verimlilikleri ile belirlendi. Bu

araştırmada, emme ve egzoz supabı zamanlamaları gelişmiş ve birkaç hız ve yükte bağımsız olarak geciken tamamen esnek bir valf mekanizma ünitesi kullanılarak supap zamanlaması optimizasyonu çalışması gerçekleştirildi. Emme basıncını arttırarak yükü değiştirmek için süper şarj kullanıldı. Bu iki zamanlı düz supaplı motorda supap zamanlaması ve yükseltme basıncının etkileri, gaz değişim süreci ve yanma ısısalının detaylı bir analizi ile araştırıldı. Gaz ve duman emisyonları ölçülmüş ve analiz edilmiştir. Sonuçlar, iki zamanlı çevrim işleminin, 800 rpm gibi düşük bir motor devrinde silindir basıncının 7 MPa basıncın altında olması durumunda belirtilen ortalama efektif basıncın 1.2 MPa değerine (dört zamanlı bir çevrimde 2,4 MPa'a eşittir) ulaştığını doğruladı. Motor çalışması, süpürme verimsizliği ve mevcut yakıt enjektörünü kullanarak yüksek devirlerde uygun hava-yakıt karışımı için kısa sürelerle sınırlandı. Yüksek miktarda sıcak atık gaz, yüksek devirlerde indüklenen kontrollü otomatik ateşlemeli yanma işlemini yakaladı ve dolayısıyla ani ısı salınımı daha yüksek yükleri sınırlandı.

Özellikle küçültülmüş ve hibrid elektrikli taşıtlardaki uygulamalar için yakıt tasarruflu ve hafif güç aktarma organları için mevcut talep, iki zamanlı motorlara olan ilgiyi yeniledi. Bu çerçevede, Nora ve ark. [13] üstten dört-valfli buji ateşlemeli benzinli bir motoru iki zamanlı çevrimde çalışacak şekilde modifiye ettiler. Süpürme işlemi, her krank mili devrinde alt ölü nokta çevresinde uzun bir supap bindirme süresi sırasında gerçekleşti. Arttırılmış emme havası harici olarak sabit bir basınçla beslendi ve benzin valf kapatılmasından sonra silindire doğrudan enjekte edildi. Emme ve egzoz valfi zamanlamaları ve kalkma miktarları elektrohidrolik bir valf mekanizmasıyla bağımsız olarak değiştirildi, bu nedenle motor performansı ve gaz alışverişi üzerindeki etkileri 800 dev/dak ve 2000 dev/dak devirlerde araştırıldı. Egzoz gazı azaltımı ile farklı egzoz geri basınçları da değerlendirildi. Hava toplama verimliliği, doldurma verimliliği ve süpürme oranı, hava ve yakıt akış oranlarına ve yakıtca zengin koşullardaki egzoz oksijen konsantrasyonuna dayanılarak hesaplandı. Sonuçlar, daha uzun emme ve egzoz supabı açılma sürelerinin, dolgu saflığını ve dolayısıyla yüksek motor devirlerinde torku arttırdığını gösterdi. Daha düşük hızlarda, daha kısa valf açılma süreleri, hava yakalama verimliliğini arttırmış ve daha düşük hava kısa devresi nedeniyle tahmini aşırı dolgu güç tüketimini azaltmıştır. Hava tutma verimi, egzoz supabının açılma süresine daha fazla bağlı iken, tork ve doldurma verimi arasında güçlü bir korelasyon bulundu. Daha düşük

emme / egzoz supap kalkmalarının yanı sıra egzoz geri basıncı uygulaması, hava toplama verimliliğini daha düşük şarj verimliliği pahasına artırmayı mümkün kıldı.

Benajes ve diğerleri [14] otomotiv uygulamaları için tasarlanmış inovatif 2 zamanlı yüksek hızda direk enjeksiyonlu bir motorun yanma süreci, kirlilik emisyonları ve verim analizi konusunda çalıştılar. Rekabetçi yakıt tüketim seviyelerini koruyarak, NO_x ve kurum bakımından emisyon limitlerini gerçekleştirecek uygun silindir koşullarını bulma açısından yeni tasarlanmış düz supaplı 2 zamanlı motorun performansını değerlendirmek amacıyla deneysel inceleme yapıldı. Deneysel sonuçlar bu motor yapısının silindir koşulları oldukça etkileyebilecek hava yönetim kontrolü açısından yüksek esneklik sağladığını ortaya koydu. Belirli bir bindirme oranı ve verilen kütle akışı ürünü olan, silindir içi oksijen konsantrasyonu ve yoğunluğu anlık adyabatik alev sıcaklığı ve karışım püskürtme koşulları üzerindeki etkileri ile kirlletici emisyonlar ve performansa bağlı bulundu. Optimizasyon işleminin ardından, eş zamanlı olarak NO_x, kurum ve indike yakıt tüketimini kirlletici emisyonları ve yakıt tüketimi arasında kritik bir dengeleme gözlemlenmeden en aza indirmek için mümkündür.

Pradeep ve diğerleri [15] iyileştirilmiş performans için iki zamanlı SI motorda gaz LPG nin direk enjeksiyonu üzerine deneysel olarak çalıştılar. Deneylerinde, 3000 devir sabit motor hızında %25 ve %100 gaz keleşi pozisyonlarında çalıştılar. Değişken gaz keleşi pozisyonları ve sabit devirdeki değerlendirme bu sistemin önemli ölçüde termal verimi iyileştirebileceğini ve daha düşük hidrokarbon emisyonu sağlayacağını gösterdiğini belirtti. LPG yakıtlı klasik manifold enjeksiyon sistemine göre karşılaştırıldığında HC emisyonlarında %93'e varan azalma ve iyileştirilmiş yanma oranları gözlemlendi.

Boretti ve diğerleri [16] yeni iki zamanlı bir motorda hidrojen, oksijen ve suyun direk enjeksiyonunu inceledi. Bu motorda çanaklı pistonu olan yanma odası ve sadece egzoz valfi mevcut ve motor hidrojen, oksijen ve suyun direk enjeksiyonunu kullanır. Sürekli çalışan kızdırma bujisine yakın ortamdaki buhara oksijen ve hidrojen püskürtülmesiyle dizel gibi sıkıştırma ile ateşlemeli yanma elde edilir. İlk hesaplama sonuçları oksijen ve hidrojen karışımı yaklaşık iki katı kütleyle enjekte edilen suyun kütlesi ile ve önemli miktarda egzoz gazı devridaimi ile elde edilen % 55 üzerinde fren verimi gösterir.

Tribotte ve diğerkleri [17] CO₂ emisyonlarını azaltma konusunda ümit vaat eden bir çözüm olarak iki zamanlı dizel motorlar konusunda çalışma yaptılar. Çalışma iki zamanlı valfli motora dayanan iki silindirli dizel motoru ele almaktadır. Hava girişi ve gazların atılması silindir başına düşen dört valf aracılığıyla yapılır; yakıt enjeksiyonu 1800 bar basınçta 10 adet nozul vasıtasıyla yapılır. Ateşleme sistemini Proje ortağı Delphi firması sağlamıştır. Süpürme tasarımı mevcut en iyi 3D simülasyon araçlarına dayalı olarak 3D simülasyon yardımı ile elde edildi. Hava aşırı doldurma sistemi ortaklardan Renault, Le Moteur Moderne ve Prag Teknoloji Üniversitesi işbirliğinde tasarlandı. Enjeksiyon ve yanma testi ve optimizasyon projenin ortağı, Valencia Üniversitesi, CMT de tek silindirli bir motor üzerinde yapılmıştır. Son olarak, Hava döngü sistemi dahil motorun optimizasyonu, kalibrasyon ve kontrolü 2012’de planlandı ve proje ortağı IFPEN’de yapıldı.

Boretti A. ve Scalzo [18] iki zamanlı hidrojen motoru konusunda çalıştı. Asimetrik emme ve egzoz açıklıkları oluşturarak sıkıştırma ve genişleme strokları boyunca dönen karşıt pistonlu yeni bir iki zamanlı motor tasarımı yaptılar. İki zamanlı hidrojen motorlarının daha verimli yapılabileceğini söylediler. Performans simülasyonları çok kompakt ve hafif tasarımda, egzoz ve soğutucudaki atık ısının geri kazanımı ile sunulan yakıt dönüştürme verimliliği artırmak için daha fazla fırsat ile motorun yük ve hız haritasının önemli bölümlerinde %30 üzerinde verim olabileceğini gösterdiği sonucuna vardılar.

Şalfun R. [19] tarafından yapılan çalışmada emme supabının üç farklı noktada kapanması sağlanarak içeriye giren dolgu miktarının değişimi incelenmiştir. Emme supabının açılması sabit olduğu için ÜÖN’den 10° önce açılmış böylece içeriye giren dolguya etkisi azaltılmaya çalışılmıştır. İlk deneyde emme supabı tam AÖN’da kapatılmış buna bağlı olarak dolgu miktarı piston hızı arttığında azalmaya başlamıştır. İkinci deney de ise emme supabı AÖN’den 40° sonra kapatılmıştır. Düşük devirlerde içeriye giren dolgu miktarı azalmış, piston hızı arttıkça dolgu miktarı artış göstermiştir. Son deneyde ise emme supabı AÖN’den 65° sonra kapatılmıştır. Bu durumda ise düşük piston hızlarında birim dolgu miktarı azalmış ve daha yüksek hızlarda maksimum dolgu girişi sağlanmıştır.

Arslan, R. [20] tarafından yapılan çalışmada, supap zamanlamasının volumetrik verim üzerindeki etkileri teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Tek silindirli dizel motoruna

ait mevcut kam mili ve buna bağılı olarak üretilen 13 adet farklı açılarda işlenmiş kam mili kullanılmış böylece farklı emme ve egzoz açılma ve kapanma parametreleri elde edilmiştir. Sonuçların değerlendirilmesi motor devrine göre standart kam mili (A kam) ile daha iyi verim alınan kam milleri karşılaştırılmıştır.

Dresner ve diğerleri [21] yaptıkları çalışmada içten yanmalı motorlarda karışımın silindire giriş ve çıkışını kontrol eden, aynı zamanda sızdırmazlık sağlayan emme ve egzoz supaplarının zamanlaması ve kalkma miktarının motorun bütün devir ve yük aralıkları için optimize edilmesiyle başta volumetrik verim olmak üzere, motor momenti, çıkış gücü, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarını iyileştirmiş, ayrıca motorun kullanılabilir devir aralığını arttırmıştır.

Akgün F. [22], yaptığı tez çalışmasında emme supabı kapanma zamanının standart zamanlamadan farklı olarak 10° krank mili açısı (KMA) avans ve $10^\circ - 20^\circ - 30^\circ$ KMA rötör olmak üzere beş farklı zamanlama değerinde değişimini sağlayacak bir değişken supap zamanlaması mekanizmasının tasarımı ve imalatı yapmıştır. Egzoz supabı açılma ve kapanma zamanları ile emme supabı açılma zamanı ve kalkma miktarı sabit tutulmuştur. Deneylerde, tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Beş farklı emme supabı kapanma zamanlaması için yapılan deneylerde, motor devrine bağılı olarak, moment, volümetrik verim, motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Değişken emme supabı zamanlaması ile motor momenti düşük motor devirlerinde %10, yüksek devirlerde %4,6 artmıştır. Özgül yakıt tüketimi ise düşük ve yüksek motor devirlerinde %6 azalmıştır. Ayrıca, HC emisyonlarında azalma sağlanmıştır.

Bu çalışmada amaç iki zamanlı çevrimde çalıştırılarak modern 4 zamanlı içten yanmalı motorlarda kullanılan yakıt karışımı hazırlamada kullanılan mevcut kontrol sistemleri ile motor güç çıkışını gereken seviyede tutarak motor boyutlarını küçültmektir. Değişken supap zamanlaması daha hassas yakıt hava karışımının hazırlanması ve yanma odasına alınan havanın esnek kontrolü esasına dayanır.

Daha yüksek güç yoğunluklu daha küçük motorlar daha kompakt, daha hafif, daha düşük aerodinamik sürüklenme ve araç içi kullanım alanı daha iyi olan tasarımlara müsaade eder.

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. HAD (CFD) Çözümleme

Mühendislik hesaplamalarında, akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Analitik yöntemlerle direkt olarak hesaplanamayan kompleks modellerde, ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin nümerik yöntemlerle, parçanın tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics-CFD), ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabilirdiği, akış alanı ve diğler fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemdir. CFD analizlerinin sonuçları, Simülasyon Tabanlı Ürün Tasarım sürecinde ürünün çalışmasını, varsa problemleri bilgisayar ortamında simüle etmeye ve ürün performansını optimize etmekte önemli faydalar sağlar.

Çok fazlı akışlar, newtonian veya newtonian olmayan akışlar, katı-sıvı etkileşim analizleri, ileri türbülans modelleri, dönen parçaların analizleri gibi bir çok uygulamada CFD, doğru ve hızlı sonuç elde etmenizi sağlar.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin adımları şu şekilde sıralanabilir [23]:

Birincil Adımlar;

- Çözüm ağıları (Grids)
- Türbülans
- Bilgisayar Donanımı

- Çözüm yöntemleri

İkincil Adımlar;

- Çözüm ağıları
- Önceki ve Sonraki İşleme (Tecplot, Fieldview, Ensight, ...)
- Algoritmalar

2.2. Sayısal Yöntem

Bu çalışmada içten yanmalı iki zamanlı bir motorda değişken supap zamanlaması için sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalar için FLUENT isimli CFD programından yararlanılmıştır. Sayısal çalışmanın kullanılan modelin ağ yapısı ise GAMBIT programı ile oluşturulmuştur.

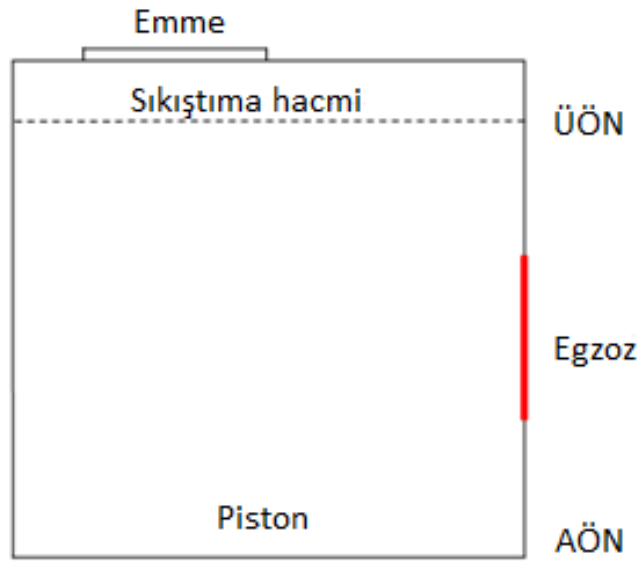
2.3. Model

Sıkıştırma oranı ve nominal hızı sırasıyla 11.5 ve 2000 rpm olan bir motor silindirinde türbülans olayının modellenmesi için k- ϵ modeli kullanılmıştır. Metan hava karışımı için hava fazlalık katsayısı 1 alındı. Nümerik çalışmalarda emme valfi mekanizmasına sahip iki zamanlı motorda silindir içine alınan karışım miktarı ve silindir basınç ve sıcaklığı incelendi.

2.3.1. Model Geometrisi

Çalışmada kullanılan motor modelinin oluşturulmasında Rotax marka 582 UL-2V iki silindirli, iki zamanlı, su soğutmalı dönel emme supap mekanizmasına sahip motor ölçüleri referans alınmıştır.

Şekil 2.1’de görüldüğü üzere, emme valfi silindirin üst tarafına yerleştirilmiştir. Ancak, egzoz portu klasik iki zamanlı motorda olduğu gibi silindir duvarı üzerindedir.



Şekil 2.1. İki Boyutlu İki Zamanlı Motor Silindir Geometrisi

Bu çalışmanın asıl amacı krank açısına bağlı olarak emme valfinin farklı açılma ve kapanma zamanlarına göre silindir içindeki basınç ve sıcaklık karakteristiklerini nümerik olarak incelemektir. Analizler 20, 40 ve 60 kPa giriş basınçlarında gerçekleştirildi. Krank mili açıları her bir giriş basıncında değiştirildi.

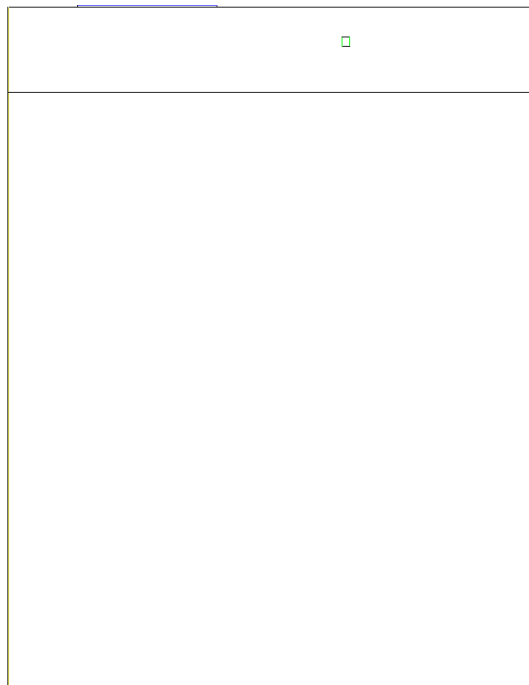
Motorun ana geometrik detayları ve soğuk akış ve yanma durumunda emme valfinin açılıp kapanma zamanları tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Motor Karakteristikleri

Silindir çapı	76 mm
Strok	64 mm
Sıkıştırma oranı	11,5
Soğuk akış analizi için emme valfi açılması	100 ÜÖNS
Soğuk akış analizi için emme valfi kapanması	263-273-283 ÜÖNS
Yanma analizi için emme valfi açılması	100-125-150 ÜÖNS
Yanma analizi için emme valfi kapanması	273 ÜÖNS
Devir	2000 dev/dak

2.3.2. Ağ Yapısının Oluşturulması

İki zamanlı motor modeli GAMBIT programı ile iki boyutlu olarak oluşturulmuştur. Modele uygun mesh yapısı için quad elemanlar kullanılmıştır. Hareketli mesh ve sayısal çözümleme için GAMBIT programındaki motor modeli FLUENT programına aktarılmıştır. Hareketli mesh ve yakıt özellikleri programa tanımlanarak sayısal çalışma başlatılmıştır. Şekil 2.2’de motorun iki boyutlu FLUENT modelinde pistonun ÜÖN’da olduğu durum görülmektedir.



Şekil 2.2. İki Boyutlu Fluent Modeli

Sayısal çözümü yapılan modelin ağ yapısı GAMBIT programı ile oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken piston hareketi için dinamik ağ yapısı, çözümlemenin yapıldığı FLUENT programında sağlanmıştır. Bu nedenle, GAMBIT programında ağ oluşturma işlemi dinamik ağ yapısı için farklı bölgeler tanımlanarak gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı oluşturulurken çözüm sonuçlarını etkileyen, ağ yapısının kalitesi, düğüm noktaları arası mesafe ve çözümlemelerde sınır şartlarının sağlanması için gerekli ağ yapısı oluşturularak çözümlemeler gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.3’de motor sıkıştırma hacminin mesh yapısı görülmektedir.



Şekil 2.3. İki Boyutlu Mesh Modeli

2.4. Matematik Model

Silindir içindeki fiziksel olaylar ele alındığında, yönetici denklemler; süreklilik, momentum, enerji denklemleriyle birlikte silindir içerisinde gerçekleşen akış nedeniyle türbülanslı akışın modellenmesi ($k-\epsilon$ modeli), silindir içi yüksek gaz sıcaklığı nedeniyle radyasyon etkisi ve radyasyon modellemesi, bileşiklerin kimyasal etkileşimi nedeniyle reaksiyonların modellemesi, yanma reaksiyonu için kademeli yanmanın modellemesi gerçekleştirilerek belirli kabuller ve belirlenen sınır şartlarıyla çözülmüştür. Bu çalışmadaki genel kabuller;

- Akış alanı iki boyutlu, kararsız ve sıkıştırılabilir.
- Akış türbülanslıdır.
- Karışım altı türden oluşmuştur ve hava yakıt karışımı ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Karışımın sabit basınçtaki özgül ısısı (c_p), sıcaklık ve karışım oranına göre değişmektedir.
- Yanma reaksiyonu üç kademede gerçekleşmektedir.

- Silindir duvarı, silindir başlığı ve piston kafasındaki sıcaklık dağılımı üniformdur.
- Silindir cidarları izoleli varsayılmıştır.
- Emme portunda ki karışım homojendir.

2.4.1. Yönetici Denklemler

HAD'ın tümü, bir formdan diğerine akış dinamiğinin önemli yönetici denklemlerini, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerini temel alır. Akışkanlar dinamiğinin tümünü içine alan üç önemli fizik ilkesinin matematik ifadesinin temeli:

- Kütlenin korunumu
- Momentumun korunumu
- Enerjinin korunumu' dur.

2.4.1.1. Kütlenin Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi (Tür transport denklemi)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i m_{i^1}) = -\frac{\partial}{\partial x_i} J_{i^1,i} + R_{i^1} \quad (2.1)$$

Burada ρ karışımın yoğunluğu, m_{i^1} her bir türün yerel kütle oranı, R_{i^1} kimyasal reaksiyonda oluşan ya da yok olan kütle oranı ve $J_{i^1,i}$ türbülanslı akışlar için yazılan kütle yayılımıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$J_{i^1,i} = -(\rho D_{i^1,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}) \frac{\partial m_{i^1}}{\partial x_i} \quad (2.2)$$

Burada $D_{i^1,m}$ karışımındaki i' türleri için yayılım katsayısıdır ve şu şekilde ifade edilir:

$$D_{i^1,m} = \frac{1-X_{i^1}}{\sum_{j^1, j^1 \neq i^1} X_{j^1} / D_{i^1 j^1}} \quad (2.3)$$

μ_t türbülans viskozitesi, Sc_t efektif Schmidt sayısı ve türbülanslı akışlar için $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$ ifade edilir(0.7 alır), $D_{i^1 j^1}$ j' türlerinde i' türleri için ikili kütle yayılım katsayısıdır ve D_t türbülans nedeni ile oluşan efektif kütle yayılım katsayısıdır.

2.4.1.2. Momentumun Korunumu Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i j_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.4)$$

Burada P statik basınç ve τ_{ij} gerilme tensörüdür. Gerilme tensörü ise,

$$\tau_{ij} = \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (2.5)$$

Burada μ viskozite ve δ_{ij} Kronecker deltadır ve aşağıdaki özelliklere sahiptir.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases}$$

2.4.1.3. Enerjinin Korunumu Denklemi

Akış alanında enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_i}(\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j=1} h_{j1} J_{j1} + u_j(\tau_{ij})_{eff}) + S_h \quad (2.6)$$

Burada J_{j1} j^1 türlerinin difüzyon akısı, λ_{eff} efektif ısı iletim katsayısı, T sıcaklık, S_h kimyasal reaksiyon ısısı ve her hangi bir volumetrik ısı kaynağını temsil eder.

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.7)$$

Burada h hissedilir entalpidir ve ideal gazlar için şu şekilde ifade edilir:

$$h = \sum_{j=1} m_{j1} h_{j1} \quad (2.8)$$

2.4.2. Türbülans Modeli

k-epsilon (k- ϵ) türbülans modeli türbülanslı akış koşulları için ortalama akış özelliklerini simüle etmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde (CFD) en yaygın kullanılan modeldir. İki geçiş denklemi (PDE) ile türbülansa ilişkin genel bir tanım veren iki denklemlilik bir modeldir. [24, 25]

- İlk taşınmış değişken türbülanstaki enerjiyi belirler ve türbülans kinetik enerjisi (k) olarak adlandırılır.

- Taşınan ikinci değişken, türbülanslı kinetik enerjinin yayılma oranını belirleyen türbülanslı dağılımdır (ϵ).

k- ϵ türbülans modelinin, standart, RNG ve realizable olmak üzere üç ayrı formu vardır. Bu modeller arasındaki önemli farklar;

- Türbülans viskozitesini hesaplama metodu,
- k ve ϵ ' un türbülans yayılmasını etkileyen türbülans Prandtl sayıları,
- ϵ denkleminde kullanılan ve kullanılmayan terimlerdir.

RNG k- ϵ modeli renormalizasyon grup kuramı olarak adlandırılan titiz bir istatistiksel teknik kullanılarak türetilmiştir. Standart k- ϵ modeli formuna benzemekle birlikte, aşağıdaki iyileştirmeleri içerir:

- RNG modelinin ϵ eşitliğinde hızlı gerilimli akışların doğruluğunu belirgin bir şekilde arttıran ilave terimler vardır.
- Türbülanstaki girdap etkisi girdaplı akışların doğruluğunu geliştirerek RNG modeline dahil edilmiştir.
- RNG teorisi, türbülanslı Prandtl sayıları için analitik bir formül sağlarken, standart k- ϵ modeli kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerleri kullanır.
- Standart k- ϵ model yüksek Reynolds sayılı bir model iken RNG teorisi, düşük Reynolds sayılı etkileri hesaba katan, efektif viskozite için analitik olarak türetilmiş diferansiyel bir formül sağlar.

Bu özellikler RNG k- ϵ modelini, standart k- ϵ modelinden daha geniş bir akış sınıfı için daha doğru ve güvenilir yapar. Bundan dolayı tez çalışmasında RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Türbülanslı kinetik enerji k için;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.9)$$

Türbülanslı yayılma ϵ için;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (2.10)$$

2.9 denklemi, türbülans kinetik enerji; k ve 2.10 denklemi ise türbülans yayılım; ϵ eşitlikleridir. Bu denklemlerde yer alan G_k ; ortalama hız gradyanı nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjiyi; G_b , kaldırma kuvvetleri etkisiyle oluşan türbülans kinetik enerjiyi ifade etmektedir. Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgali genişlemenin toplam dağılım oranına katkısını temsil eder. α_k ve α_ϵ k ve ϵ için ters etkili Prandtl sayısını ifade etmektedir. S_k ve S_ϵ kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

RNG modelde, türbülans vizkositesi için cidardaki düşük Reynolds sayılı akışlarda,

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{dv}{\sqrt{v^3 - 1 + C_v}} dv \quad (2.11)$$

ile elde edilir ve burada; $v = \mu_{eff}/\mu$, $C_v \approx 100$ dür.

Yüksek Reynolds sayılı limitlerde türbülans viskozitesi;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.12)$$

ifadesi ile tanımlanır ve $C_\mu = 0.09$

2.13 denkleminde belirtilen R_ϵ ifadesi, hızlı gerilimli akışlardaki çözümlerde doğruluk seviyesini artıran ek terimdir. ϵ denklemi için Standart ve RNG modelleri arasındaki temel farklılığı oluşturan R_ϵ ifadesi;

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.13)$$

ile tanımlanır. Burada ; $\mu = S_k/\epsilon$, $\eta_0=4.38$, $\beta=0.012$, $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ model sabitleridir ve $C_{1\epsilon}=1.42$, $C_{2\epsilon}=1.68$ 'dir.

2.4.3. Radyasyon Modeli

İçten yanmalı motorlarda, yanma reaksiyonu ile birlikte silindir içi sıcaklığı oldukça yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bu nedenle silindir içerisinde gerçekleşen ısı transferi mekanizmalarından radyasyonla ısı transferinin etkisi oldukça önemli olmaktadır. Silindir içerisinde gerçekleşen ısı transferinin ve sıcaklık dağılımlarının doğru tahmin edilebilmesi için de bu tez çalışmasında radyasyon modeli kullanılmıştır.

Bu çalışmada, radyasyon modeli için, yanma reaksiyonları için makul çözümler elde edilebilmesi ve hesaplama zamanının kısa olması nedeniyle P-1 radyasyon modeli kullanılmıştır. P-1 radyasyon modeli, radyasyon yoğunluğunun(I) genişlemesine dayanan P-N modelinin en basit durumudur [26].

P-1 radyasyon modelinde radyasyon ısı akısı (q_r) ifadesi;

$$q_r = -\frac{1}{3(\alpha + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (2.14)$$

ile tanımlanır. Burada, α ; emme katsayısı, σ_s ; yayılım katsayısı, G ; yüzeye gelen radyasyon ve C ise eş yönlü olmayan doğrusal faz fonksiyon katsayısını (-1 ile +1 aralığında) göstermektedir.

2.14 denklemini basitleştirmek için,

$$\Gamma = \frac{1}{3(\alpha + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (2.15)$$

ifadesi tanımlamasıyla;

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (2.16)$$

elde edilir.

G için geçiş denklemi;

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - \alpha G + 4\alpha \sigma T^4 = S_G \quad (2.17)$$

şeklindedir. Burada σ Stefan-Boltzmann sabiti, S_G kullanıcı tanımlı radyasyon kaynağıdır. Sayısal hesaplamaların yapıldığı FLUENT programında P-1 radyasyon modeli aktif olduğunda, 2.16 ve 2.17 denklemiyle birlikte yerel radyasyon yoğunluğu,

$$-\nabla \cdot \mathbf{q}_r = \alpha G + 4\alpha\sigma T^4 \quad (2.18)$$

denklemini ile çözülür.

2.4.4. Reaksiyon Modeli (Eddy Dissipation Modeli)

Magnussen ve Hjertager'ın çalışmalarına dayanan girdap dağılımı modeli türbülans-kimya reaksiyon modelidir. Çoğu yakıt hızlı yanar ve genel reaksiyon hızı türbülans karışımı ile kontrol edilir. Önceden karıştırılmamış alevlerde, türbülans yakıt ve oksitleyiciyi yavaşça yanıkları olan reaksiyon bölgelerini yavaş yavaş karıştırır. Önceden karışmış alevlerdeki türbülansın reaksiyonu hızla gerçekleştiği reaksiyon bölgelerine yavaş yavaş soğuk reaktifleri ve sıcak ürünleri karıştırır. Bu gibi durumlarda yanmanın karıştırma-sınırlı olduğu söylenir ve karmaşık ve çoğu zaman bilinmeyen kimyasal kinetik ihmal edilebilir. Bu modelde, kimyasal reaksiyon, geniş girdaplı karıştırma süresi ölçeği tarafından yönetilmektedir. Akışta türbülans mevcut olduğunda yanma başlar. Yanmayı başlatmak için bir ateşleme kaynağına ihtiyaç duymaz. Önceden karıştırılmamış yanma için iyidir. Yanmanın başlatılması için reaktantın ateşleme sıcaklığına erişmesi için biraz zamana ihtiyaç vardır ve bu modelin bir eksikliğidir. [26]

2.4.5. Reaksiyon Modeli (Eddy Dissipation Concept -EDC)

Eddy dissipation concept (EDC) modeli, girdap dağılım modelinin türbülanslı akışlarda ayrıntılı kimyasal mekanizma içeren bir uzantısıdır. EDC modeli, ince yapıların önemini, yanmanın önemli olduğu türbülanslı tepkime akışlarına dahil etmeye çalışır. EDC, kimyasal kinetiğin toplam ince yapı karışımından daha hızlı olduğu ve kimyasal kinetiklerin hakim bir etkisinin olduğu durumlarda, çok çeşitli ön-karıştırılmış ve difüzyon kontrollü yanma problemleri için sabitlerin değiştirilmesine gerek kalmaksızın verimli olduğu kanıtlanmıştır. [26]

Bu tez çalışmasında, türbülans-kimyasal etkileşim modeli için çok kademeli kimyasal kinetik mekanizmaların çözümü için uygun olan EDC modeli (Eddy-dissipationconcept model) kullanılmıştır. Fluentte yer alan diğer modeller (Finite-Rate/EddyDissipation, Eddy-Dissipation modeli) çok kademeli reaksiyon mekanizmaları için uygun değildir. Arrhenius kimyasal mekanizma hızlarına dayanan çok kademeli reaksiyon mekanizmalarının hızları her bir kademede farklıdır. Eddy-Dissipation modelinde ise

türbülans skalası tüm reaksiyon kademeleri için aynıdır ve bu nedenle sadece tek kademeli reaksiyonlar için uygundur [26]

EDC modelinde, reaksiyonlar küçük-ölçek(fine-scale) olarak adlandırılan türbülans yapılarında oluşur. Bu küçük ölçeğin ölçütü;

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu_\varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad (2.19)$$

ile ifade edilir. Burada, ξ^* küçük-ölçek miktarını ve C_ξ ; hacimsel oran sabiti=2.137, ν ; kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

Küçük ölçeğin hacimsel oranı ξ^{*3} olarak hesaplanır. Türlerin, bir zaman skalasında küçük yapılar içinde reaksiyona girdikleri varsayılır.

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (2.20)$$

Burada, C_τ ; zaman skalası sabitidir ve 0.4082 'ye eşittir.

Reaksiyonlar, yukarıdaki denklem ve nümerik olarak ISAT algoritmasının kullanılması ile yönetilen zaman skalası τ^* üzerinden gerçekleşir.

İleri yönlü reaksiyondaki türlerin, oluşum veya yok oluş molar oranları;

$$R_{i,r} = (v''_{i,r} - v'_{i,r})(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{(\eta'_{j,r} + \eta''_{j,r})}) \quad (2.21)$$

denklemleri ile belirlenir. Burada;

$v''_{i,r}$ = i. ürünün reaksiyondaki stokiyometrik katsayısı,

$v'_{i,r}$ = i. reaktantın reaksiyondaki stokiyometrik katsayısı,

$k_{f,r}$ = ileri yönlü reaksiyonun hız sabiti,

$C_{j,r}$ = reaksiyondaki j. türün molar konsantrasyonu,

$\eta'_{j,r}$ = j reaktantının reaksiyon derecesi,

$\eta''_{j,r}$ = j ürününün reaksiyon derecesini

ifade etmektedir. Reaksiyon hız sabiti $k_{f,r}$ için Arrhenius ifadesi;

$$k_{f,r} = A_r T^\beta e^{-E/RT} \quad (2.22)$$

burada,

A_r = reaksiyon katsayısı,

β = sıcaklık için üstel katsayı,

E = reaksiyon için aktivasyon enerjisi (J/kmol)

R = gaz sabiti (J/kmol-K)

EDC modelinde belirtilen R_i terimi;

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^*[1-(\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i) \quad (2.23)$$

denklemleri ile elde edilir. Burada Y_i^* ; zaman skalası içerisinde gerçekleşen reaksiyondan sonra küçük-ölçekli türlerin kütle oranlarıdır.

2.4.6. Yanma Reaksiyonunun Modellenmesi

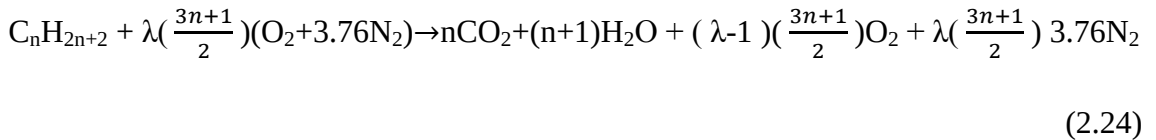
Bu çalışmada, yakıt olarak metan (CH_4) kullanılmıştır. Silindir içerisindeki gaz karışımı altı tür (CH_4 , O_2 , CO , CO_2 , H_2O , N_2) olarak tanımlanmış ve yanma reaksiyonu için tablo 2.2’de Arrhenius katsayıları ile belirtilen metanın 3 kademeli global yanma reaksiyonu mekanizması kullanılmıştır.

Tablo 2.2 Metan Yanma Reaksiyonu Arrhenius Katsayıları ve Reaksiyon Dereceleri[27]

Reaksiyon	A_r	β	E [j/kmol]	Reaksiyon dereceleri
$CH_4 + \frac{3}{2}O_2 \rightarrow CO + 2H_2O$	$5.028 \cdot 10^{11}$	0	$2.001 \cdot 10^8$	$[CH_4]^{0.7}[O_2]^{0.8}$
$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$	$2.238 \cdot 10^6$	0	$4.186 \cdot 10^7$	$[CO][O_2]^{0.25}[H_2O]^{0.5}$
$CO_2 \rightarrow CO + \frac{1}{2}O_2$	$1.095 \cdot 10^{13}$	-0.97	$3.282 \cdot 10^8$	$[CO_2][H_2O]^{0.5}[O_2]^{-0.25}$

Tablo 2.2' de belirtilen Arrhenius katsayılarıyla, denklem 2.22de belirtilen reaksiyon hız sabiti $k_{f,r}$ belirlenir. Bu ifade yine denklem 2.21' de kullanılarak ileri yönlü reaksiyondaki türlerin oluşum ve yok oluş molar oranları hesaplanır.

Başlangıçta, karışımı oluşturan türlerin kütle oranlarının belirlenmesi için;



yanma reaksiyonu denklemi kullanılmıştır. Bu çalışmada hava fazlalık katsayısı λ 'nın 1 olduğu sitokiyometrik şartlar için başlangıç şartlarındaki türlerin kütle oranları belirlenmiştir.

Termodinamiğin 1. Kanununun uygulanmasıyla, krank mili açısına bağlı olarak ısı yayılım miktarı;

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{d\theta_d}{d\theta} \quad (2.25)$$

ifadesi ile elde edilir. Burada θ ; krank mili açısını, V ; silindir hacmini, P ; silindir basıncını, Q_d ; silindir cidarında gerçekleşen ısı kayıpları, γ ise özgül ısı oranları (c_p/c_v)'nı belirtmektedir.

Çevrim boyunca yapılan net iş miktarı (W);

$$W = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(P(\theta) \frac{dV}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.26)$$

ifadesiyle elde edilmektedir. Burada, θ_1 ve θ_2 krank mili açıları, $P(\theta)$; krank mili açısında ortalama basıncı ve $dV/d\theta$ krank mili açısına göre silindir hacmindeki değişimdir. Bu tez çalışmasında, $\theta_1=720^\circ KMA$ ve $\theta_2=1080^\circ KMA$ aralığında net iş hesabı yapılmıştır.

$\theta_1=720^\circ KMA$ 'da piston ÜÖN' dadır. Bu KMA' dan sonra ateşleme stroku gerçekleşmekte ve yanma olayı ile birlikte açığa çıkan ısı enerjisiyle sıcaklığı artan

silindir içi gazların genişmesiyle piston alt ölü noktaya (AÖN) doğru hareket eder çevrime iş yapılmaktadır. 900 °KMA’ da piston AÖN’ dadır ve bu KMA’ dan sonra emme ve sıkıştırma stroku başlar ve çevrime iş yapılır. 1080 °KMA’ da piston ÜÖN’ dadır.

$\theta_1=720$ °KMA ve $\theta_2=1080$ °KMA aralığında elde edilen net işin hesaplanmasında;

720-900 °KMA aralığında yanma ve egzoz stroku işi; pozitif (+),

900-1080 °KMA aralığında emme ve sıkıştırma stroku; negatif (-),

olarak ele alınmıştır.

Böylece, çevrimin ısı verimi (η_t)

$$\eta_t = \frac{W}{Q} \quad (2.27)$$

ifadesiyle elde edilir. Burada, Q; yakıttan silindire sağlanan toplam ısı miktarını ve W ise net iş miktarını belirtmektedir.

2.4.7. Çözüm Metodu

Bu tez çalışmasında çözücü için pressure-based solver kullanılmıştır. FLUENT kütle, momentum, enerji, kimyasal tür ve türbülans denklemlerini içeren korunum denklemlerini kontrol hacim metodu kullanarak çözer. Bu teknikte, ilk olarak hesaplama alanı genel bir hesaplama ağı kullanılarak ayrıştırılmış kontrol hacimlerine bölünür. Daha sonra korunum denklemleri ayrıştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyükler vb.) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilir. Sonuç olarak, ayrıştırılmış denklemler çözülür.

Ayrıştırma yöntemi olarak da basınç için standart, diğer skaler büyüklükler için ise FirstOrder Upwind şeması kullanılmıştır. Bu metotta, oluşturulan ağ yapısındaki hücre yüzey değerleri, hücre merkezindeki değere eşittir. Basınç-hız bağlantısı için ise SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

2.4.8. Yakınsama Kriteri

İteratif çözümlerde, çözümden beklenen doğruluk seviyesine bağlı olarak çözümün hangi noktada durdurulacağı belirlenen yakınsama kriterleri ile belirlenmektedir. Bu çalışmada da çözümler için makul sonuçlar veren yakınsama kriterleri olarak, enerji denklemi için 10^{-7} ve diğer değişkenler için ise 10^{-4} mertebeleri kullanılmıştır.

2.4.9. Sınır Şartları

Sayısal çözüm için gerekli modellemelerin yapılmasıyla birlikte yönetici denklemlerin çözümlenmesi için sınır ve başlangıç şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Sınır şartları fiziksel modelin sınırları üzerine akışı ve ısı değişkenleri belirler. Bu yüzden FLUENT simülasyonlarının kritik bileşenlerinden biridir ve uygun bir şekilde belirlenmesi önemlidir.

Bu çalışmada sınır şartları için silindir duvarları ve piston kafası sabit sıcaklıkta kabul edilmiştir. Emme portunda, yakıt-hava karışımının silindire giriş basıncı 20000, 40000 ve 60000 Pa olarak seçilmiştir. Silindir giriş sıcaklığı ise 300 K olarak kabul edilmiştir.

Yakıt girişinde (metan - hava), $u_i=U_y$ ve $T=T_{in}=300$ K,

$$l=0.07D_H, \quad k=\frac{3}{2}(IU_{ort})^2, \quad \varepsilon=C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2.28)$$

Silindir duvarlarında $u_r=0, u_y=0, \quad T=T_d=360$ K, $k=0, \quad \varepsilon=0$

Piston yüzeyinde $u_r=0, u_y=U_{pis}(t), \quad T=T_{pis}=360$ K, $k=0, \quad \varepsilon=0$

Burada D_H hidrolik çap, I türbülans yoğunluğu, l türbülans uzunluk skalasıdır.

3. BÖLÜM

SAYISAL SONUÇLAR

3.1. Giriş

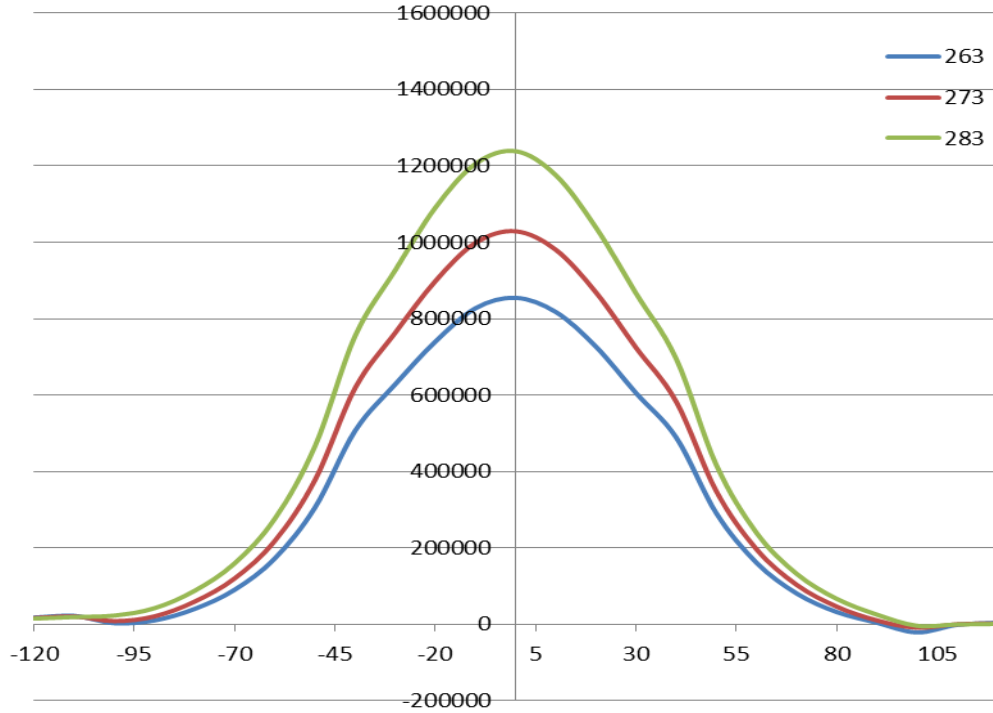
Sayısal çalışmada soğuk akış durumunda üç farklı giriş basıncında ve üç farklı emme kapanma avansında silindir basıncı ve silindir içine alınan karışım miktarları incelenmiştir. Bir sonraki adımda yine üç farklı giriş basıncı ve üç farklı ateşleme avansında silindir basıncı, sıcaklığı, karışım miktarı ve emisyonlar incelenmiştir. Bu hesaplamalar Intel Core i7 PC ile, her durum için, farklı ana parametrelere bağlı olarak, 30000-40000 toplam iterasyon ve yaklaşık 24-72 saat CPU süre ile gerçekleştirildi.

3.2. Soğuk Akış İçin Silindirdeki Basınç Değişimi

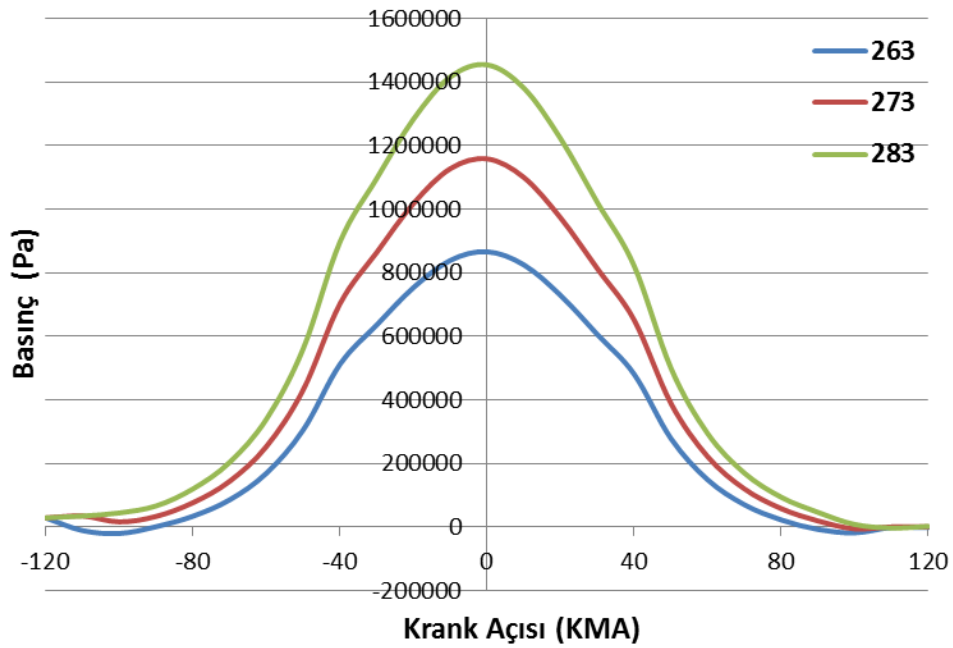
Soğuk akışta silindir içindeki basınç değişimleri şekil 3.1, 3.2 ve 3.3' de verilmiştir. Giriş basınçları 20, 40 ve 60 kPa değerlerindedir ve emme valfi açılma avansı ÜÖNS 100 KMA ve kapanma avansı AÖNS 263, 273 ve 283 KMA'dır.

Silindir içindeki basınç değerleri 100-263 krank açısı (bu değer valfin açılma ve kapanma açılarının farkıdır) supap açık kalma süresi için azalmıştır. Bu durumun sebebi egzoz portunun konumu ve silindir içindeki yüksek basınçtır. Emme valfi kapandığında silindir içindeki basınç artar ve egzoz portu açıklığından dolayı önemli ölçüde karışım dışarı çıkar. 100-263 KMA supap açık kalma süresi 100-273 KMA ve 100-283 KMA supap açık kalma süreleri ile karşılaştırıldığında 100-263 KMA supap açık kalma süresinde silindir içine daha az karışım alınmasına rağmen çok daha fazla karışım silindir içinden dışarı çıkar. 100-263 KMA supap açık kalma süresinde emme valfi 100-273 KMA ve 100-283 KMA supap açık kalma sürelerine göre daha erken kapanır.

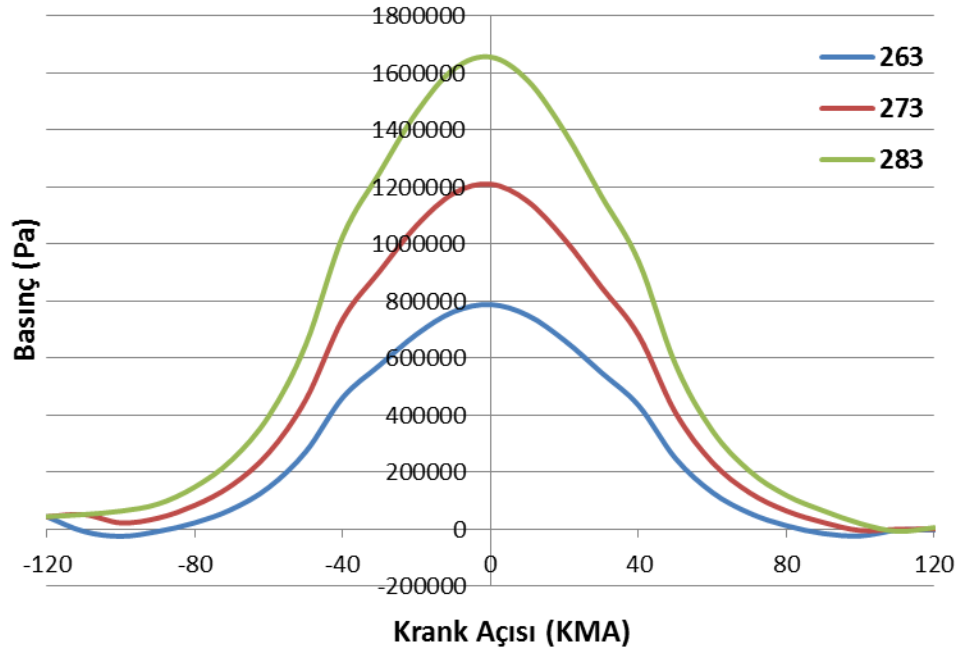
Bundan dolayı piston ile silindir kafası arasındaki bölgede basınç artar. Ve bu basınç egzoz portu vasıtasıyla daha fazla karışım süpürür.



Şekil 3.1. 20 kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı



Şekil 3.2. 40 kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı



Şekil 3.3. 60 kPa Giriş Basıncı İçin Krank Açısına Bağlı Silindir Basıncı Diyagramı

Giriş basıncı değerleri ve emme valfi açık kalma süreleri artarken basınç değerleri de artmıştır. Tablo 3.1 ÜÖN'daki maksimum basınç değerlerini göstermektedir. Maksimum basınç değeri 60 kPa giriş basıncında ve 100-283 KMA supap açık kalma süresinde elde edilmiştir. Giriş basıncının artırılması silindir basıncının artmasında etkili olmuştur.

Tablo 3.1. Maksimum Silindir Basınç Değerleri

Giriş basıncı	ÜÖN 'da Maksimum basınç değerleri (Pa)		
	Supap açık kalma süresi (KMA)		
	100-263	100-273	100-283
20000 Pa	992539	1028713	1238245
40000 Pa	866275	1158467	1454391
60000 Pa	787448	1209602	1655047

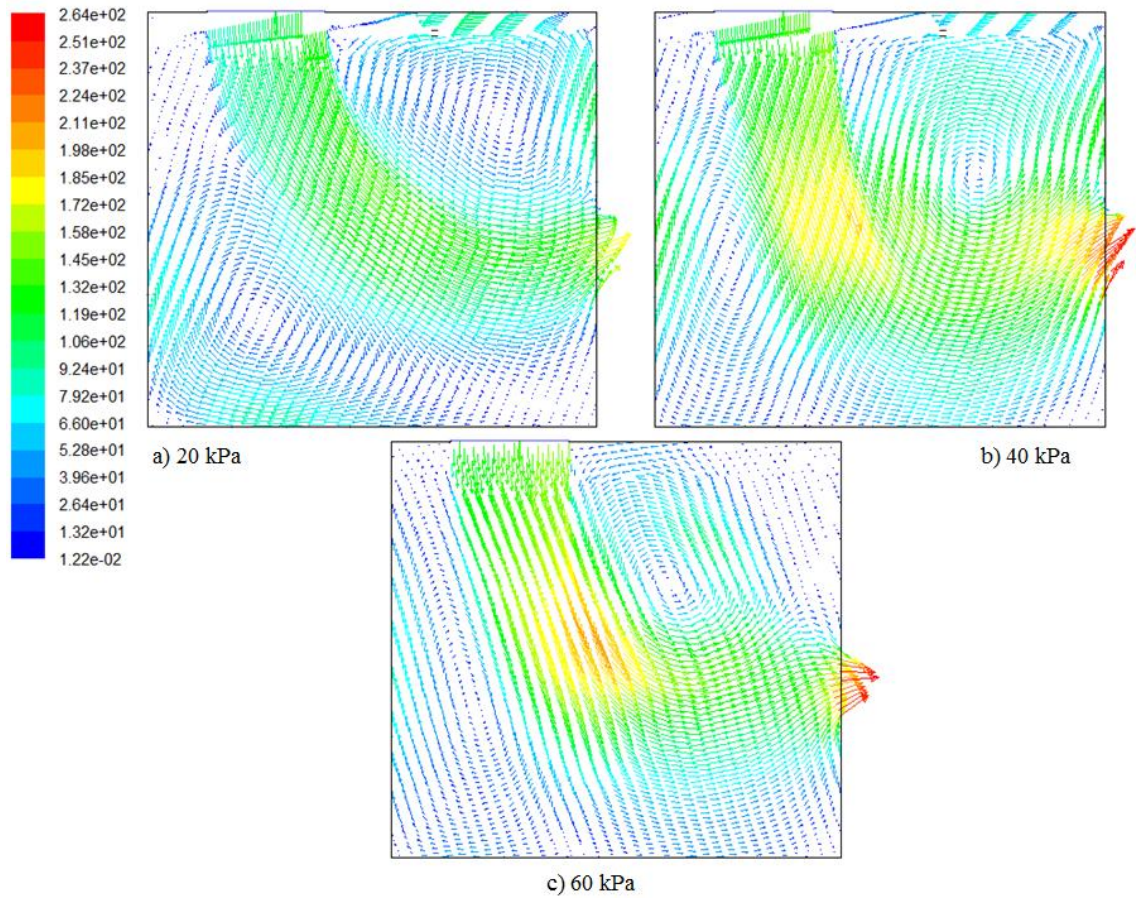
3.3. Soğuk Akış İçin Silindir İçindeki Yoğunluk, CH₄ Miktarı ve Hızdaki Değişim

ÜÖN'daki CH₄ yoğunluğu ve CH₄ miktarı ile ilgili değerler tablo 3.2'de verilmiştir. CH₄ yoğunluğu ve CH₄ miktarındaki değişimler basınç değerlerinde olduğu gibi benzer bir artışa sahiptir. 100-283 KMA supap açık kalma süresinde silindir içine daha fazla karışım alındığından maksimum değerler 100-283 KMA supap açık kalma süresinde ve giriş basınç değerleri artırılarak elde edildi.

Tablo 3.2. ÜÖN'da CH₄ Yoğunluğu ve CH₄ Miktarları

Giriş basıncı	Özellikler	Supap Açık kalma süresi (KMA)		
		100-263	100-273	100-283
20000 Pa	Yoğunluk (CH ₄)(kg/m ³)	6.515	6.733	7.566
	CH ₄ kütlesi (gr)	1.24E-02	1.28E-02	1.44E-02
40000 Pa	Yoğunluk (CH ₄)(kg/m ³)	6.165	7.488	8.771
	CH ₄ Kütlesi (gr)	1.16E-02	1.43E-02	1.67E-02
60000 Pa	Yoğunluk (CH ₄)(kg/m ³)	6.023	7.998	9.915
	CH ₄ Kütlesi (gr)	1.15E-2	1.52E-2	1.89E-2

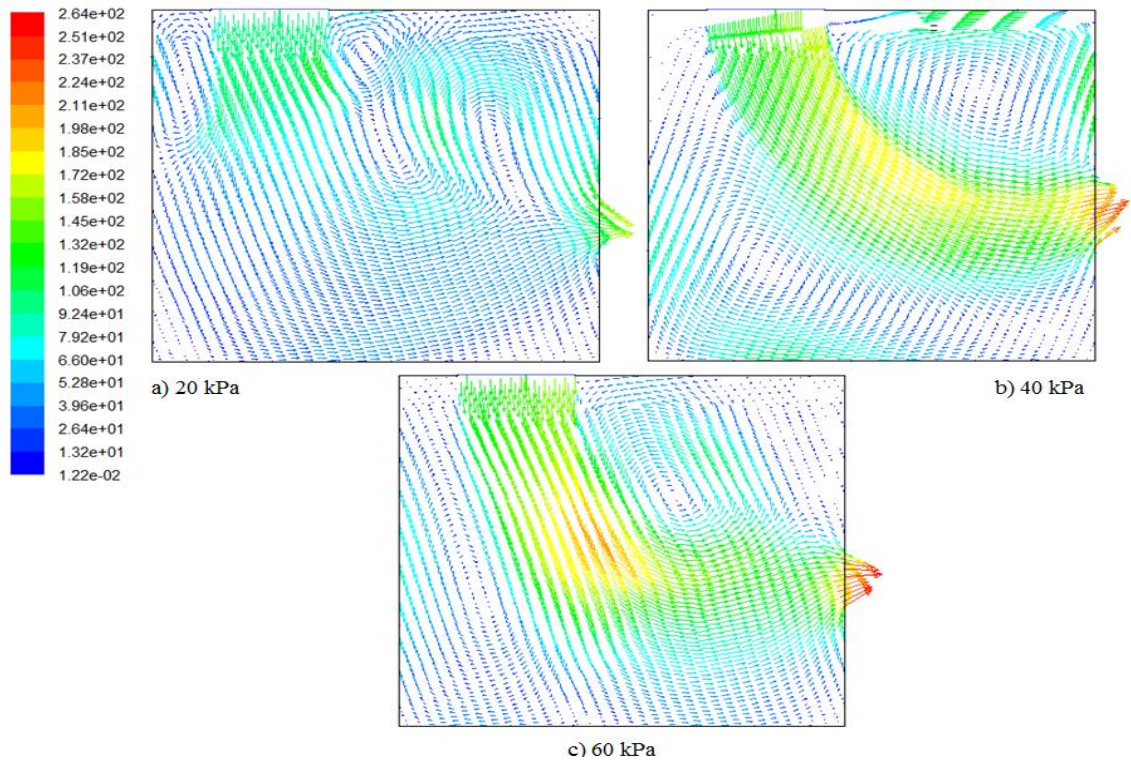
Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6 farklı giriş basınçları için pistonun AÖN'da olduğu durumda silindir içindeki hız büyüklük değerlerini göstermektedir. Giriş basıncının artırılması emme portundan silindir içine alınan karışımın da hızını artırmaktadır. Supap açık kalma süresindeki değişiklikler aynı basınçtaki hız büyüklüklerini belirgin bir şekilde etkilemektedir. 100-263 KMA supap açık kalma süresinde emme supabı diğer durumlara göre daha kısa süre açık kaldığından dolayı silindire alınan karışım miktarı da daha azdır. Dolayısıyla, 100-263 KMA emme supabı açık kalma süresinde silindir içindeki karışımın egzoz bölgesine yönelme hızı da daha düşüktür.



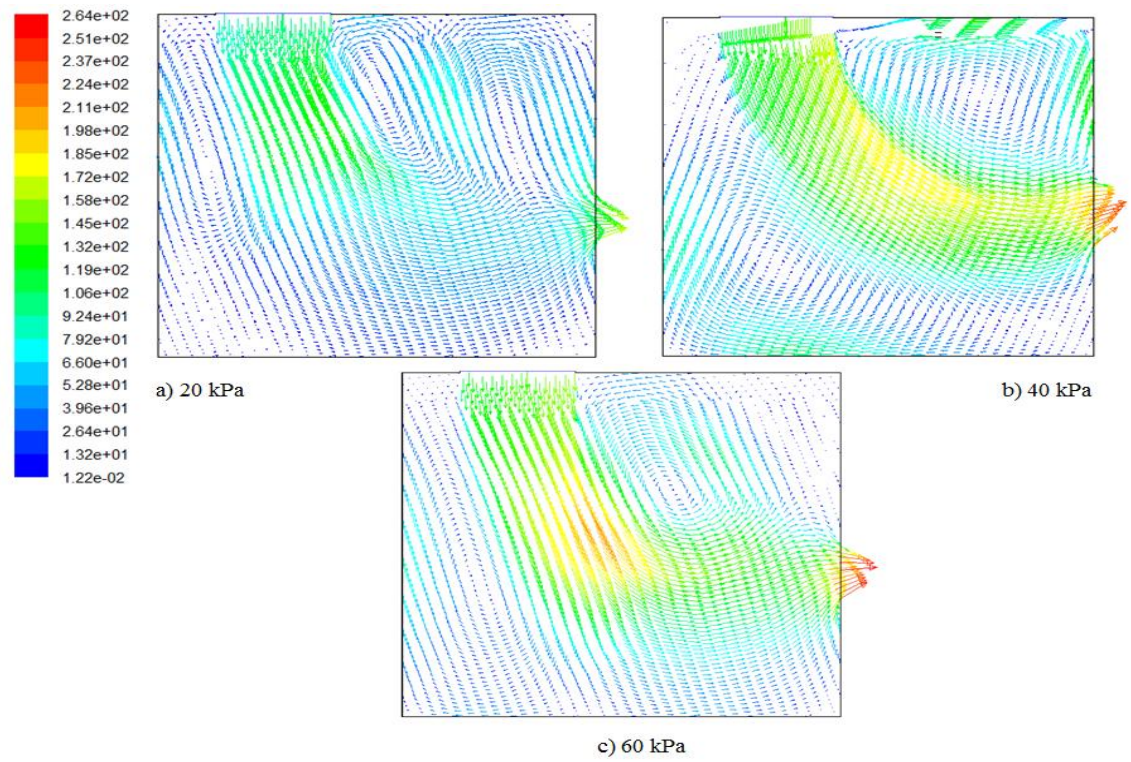
Şekil 3.4. Farklı Giriş Basıncılarında 100-263 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri

Her üç giriş basıncı ve emme supabı açık kalma sürelerine bakıldığında maksimum hız değerlerine egzoz portunda erişilir. Giriş basıncı değeri artarken egzoz bölgesindeki hız değerleri de karışımın yüksek basıncı nedeniyle artmaktadır. Ayrıca egzoz portunun konumu AÖN'nın çok yukarısında kaldığı için silindir içine alınan karışım yeterince sirküle olmadan egzoz portuna yönelmektedir.

Görüldüğü üzere egzoz portunun üst kısmındaki bölgede silindir içindeki karışım sirküle olmaktadır ve giriş basıncıyla doğru orantılı olarak sirkülasyon da artmaktadır. Ancak aynı zamanda silindir içine alınan karışım silindir duvarındaki egzoz portuna yönelerek dışarı kaçmaktadır.



Şekil 3.5. Farklı Giriş Basınçlarında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri



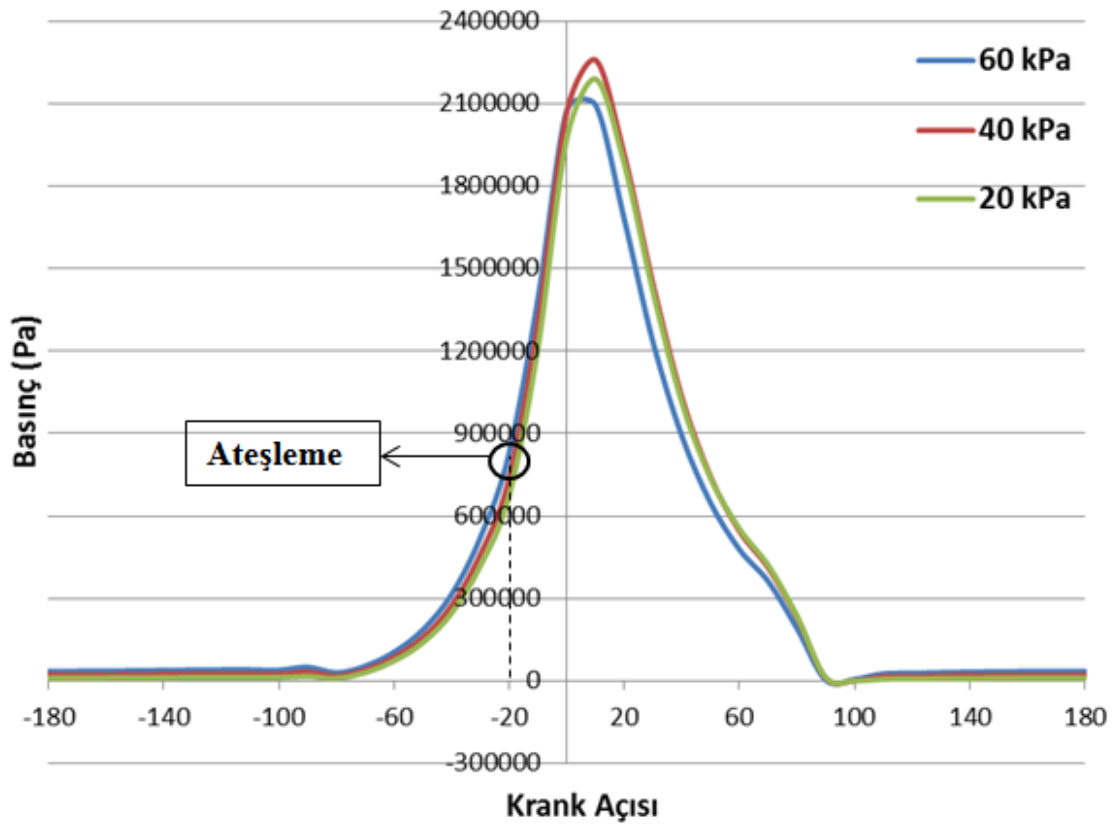
Şekil 3.6. Farklı Giriş Basınçlarında 100-283 KMA Supap Açık Kalma Süresi İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri

3.4. Yanma Analizi İçin Silindir İçindeki Basınç Değişimi

Yanma boyunca silindir içindeki basınç değişimleri üç farklı giriş basıncına göre incelenmiştir. Yanma analizi, giriş basınçları baz alınarak ve her bir giriş basıncı için üç farklı emme supabı açılma zamanı ile üç farklı ateşleme avansına göre yapılmıştır. Bu analizlerde ateşleme avansları ÜÖNÖ 10, 20 ve 30 KMA seçilmiştir.

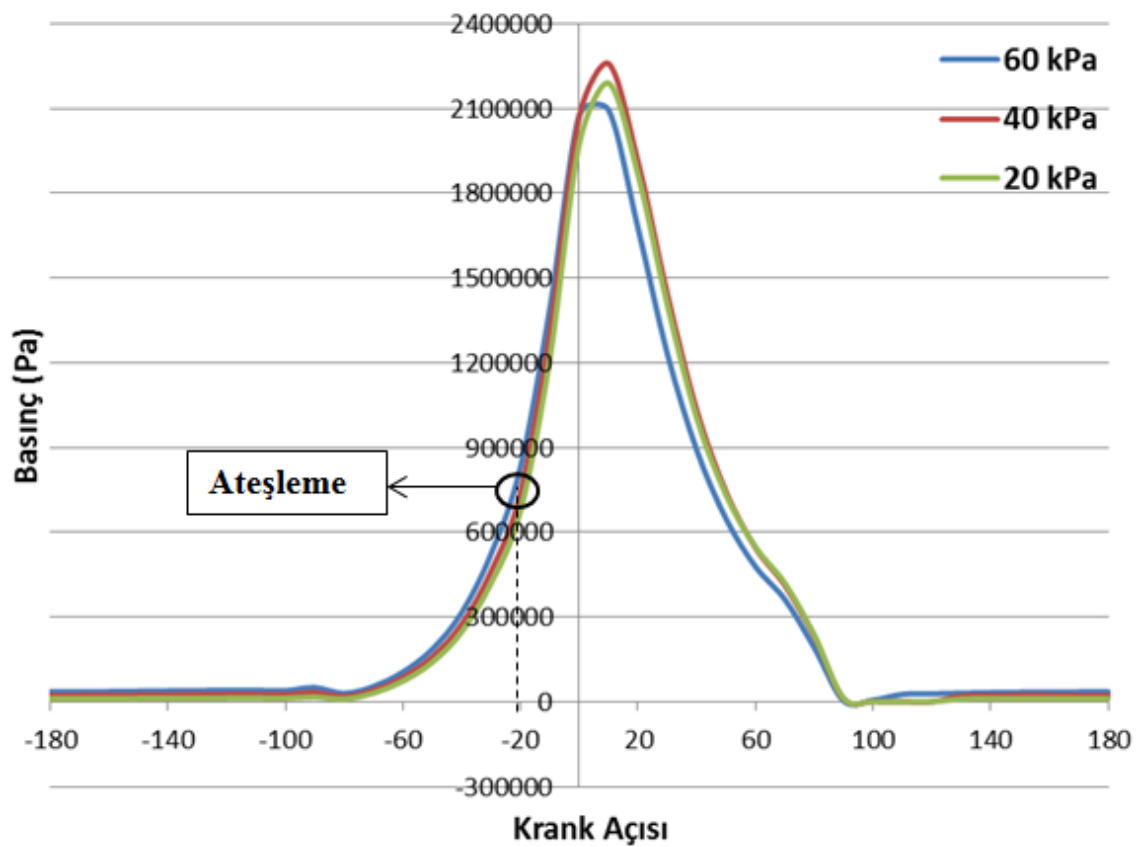
Giriş basınçları 20, 40 ve 60 kPa alınarak emme supabı açılma avansları ÜÖNS 100, 125 ve 150 KMA seçilmiştir. Farklı açılma avanslarındaki basınçları karşılaştırmak için emme kapanma avansı tek bir değer olarak ÜÖNS 273 KMA seçilmiştir.

Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9 ile belirtilen grafikler 20 KMA ateşleme avansında üç farklı emme supabı açılma zamanına göre silindir içi basınç değişimini göstermektedir.



Şekil 3.7. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basınç Değişimi

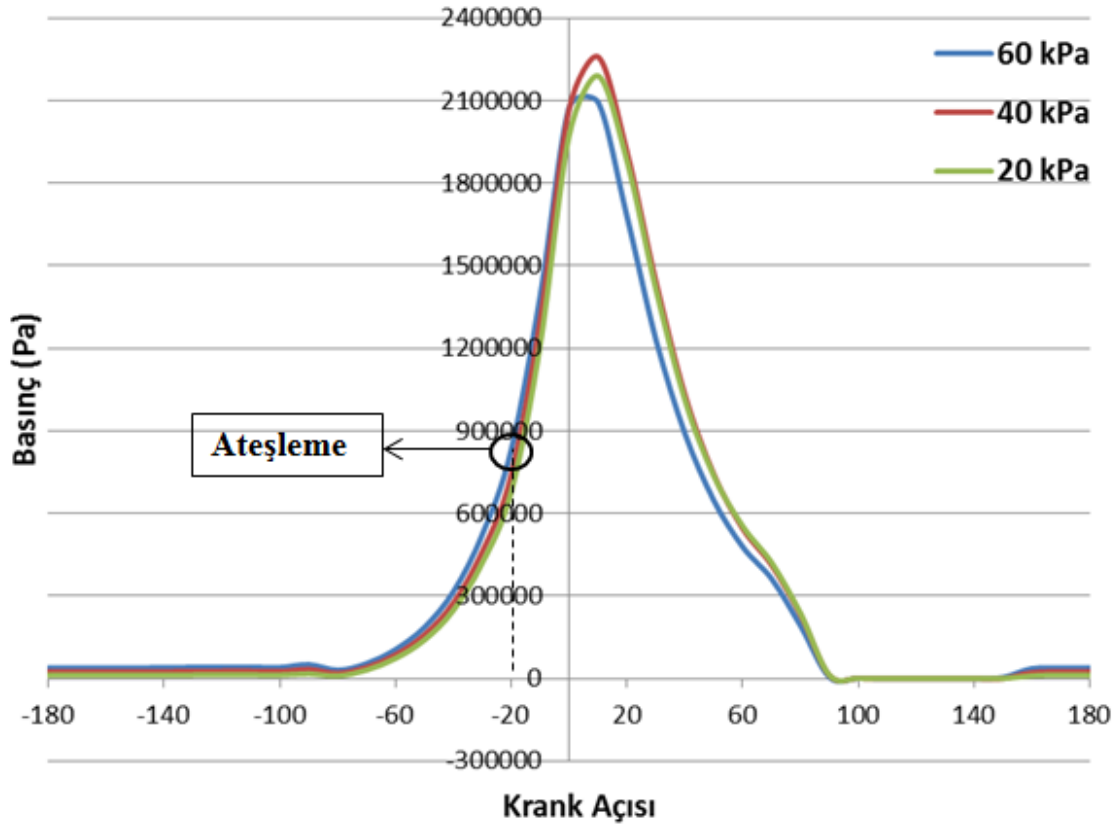
Üç farklı giriş basıncına göre 100-273 KMA supap açık kalma süresinde silindir basınçları karşılaştırıldığında 40 kPa giriş basıncında maksimum değerler elde edilmiştir. 60 kPa giriş basıncında, silindir içine alınan karışım yüksek basınçta girdiğinden diğer giriş basınçlarına göre fazla miktarda karışım silindirden dışarı kaçar. Bundan dolayı, 60 kPa'da silindir basıncı diğer iki giriş basınçlarında elde edilen değerlere göre daha düşüktür. Üç giriş basıncı da ele alındığında silindir basınçlarını arasında küçük farklar vardır.



Şekil 3.8. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basınç Değişimi

Emme supabı açılma avanslarına göre silindir basınçları karşılaştırıldığında üç emme açılma durumunda da n yüksek basınç değerleri 40 kPa giriş basıncında elde edilmiştir. Çünkü silindir içine alınan karışımın az bir miktarı silindirden dışarı çıkmıştır.

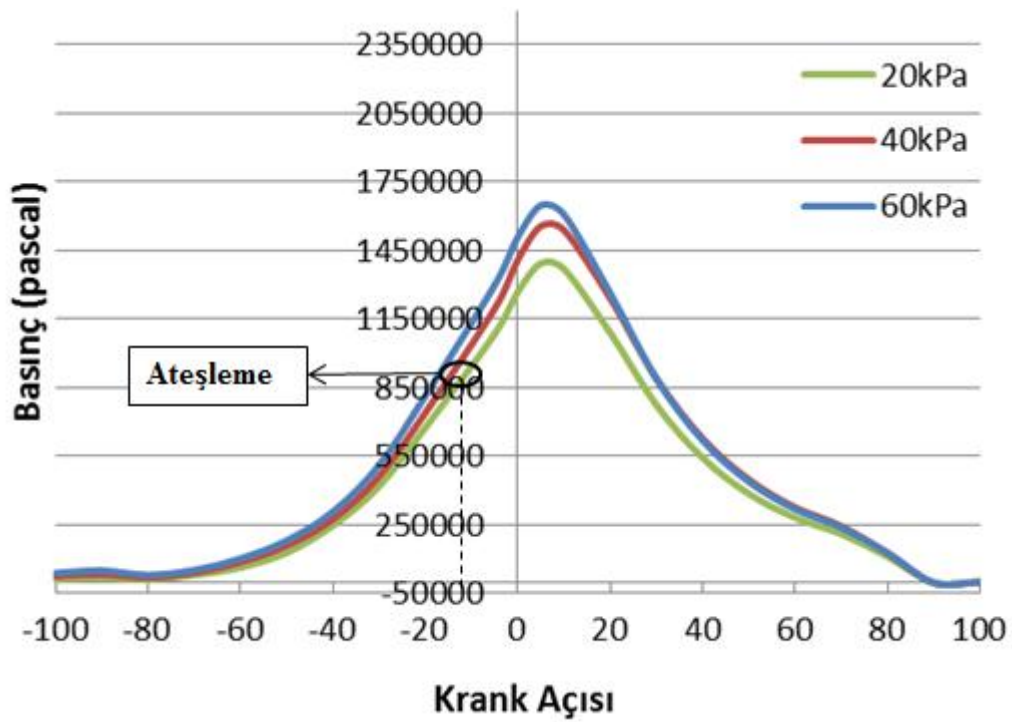
ÜÖNÖ 20KMA ateşleme avansı için emme supabı açılma avansları şekil 3.7, 3.8 ve 3.9'da görüldüğü üzere silindir içi basıncı çok fazla etkilememiştir.



Şekil 3.9. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Basınç Değişimi

Analiz verilerine göre emme supabı açılma zamanlarının silindir içi basıncını çok fazla etkilememesi sebebiyle ÜÖNÖ 20 KMA ateşleme avansına ek olarak 10 KMA ve 30 KMA ateşleme avanslarına göre de yanma analizleri yapılmıştır. Şekil 3.10 ve 3.11 'de sırası ile 10 KMA ve 30 KMA ateşleme avansında silindir içerisindeki basınç değişimlerini görülmektedir. 10 KMA ve 30 KMA ateşleme avansındaki silindir basıncı grafikleri 100-273 KMA supap açık kalma süresine göre oluşturulmuştur. 125-273 KMA ve 150-273 KMA emme supabı açık kalma sürelerinde silindir basıncı önemli ölçüde değişmediğinden dolayı sadece 100-273 KMA supap açık kalma süresine göre basınç grafiği verilmiştir.

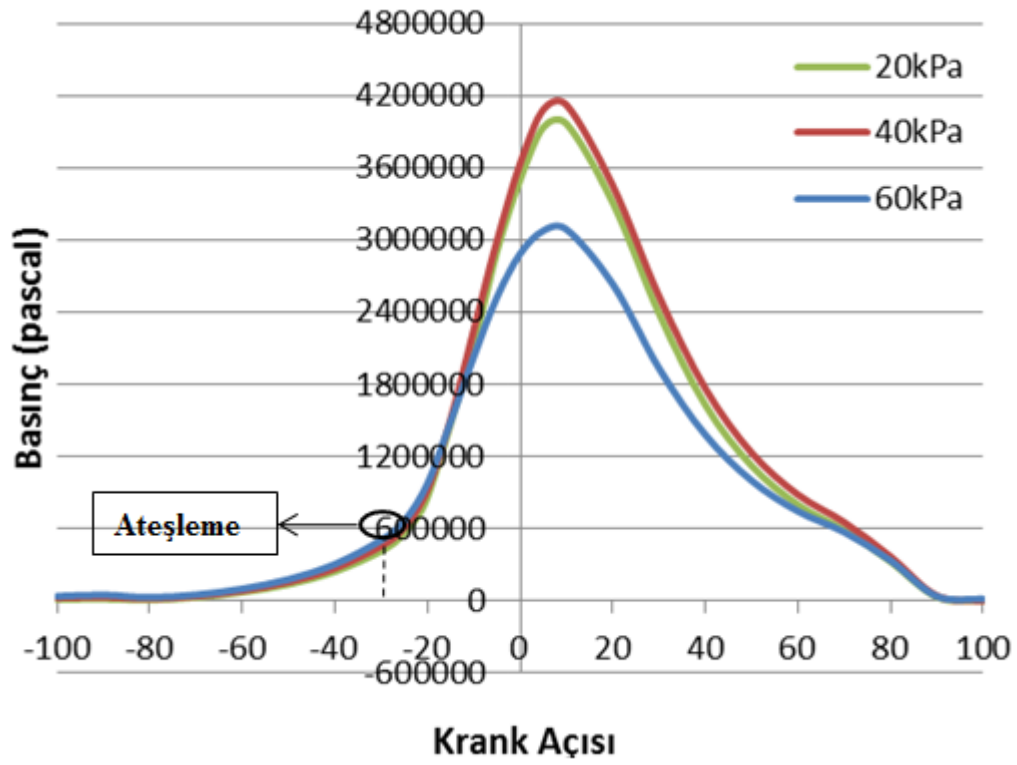
Şekil 3.10'da 10 KMA ateşleme avansına göre silindir içi basınç değişimleri görülmektedir. 10 KMA ateşleme avansındaki maksimum basınç değerleri 20 KMA ateşleme avansındaki basınç değerlerine göre daha düşüktür. Bunun nedeni olarak erken ateşleme gösterilebilir.



Şekil 3.10. 10KMA Ateşleme Avansında Silindir Basıncı Değişimleri

Erken ateşlemeden dolayı silindir içine alınan karışım yeteri kadar yanmadığı için silindir içinde oluşan basınç da artmamıştır. 60 kPa giriş basıncında diğer giriş basınçlarına göre daha yüksek silindir basıncı elde edilmiştir. Karışım silindire daha yüksek basınçta alındığından dolayı karışımın daha fazla miktarda yanmasını ve böylelikle de yüksek basınç oluşmasını sağlamıştır.

Şekil 3.11’ de 30 KMA ateşleme avansı için elde edilen silindir basıncı grafiği görülmektedir. 30 KMA ateşleme avansında elde edilen silindir içi basınç değerleri 10 ve 20 KMA ateşleme avanslarında elde edilen silindir basıncı değerlerine göre daha yüksektir. 30 KMA ateşleme avansında silindir içindeki karışım daha erken ateşlendiğinden yeterince yanmış ve böylelikle silindir içi basıncı artırmıştır. Giriş basınçları açısından en yüksek basınç ise 40 kPa giriş basıncında elde edilmiştir. Giriş basıncının daha fazla artırılması karışımın dışarı kaçmasına neden olduğundan 60 kPa giriş basıncında daha düşük basınç değerleri elde edilmiştir.



Şekil 3.11. 30KMA Ateşleme Avansında Silindir Basıncı Değişimleri

Giriş basıncı ve ateşleme avanslarına göre silindir içindeki maksimum basınç değerleri tablo 3.3’de görülmektedir. Yukarıdaki grafiklerde de görüldüğü üzere ateşleme avansı ve giriş basınçlarına göre maksimum silindir basıncı 40 kPa giriş basıncı ve 30 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir.

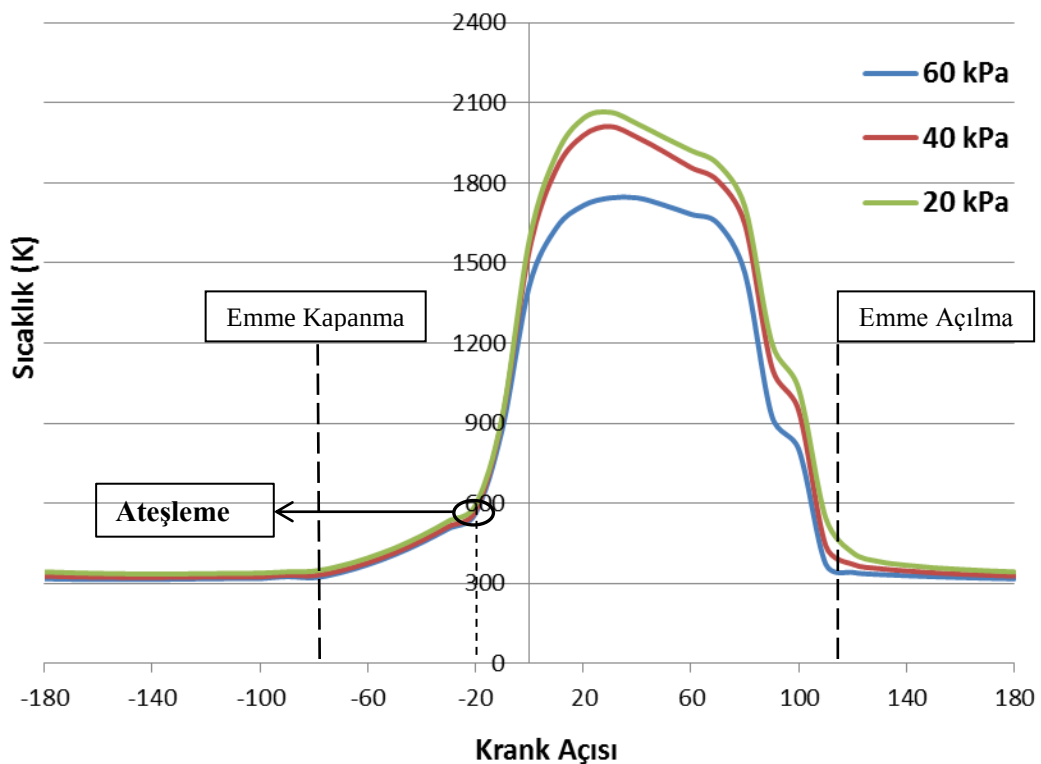
Tablo 3.3. Maksimum Silindir Basıncı Değerleri (Pa)

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	10 KMA	20 KMA	30 KMA
20000 Pa	1369235	2189329	3966712
40000 Pa	1556683	2258758	4123897
60000 Pa	1647992	2095014	3088585

3.5. Yanma Analizi İçin Silindir İçindeki Sıcaklığın Değişimi

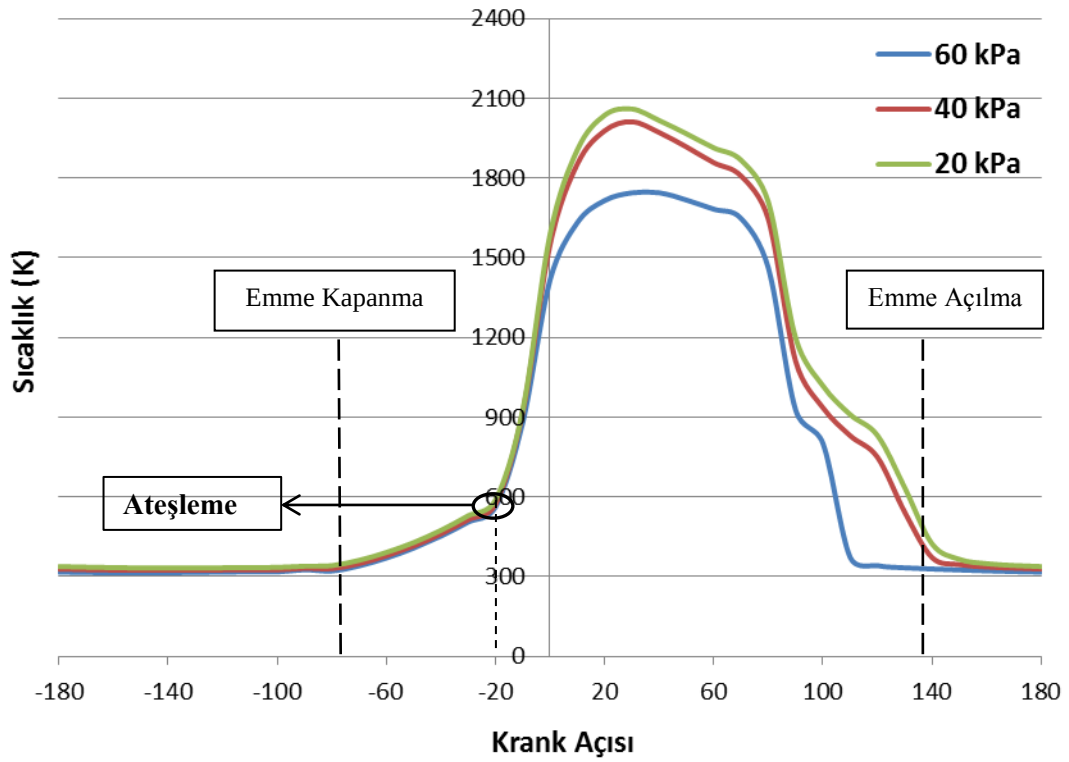
Yanma boyunca silindir içindeki sıcaklık değişimleri de giriş basınçları baz alınarak ve her bir giriş basıncı için üç farklı emme supabı açılma zamanı ile üç farklı ateşleme avansına göre incelenmiştir.

Şekil 3.12-13-14’de yer alan grafikler 20 KMA ateşleme avansı için emme supabı açık kalma sürelerine göre oluşturulmuştur. Şekillerden görüldüğü üzere, silindir içindeki sıcaklık değişimleri emme supabı açılana kadar üç durum için de aynıdır. Emme supabı açıldıktan sonra açılma zamanlarına göre farklı durumlar mevcuttur. Şekil 3.12’de, sıcaklık diğer durumlara nazaran hızlı bir şekilde azalır. Çünkü emme supabının açılma zamanı ÜÖNS 100 KMA olduğunda silindire daha erken ve daha fazla karışım alınır. Silindire alınan karışım içerdeki karışımla birleşerek sıcaklığın düşmesine neden olur.



Şekil 3.12. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi

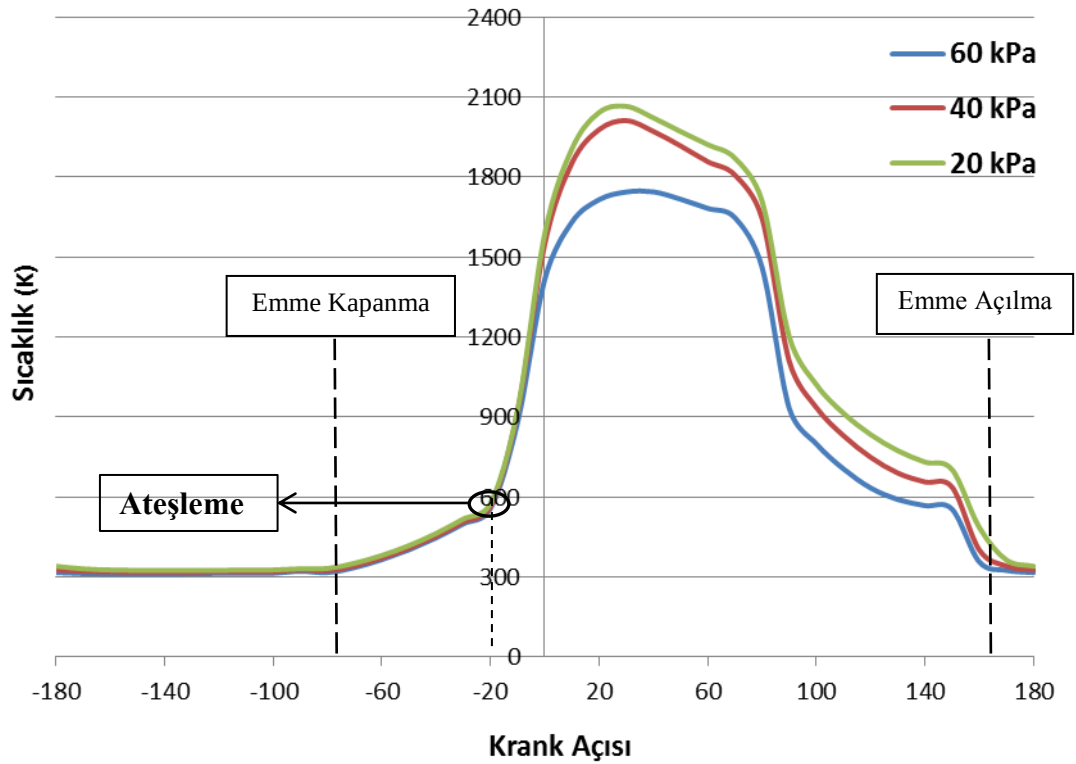
Şekil 3.13’de, şekil 3.12’de olduğu gibi sıcaklık 300 K değerine kadar düşmüştür ancak bu durum yavaş bir şekilde gerçekleşmiştir. Çünkü emme supabı açılana kadar içerdeki karışımın sıcaklığı da hacim genişledikçe lineer olarak azalmıştır.



Şekil 3.13. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi

Şekil 3.14’de, sıcaklık emme valfi açılana kadar yavaş bir şekilde azalır ve bu azalış emme valfi diğer durumlara göre daha geç açıldığı için geniş bir zamana yayılmıştır. Emme supabı açıldıktan sonra diğer durumlarda olduğu gibi hızlıca düşer.

Üç sıcaklık grafiği de ele alındığında ÜÖNÖ 20 KMA ateşlemenin yapıldığı noktada silindir içi sıcaklıkta ani artış gözlemlenmiştir. İçerdeki karışımın ateşlemeyle birlikte tutuşması sıcaklığın ani artışına neden olmuştur. Emme supabı açık kalma süreleri silindir sıcaklığı değişiminde çok fazla etkili olmamıştır. Giriş basınçlarına göre sıcaklık grafikleri ele alınırsa maksimum sıcaklık değerleri 20 kPa giriş basıncında elde edilmiştir.



Şekil 3.14. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi Sıcaklık Değişimi

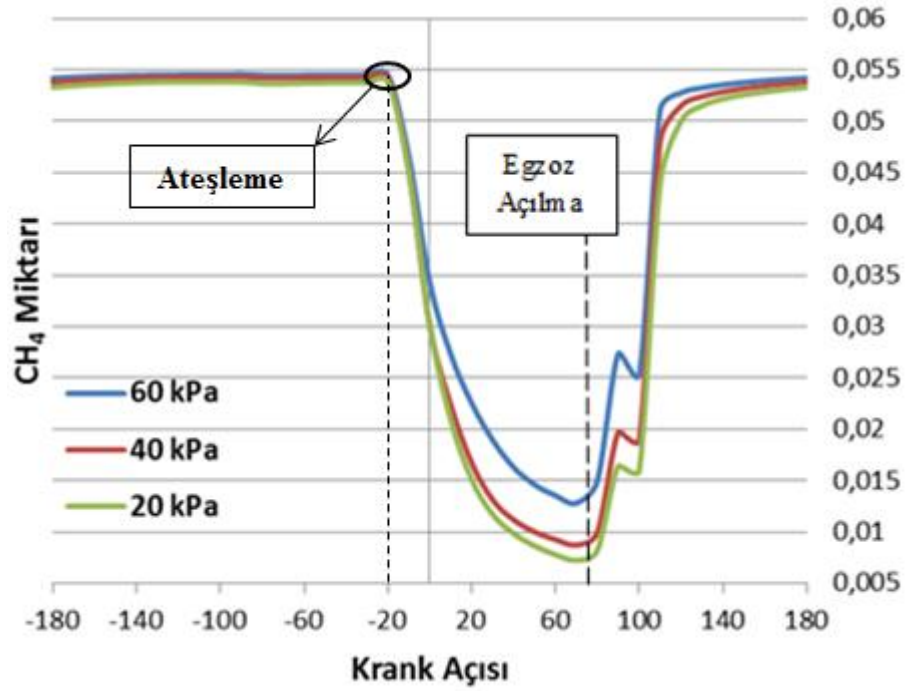
Tablo 3.4’de üç farklı giriş basıncı ve üç farklı ateşleme avansında elde edilen maksimum silindir içi sıcaklık değerleri verilmiştir. En yüksek sıcaklık değerleri erken ateşleme ve dolayısıyla daha fazla yanma ile 30 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir. Yetersiz yanmadan dolayı en düşük sıcaklıklar 10 KMA ateşleme içindir.

Tablo 3.4. Maksimum Silindir Sıcaklığı Değerleri (K)

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	10 KMA	20 KMA	30 KMA
20000 Pa	2095,792	2065,104	2651,102
40000 Pa	1487,023	2011,662	2618,566
60000 Pa	1358,292	1744,554	2233,731

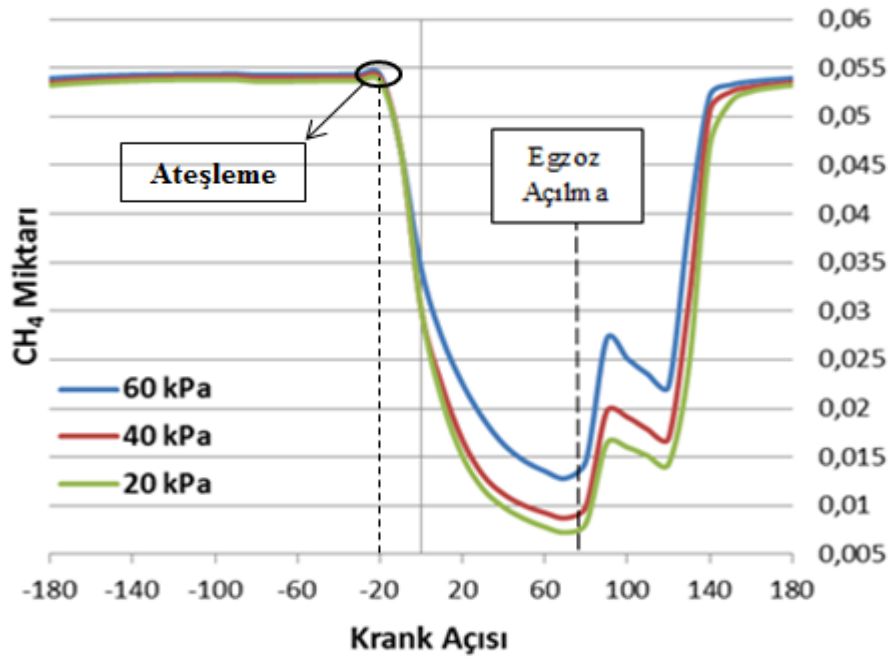
3.6. Silindirdeki Yoğunluk, CH₄ Miktarı Ve Hız Değişimleri

Farklı giriş basınçları için silindir içindeki CH₄ miktarları şekil 3.15, 3.16 ve 3.17’de gösterilmiştir. Aşağıdaki grafikler 20 KMA ateşleme avansına ve üç farklı emme açılma durumunun göre oluşturulmuştur. Şekillerde görüldüğü üzere ateşleme işleminden sonra yanmanın gerçekleşmesiyle silindir içindeki yakıt karışımı miktarı da hızla azalmıştır.

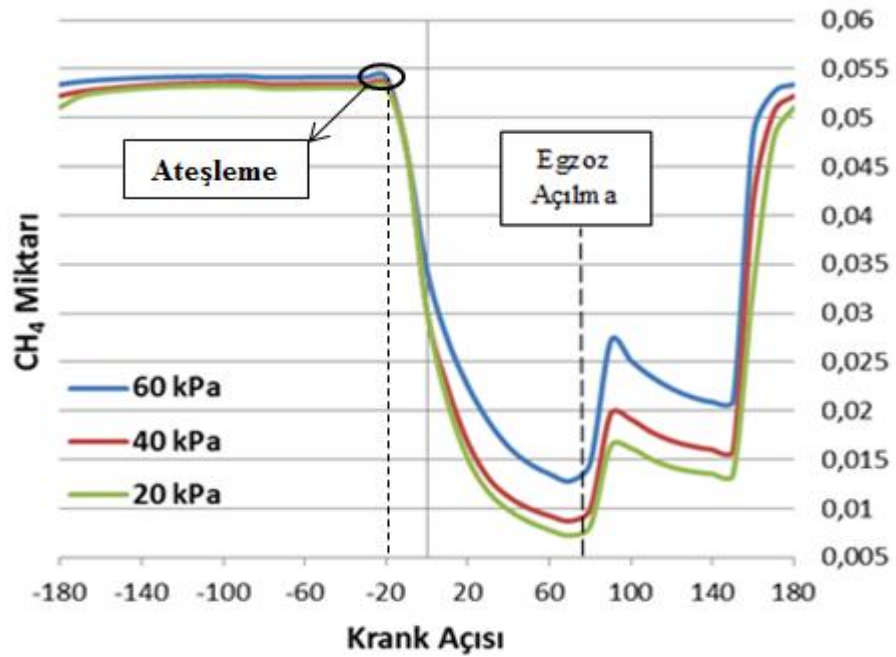


Şekil 3.15. Emme Supabı Açılma (100KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH₄ Miktarı Değişimi

ÜÖN’den sonra yaklaşık olarak 80 KMA’da egzoz portunun açılmasıyla yanmış gazlar egzozdan dışarı çıkmaktadır ve bundan dolayı içeride kalan karışımdaki CH₄ oranı artmaktadır. Bir süre sonra içeride kalan CH₄ miktarında egzozdan kaçma nedeniyle azalma olmaktadır ve bu azalış emme supabı açılana kadar devam eder. Bu periyod üç emme açılma zamanı için de farklıdır. En uzun periyod 150 KMA emme açılma zamanına, en kısa periyod ise 100 KMA emme açılma zamanına aittir. 150 KMA emme açılması diğer durumlara göre daha geç olduğundan bu durumda içeride kalan karışımın yanma işlemi devam eder ve diğer durumlara göre daha uzun sürmektedir. Emme supabının açılmasından sonra üç durumda da silindir içindeki CH₄ miktarında emmeden dolayı artış gözlenir.

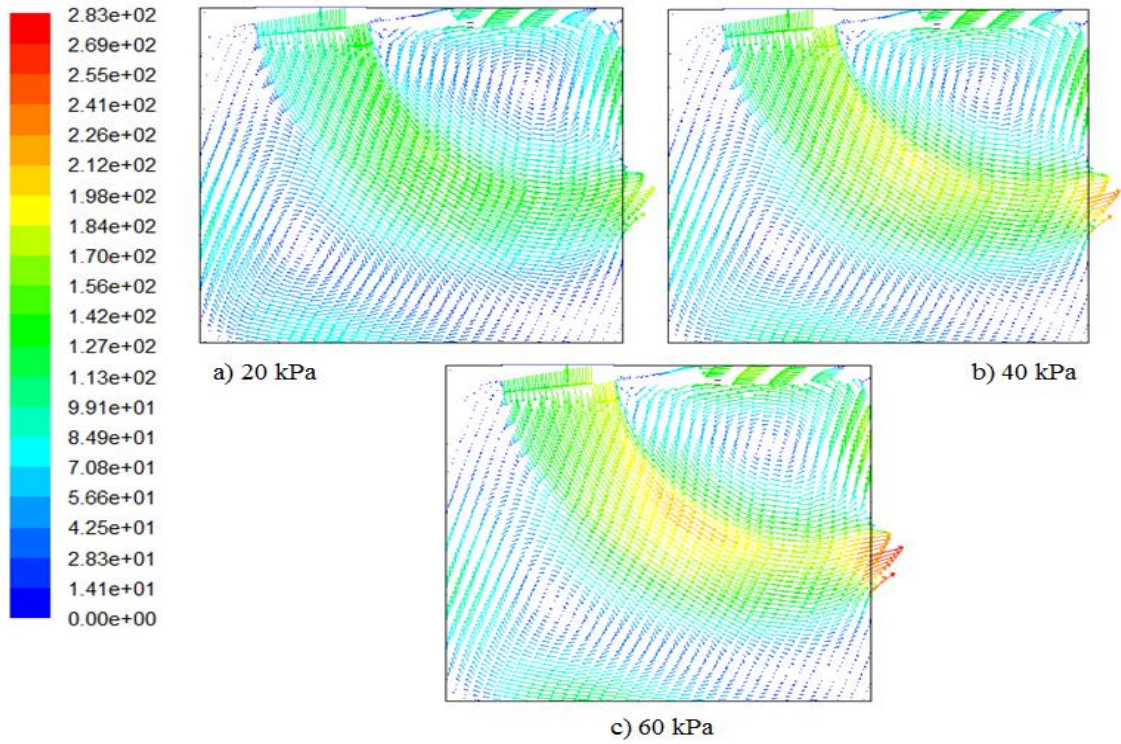


Şekil 3.16. Emme Supabı Açılma (125KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH₄ Miktarı Değişimi

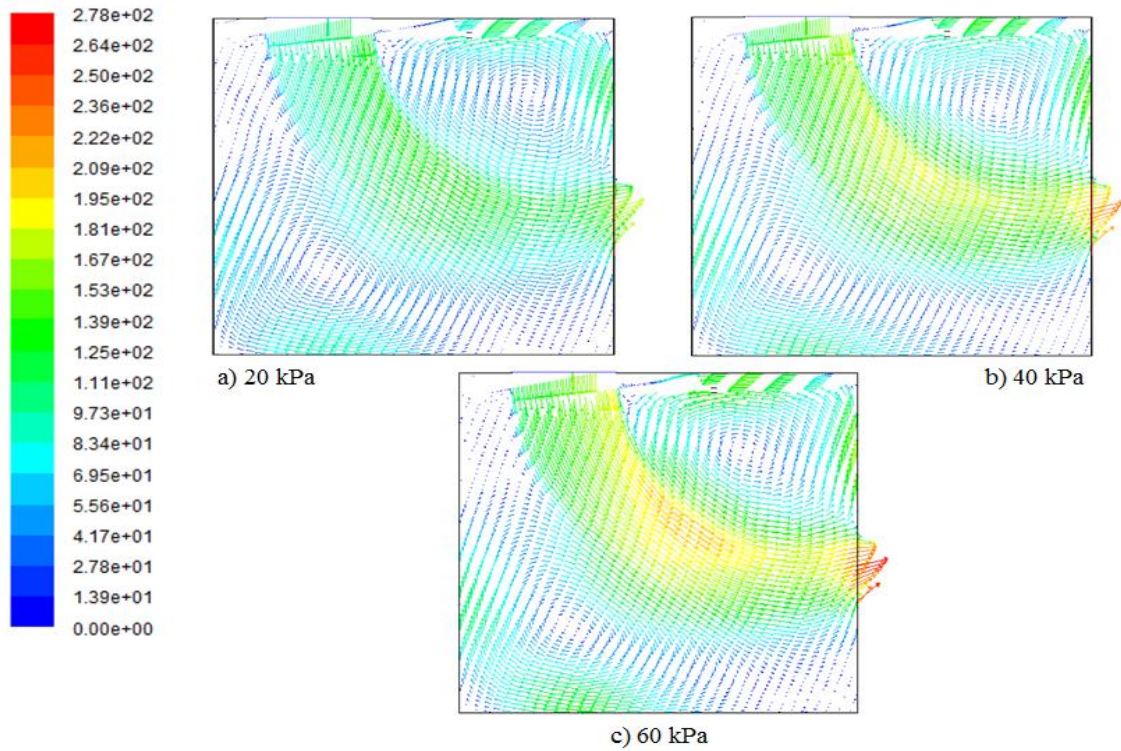


Şekil 3.17. Emme Supabı Açılma (150KMA) ve Kapanma Zamanına (273KMA) Göre Silindir İçi CH₄ Miktarı Değişimi

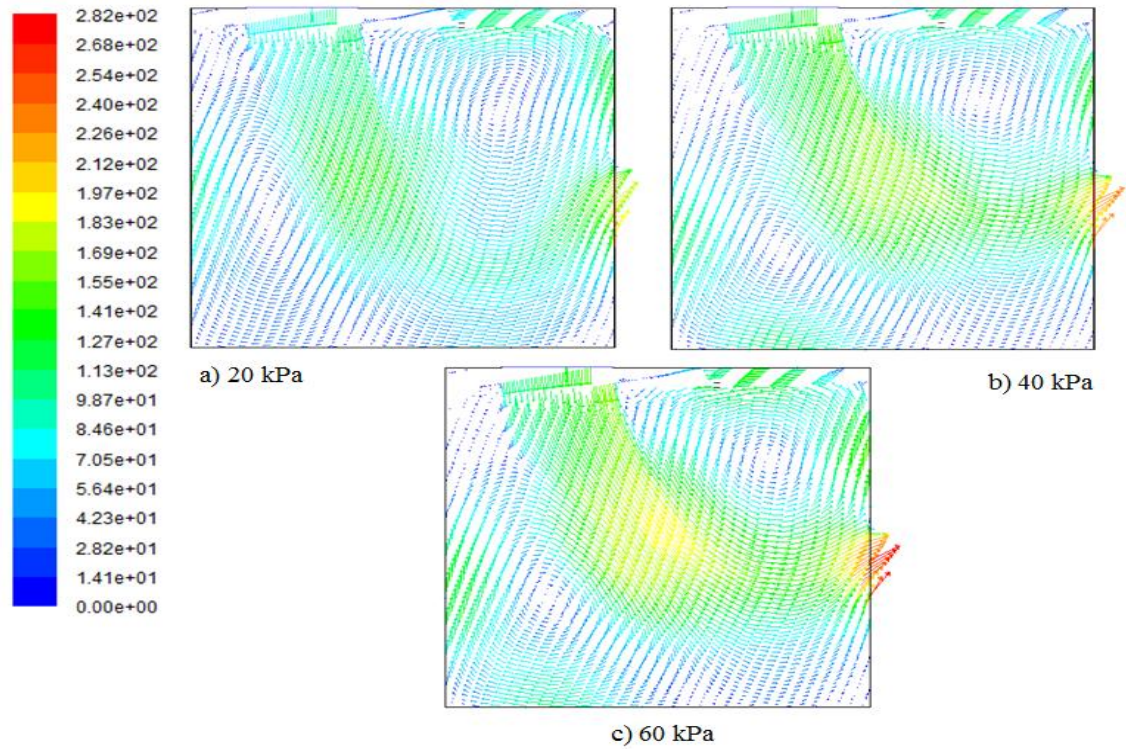
Şekil 3.18-19-20'de emme supabının üç farklı açılma zamanı için silindir içindeki hız kontürleri görülmektedir. Açılma zamanlarına göre kontürlerde önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Fakat her üç şekil de ÜÖNS 100 KMA, 125 KMA ve 150 KMA emme açılma avansına göre 60 kPa giriş basıncı için en yüksek hız büyüklüğünün elde edildiğini göstermektedir.



Şekil 3.18. Farklı Giriş Basınçlarında 100 KMA Emme Açılması İçin AÖN'daki Hız Büyüklükleri

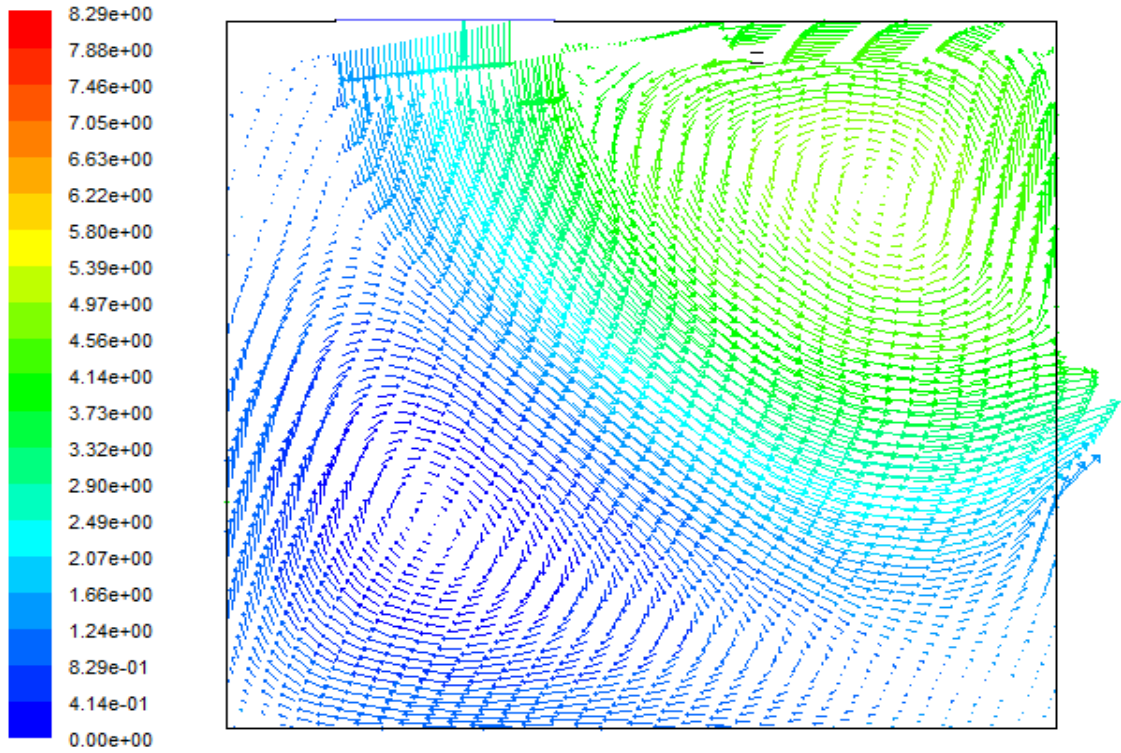


Şekil 3.19. Farklı Giriş Basınçlarında 125 KMA Emme Açılması için AÖN'daki Hız Büyüklükleri

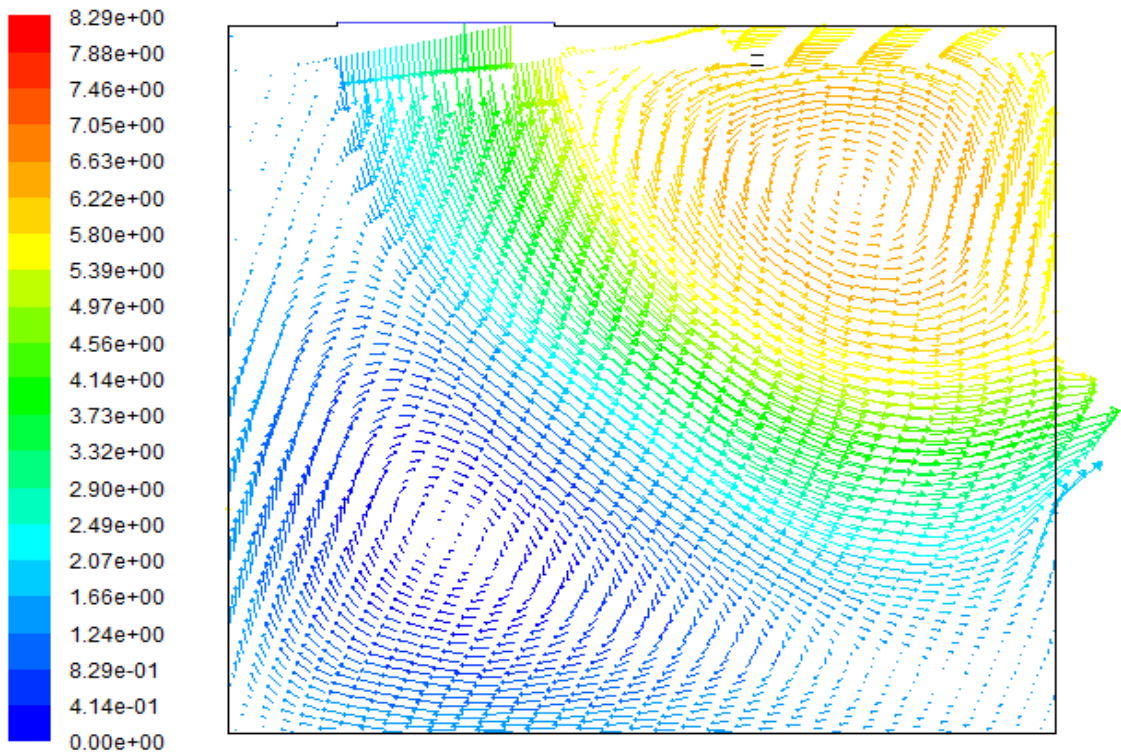


Şekil 3.20. Farklı Giriş Basınçlarında 150 KMA Emme Açılması için AÖN'daki Hız Büyüklükleri

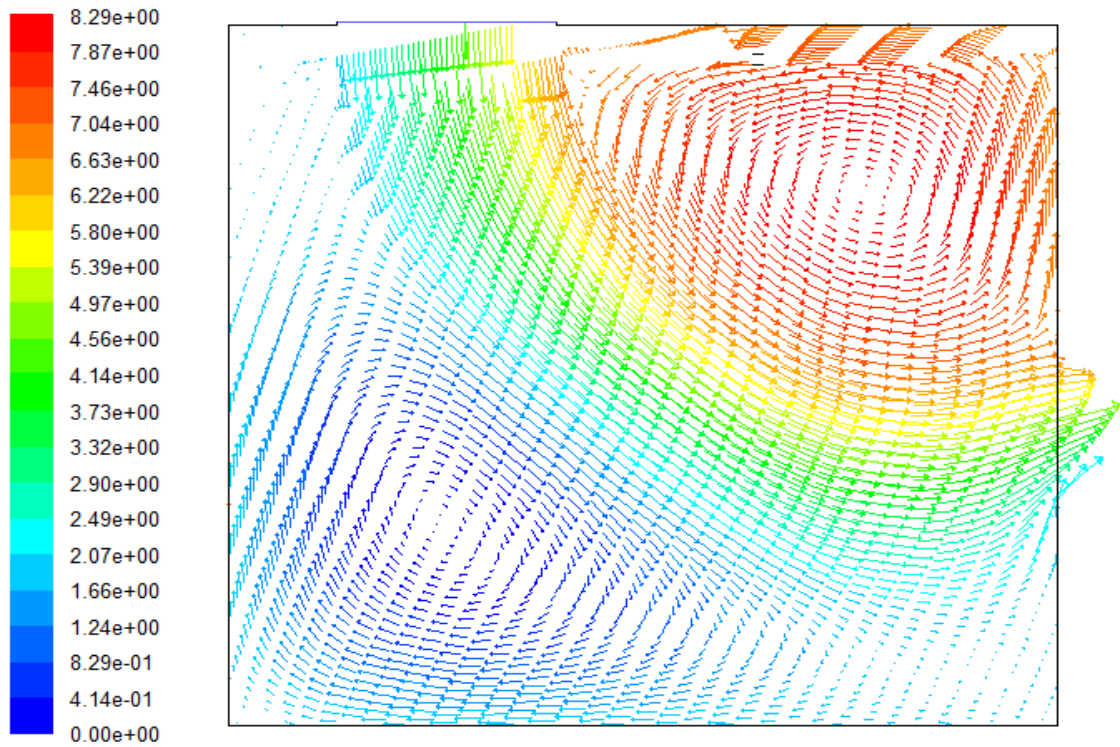
Şekil 3.21-22-23'de emme supabının üç farklı giriş basıncı için 100-273 KMA supap açık kalma süresinde silindir içindeki akım fonksiyonları görülmektedir. Soğuk akışta olduğu gibi giriş basıncının artırılması emme portundan silindir içine alınan karışımın da akım hızını artırmaktadır. Soğuk akış durumundan farklı olarak yanma durumunda silindir içindeki karışımın sirkülasyonu daha belirgindir ve buji etrafında yoğunlaşmaktadır. Görüldüğü üzere egzoz portunun üst kısmındaki bölgede sirkülasyon daha fazladır ve giriş basıncıyla doğru orantılı olarak sirkülasyon da artmaktadır. Ancak aynı zamanda silindir içine alınan karışım silindir duvarındaki egzoz portuna yönelerek dışarı kaçmaktadır.



Şekil 3.21. 20000 Pa Giriş Basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İçi Akım Fonksiyonu



Şekil 3.22. 40000 Pa giriş basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İçi Akım Fonksiyonu



Şekil 3.23. 60000 Pa giriş basıncında 100-273 KMA Supap Açık Kalma Süresi ve 20KMA Ateşleme İçin Silindir İç Akım Fonksiyonu

3.7. Emisyonlar

Metan-hava karışımının yanması sonucu açığa çıkan emisyonlar üç farklı giriş basıncı ve ateşleme avansına göre ve her bir ateşleme avansında emme supabı açık kalma süreleri dikkate alınarak incelenmiş ve CO₂, CO, HC ve O₂ emisyon değerleri tablolar halinde verilmiştir.

10 KMA ateşleme avansı için Tablo 3.5 ve 3.6’da verilen karbondioksit ve karbon monoksit emisyonları giriş basınçları ve emme supabı açık kalma sürelerine göre karşılaştırıldığında en düşük emisyon 60 kPa giriş basıncı ve 100-273 KMA supap açık kalma süresinde oluşmuştur. En yüksek emisyon değeri ise 20 kPa giriş basıncı ve 150-273 KMA emme açılmasında meydana gelmiştir. Tablo 3.7 ve 3.8’de verilen hidrokarbon ve oksijen emisyonları için en yüksek değerler 60 kPa giriş basıncı ve 100-273 KMA supap açık kalma süresine aittir.

Tablo 3.5. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,0389	0,0474	0,054733695
40000 Pa	0,023961055	0,029368935	0,033229999
60000 Pa	0,0217979	0,026107118	0,029461878

Tablo 3.6. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,00283	0,00342	0,003855983
40000 Pa	0,001995223	0,002484604	0,002881614
60000 Pa	0,001702915	0,002109432	0,002470914

Tablo 3.7. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,0382	0,03	0,020944102
40000 Pa	0,04	0,037878074	0,030949893
60000 Pa	0,045310126	0,039811496	0,033333957

Tablo 3.8. 10 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,154	0,122	0,086099378
40000 Pa	0,177962396	0,152878938	0,125372365
60000 Pa	0,182240021	0,160468563	0,134759229

Tablo 3.9, 3.10, 3.11 ve 3.12’de 20 KMA ateşleme avansında elde edilen CO₂ , CO, HC ve O₂ emisyon değerleri verilmiştir. En düşük karbondioksit ve karbon monoksit emisyonları 20 kPa giriş basıncı ve 125-273 KMA supap açık kalma süresinde oluşmuştur.

Tablo 3.9. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	4,96E-06	4,04E-06	0,101287858
40000 Pa	0,1267901	0,13062684	0,13062684
60000 Pa	0,074248598	0,074248598	0,074248598

Tablo 3.10. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	1,58E-07	1,31E-07	0,006228638
40000 Pa	0,009097509	0,00816595	0,00816595
60000 Pa	0,003679404	0,003679404	0,003679404

Tablo 3.11. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	1,48E-10	1,64E-10	0,012007839
40000 Pa	0,001591003	0,00104434	0,00104434
60000 Pa	0,023938763	0,023938763	0,023938763

Tablo 3.12. 20 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	3,79E-08	3,16E-08	0,051921578
40000 Pa	0,012074897	0,009370558	0,009370558
60000 Pa	0,0970081	0,0970081	0,0970081

Tablo 3.13, 3.14, 3.15 ve 3.16’da 30 KMA ateşleme avansında elde edilen CO₂ , CO, HC ve O₂ emisyon değerleri verilmiştir. En düşük karbondioksit emisyonu 60 kPa giriş basıncı ve 100-273 KMA supap açık kalma süresinde oluşmuştur. En düşük karbon monoksit emisyonu ise 20 kPa giriş basıncı ve 100-273 KMA supap açık kalma süresinde oluşmuştur.

Tablo 3.13. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,0615	0,0746	0,087941078
40000 Pa	0,058410534	0,073011034	0,087317953
60000 Pa	0,043815291	0,053942523	0,075216962

Tablo 3.14. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama CO Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	9,22E-04	0,00108	0,001162093
40000 Pa	0,001015653	0,001086845	0,001191234
60000 Pa	0,002247422	0,002949099	0,003972418

Tablo 3.15. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama HC Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,0312	0,0216	0,009924513
40000 Pa	0,03	0,022687498	0,011179924
60000 Pa	0,036860512	0,029024091	0,013564999

Tablo 3.16. 30 KMA Ateşleme Avansına göre Ortalama O₂ Emisyonu

Emme Açılma Avansı Giriş basıncı	100-273 KMA	125-273 KMA	150-273 KMA
20000 Pa	0,125	0,0872	0,040598857
40000 Pa	0,12942354	0,091595123	0,04565846
60000 Pa	0,148875778	0,117910717	0,056688192

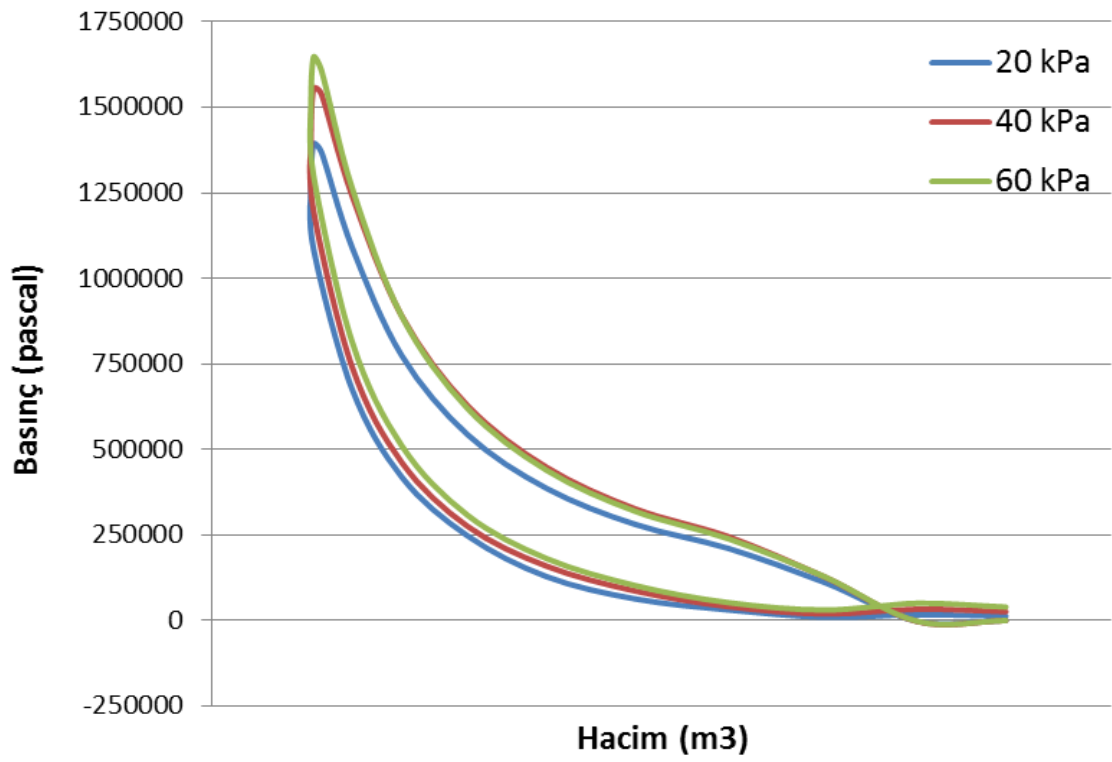
3.8. Motor Verimi

Motor performansı, hava yakıt karışımının silindire giriş basınçları ve üç farklı ateşleme avansı esas alınarak hesaplanmıştır. Şekil 3.24, 3.25 ve 3.26 üç farklı ateşleme avansına göre farklı giriş basınçlarındaki P-V diyagramlarını göstermektedir.

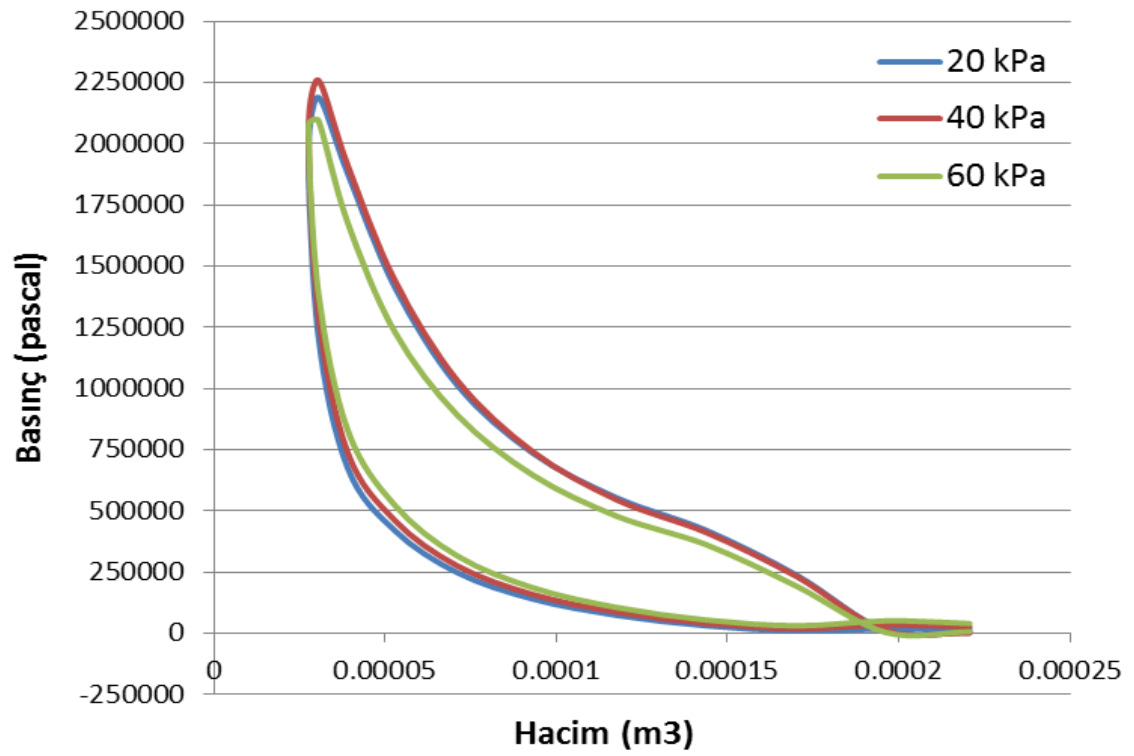
Tablo 3.17’de de görüldüğü üzere en düşük verimler 10 KMA ateşleme avansında elde edilirken en yüksek motor verimleri 30 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir.

Tablo 3.17. Ateşleme avanslarına göre motor verim değerleri

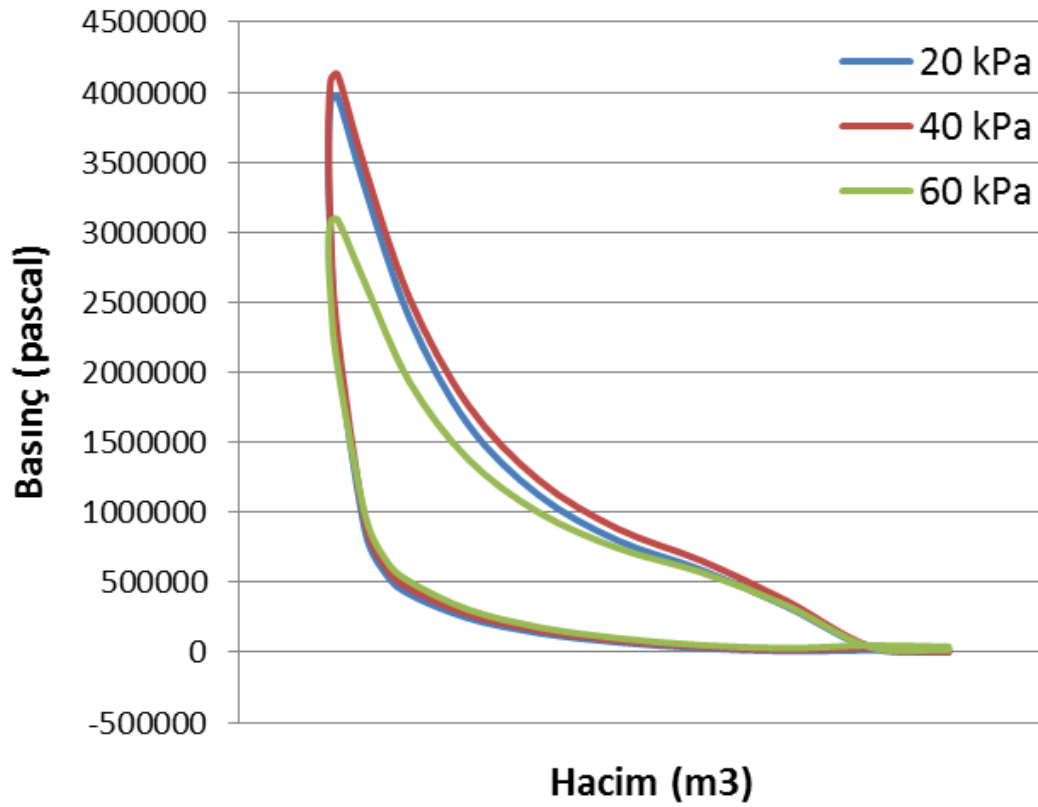
	10 KMA	20 KMA	30 KMA
20000 Pa	%10,5	%16,8	%30,4
40000 Pa	%7,38	%14,6	%30,1
60000 Pa	%5,95	%9,4	%19,6



Şekil 3.24. 10KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı



Şekil 3.25. 20KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı



Şekil 3.26. 30KMA Ateşleme avansında P-V Diyagramı

10 KMA ateşleme avansında çok düşük verim değerleri elde edilmesinin sebebi ateşlemenin diğer durumlara göre daha geç yapılması ve yeterli yanmanın olmamasıdır. Tablo 3.18’de görüldüğü üzere ÜÖNÖ 10 KMA ‘da hız büyüklüğü, akım fonksiyonu ve türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olması verimin de düşmesine neden olmuştur.

Tablo 3.18. 10 KMA Ateşleme Avansında Farklı Giriş Basınçları için Hız ve Türbülans Değerleri

Giriş Basıncı	Hız Büyüklüğü	Akım fonksiyonu	Türbülans Kinetik Enerjisi
20 kPa	4,293	0,124	22,71
40 kPa	0,960	0,037	14,65
60 kPa	0.689	0,039	14,50

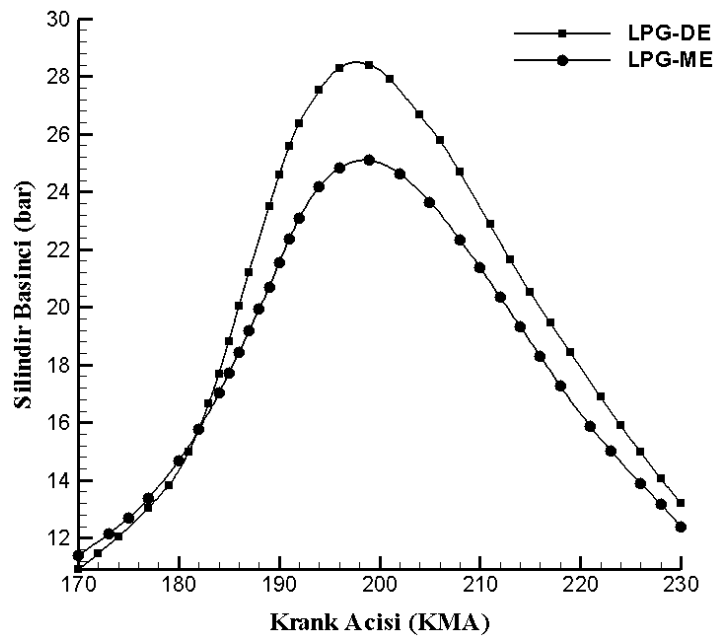
3.9. Doğrulama Çalışması

Yapılan analiz çalışmalarının doğrulanması amacıyla LPG yakıtlı iki zamanlı motora göre sayısal çalışma yapılarak silindir basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Tablo 3.19’da referans motor özellikleri [15] yer almaktadır. Bu çalışmada modellenen motor doğrulama çalışmaları için referans alınan motor boyutuna getirilerek analiz yapılmıştır.

Tablo 3.19. Referans Motor Karakteristikleri

Motor tipi	İki zamanlı,tek silindirli
Silindir çapı x strok	61 mm x 68.2 mm
Yerdeğiştirme hacmi	199.3 cc
Sıkıştırma oranı	7,7:1
Emme açılması	AÖNÖ 48 KMA
Emme kapanması	AÖNS 48 KMA
Egzoz portu açılması	AÖNÖ 69 KMA
Egzoz portu kapanması	AÖNS 69 KMA
Devir	3000 dev/dak

Ancak LPG yakıtlı motora göre doğrulama yapılacağından sayısal çalışmada metan yakıt yerine hava fazlalık katsayısı 0.7 alınarak LPG kullanılmıştır.

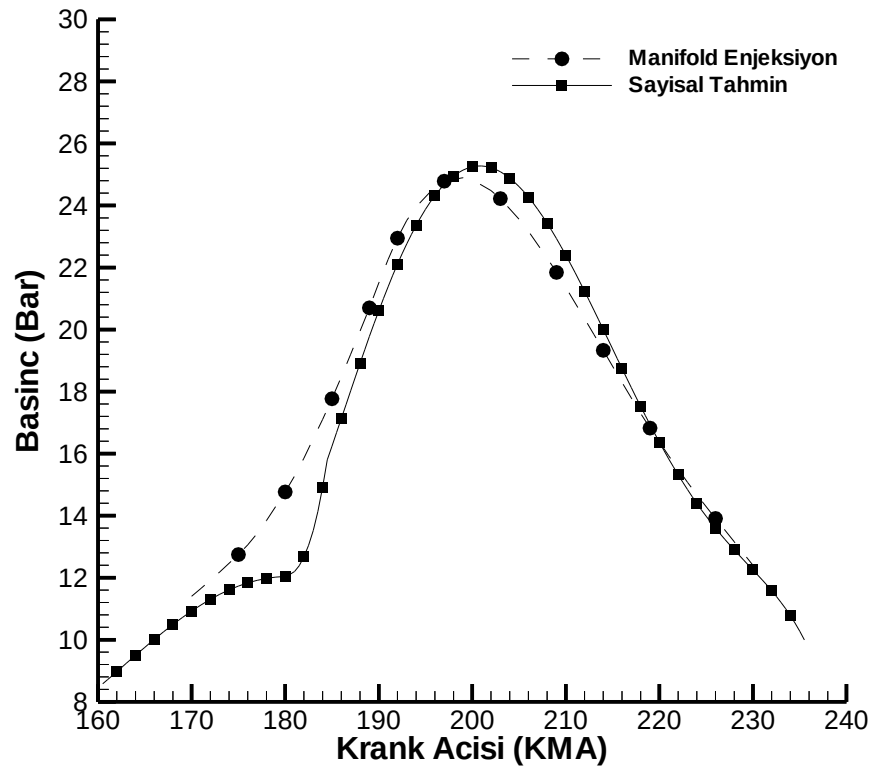


Şekil 3.27. Referans Çalışma Basınç Grafiği

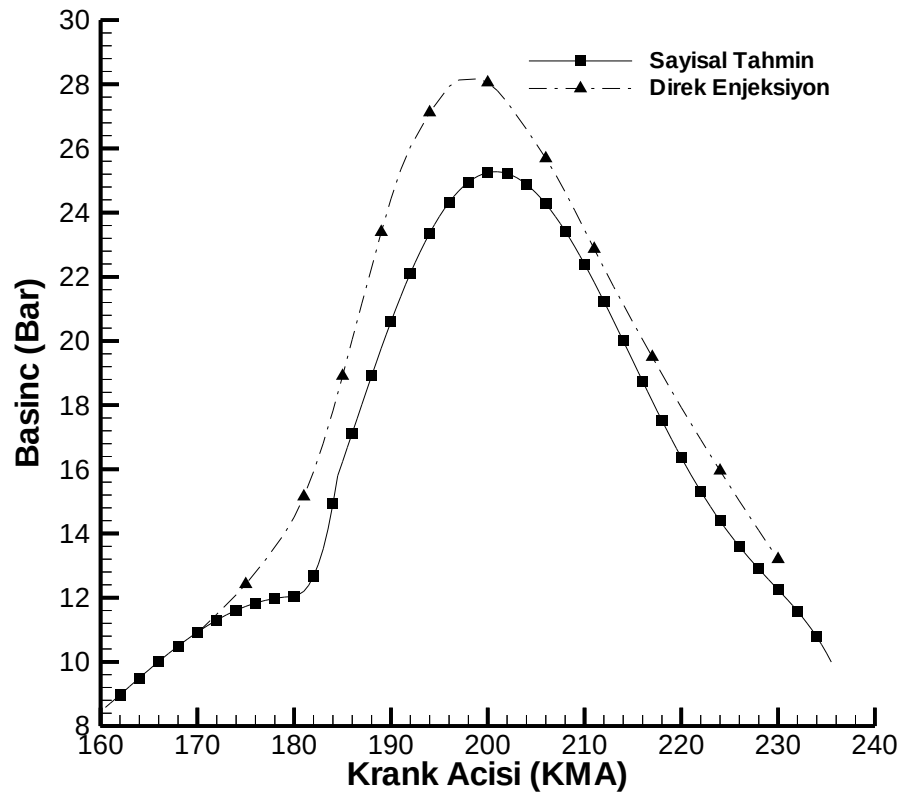
Şekilde referans alınan çalışmada %100 valf açıklığında, hava fazlalık katsayısı 0.7 olması durumunda LPG'nin manifold enjeksiyonu ve direk enjeksiyonu açısından krank mili açısına bağlı olarak silindir içi basınç değişimi verilmiştir.

Doğrulama çalışması için yapılan analizde ateşleme avansı 20 KMA olarak alınmıştır. Şekil 3.28 ve 3.29'de görüldüğü gibi doğrulama çalışması hem direk enjeksiyonla hem de manifold enjeksiyonla karşılaştırılmıştır. Manifold enjeksiyon sonuçlarıyla sayısal doğrulama çalışması direk enjeksiyona göre birbirine daha yakındır ve silindir içi maksimum basınç değerleri neredeyse aynı seviededir. Fakat maksimum basıncın meydana geldiği noktalar arasında az da olsa farklılık vardır.

Her iki durumda da yapılan analiz referans alınan durumla neredeyse örtüşmektedir. Aradaki ufak farkların ise referans alınan çalışmanın deneysel, yaptığımız çalışmanın ise sayısal olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 3.28. Manifold Enjeksiyona Göre Doğrulama Grafiği



Şekil 3.29. Direkt Enjeksiyona Göre Doğrulama Grafiği

4. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1. Sonuç

İki zamanlı motorda değişken supap açılma zamanlarının nümerik analizi 20000 Pa, 40000 Pa ve 60000 Pa giriş basınçlarında yapıldı. Buna ek olarak üç farklı supap açılma süresi ve ateşleme avansı dikkate alındı. Çalışmada soğuk akış analizleri farklı giriş basınçları için farklı supap açık kalma sürelerine (163, 173, 183) göre en uygun supap açık kalma süresi ve giriş basıncı tespit edilmiştir. Belirlenen supap açık kalma süresine göre farklı giriş basınçları (20, 40, 60 kPa) için üç farklı ateşleme avansında iki zamanlı motorun performans ve emisyon değerleri incelenmiştir.

Soğuk akış için;

- Soğuk akışta, sabit giriş basıncında, supap açık kalma süreleri (163, 173, 183) artarken silindir içindeki maksimum basınç değerleri de artmıştır.
- Silindir içi basınç değerleri 163 KMA supap açık kalma süresi için azalmıştır. Bu durumun sebebi egzoz portunun konumu ve silindir içindeki yüksek basınçtır.
- CH₄ yoğunluğu ve CH₄ miktarındaki değişimler de supap açık kalma süreleri (163, 173, 183) ile doğru orantılı olarak artmıştır.
- Maksimum CH₄ yoğunluğu, 183 KMA supap açık kalma süresinde ve 60 kPa giriş basıncında elde edilmiştir.

- Egzoz portundaki maksimum hız değerleri ve akım fonksiyonları 60 kPa giriş basıncında ve 183 KMA supap açık kalma süresinde elde edilmiştir.

Yanma analizi için;

- Yanma analizlerine göre maksimum silindir basıncı 10 KMA ateşleme avansına göre 60 kPa giriş basıncında elde edilirken 20 KMA ve 30 KMA ateşleme avanslarında ise 40 kPa giriş basıncında elde edilmiştir.
- Yanma sonucu maksimum silindir sıcaklığı 30 KMA ateşleme avansına göre 20 kPa giriş basıncında elde edilmiştir.
- Silindire alınan maksimum karışım miktarı açısından optimum emme açılma zamanı ÜÖN'dan sonra 150 KMA olarak belirlendi. Çünkü supap açık kalma süresi 100 KMA ve 125 KMA emme açılma zamanlarına göre daha fazla olduğundan yanma da daha çok gerçekleşmiştir.
- Emme açılma zamanları silindir içi basıncı önemli ölçüde etkilememiştir.
- Piston AÖN'da iken egzoz bölgesindeki hız büyüklükleri maksimum 60 kPa giriş basıncında elde edilmiştir.
- Silindir içindeki akım fonksiyonlarının 60 kPa giriş basıncında 20 kPa ve 40 kPa giriş basıncı değerlerine göre daha belirgin olduğu görülmüştür. Çünkü giriş basıncının artırılması türbülansın artmasını sağlamıştır.
- Maksimum karbondioksit ve karbonmonoksit emisyon değerleri 20 KMA ateşleme avansında, maksimum HC emisyonu ise 10 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir.
- Motor performansı incelenirken üç farklı giriş basıncı ve farklı ateşleme avansları dikkate alınmış olup P-V diyagramları oluşturulmuştur. Maksimum performans 20 kPa giriş basıncı ve 30 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir. En düşük performans ise 60 kPa giriş basıncı ve 10 KMA ateşleme avansında elde edilmiştir.

- Yapılan çalışma LPG yakıt ile yapılan bir çalışma referans alınarak doğrulanmıştır.

4.2. Öneriler

Bu çalışma farklı basınç ve supap açılma sürelerine göre soğuk akış ve yanma analizleri yapılmıştır. Soğuk akışta silindir basınçları ve silidire alınan karışım miktarları; yanma analizinde silindir basınç ve sıcaklıkları, karışım miktarları, emisyon değerleri ve motor performansı incelenmiştir.

Detaylı yanma analizleri egzoz portu konumlarına göre yapılmalıdır. Farklı egzoz pozisyonları için uygun egzoz açılma ve kapanma avansları belirlenerek üretilecek motor parametreleri netlik kazanacaktır.

KAYNAKLAR

1. Gün, F., 2006. Değişken Supap Zamanlamasının Motor Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 84 s.
2. 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, Karabük, 34 s.
3. Safgönül B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., Soruşbay, C., 2013. İçten Yanmalı Motorlar. Birsan Yayınevi, 218 pp.
4. Akbaş, A., Çınar, C., & Sekmen, Y. (2011). Buji İle Ateşlemeli Motorlarda Değişken Supap Zamanlamasının Performansa Etkileri Üzerine Deneysel Bir Araştırma. **Pamukkale University Journal of Engineering Sciences**, 7(1).
5. Asai, M., Kurosaki, T., & Okada, K. (1995). Analysis On Fuel Economy Improvement And Exhaust Emission Reduction In A Two-Stroke Engine By Using An Exhaust Valve (No. 951764). SAE Technical Paper.
6. Zhang, Y., Zhao, H., Ojapah, M., & Cairns, A. (2013). CAI Combustion Of Gasoline And Its Mixture With Ethanol In A 2-Stroke Poppet Valve DI Gasoline Engine. *In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (pp. 67-81). Springer Berlin Heidelberg.
7. Nakano, M., Sato, K., & Ukawa, H. (1990). A Two-Stroke Cycle Gasoline Engine With Poppet Valves On The Cylinder Head (No. 901664). SAE Technical Paper.
8. Ukawa, H., Nakano, M., & Sato, K. (1993). A Two-Stroke Cycle Engine with Poppet Valves in the Cylinder Head-Part III: An Application of Gaseous Fuel Direct Injection System (No. 930983). SAE Technical Paper.
9. Sato, K., Ukawa, H., & Nakano, M. (1992). A Two-Stroke Cycle Gasoline Engine with Poppet Valves in the Cylinder Head-Part II (No. 920780). SAE Technical Paper.

10. Yang, X., Okajima, A., Takamoto, Y., & Obokata, T. (1999). Numerical Study of Scavenging Flow in Poppet-Valved Two-Stroke Engines (No. 1999-01-1250). SAE Technical Paper.
11. Li, Z., He, B. Q., & Zhao, H. (2014). The Influence of Intake Port and Pent-Roof Structures on Reversed Tumble Generation of a Poppet-Valved Two-Stroke Gasoline Engine (No. 2014-01-1130). SAE Technical Paper.
12. Dalla Nora, M., & Zhao, H. (2015). High Load Performance And Combustion Analysis Of A Four-Valve Direct Injection Gasoline Engine Running In The Two-Stroke Cycle. **Applied Energy**, **159**, 117-131.
13. Dalla Nora, M., Lanzanova, T. D. M., & Zhao, H. (2016). Effects Of Valve Timing, Valve Lift And Exhaust Backpressure On Performance And Gas Exchanging Of A Two-Stroke GDI Engine With Overhead Valves. **Energy Conversion and Management**, **123**, 71-83.
14. 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.
15. 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.
16. Boretti, A., Osman, A., & Aris, I. (2011). Direct Injection Of Hydrogen, Oxygen And Water In A Novel Two Stroke Engine. **International journal of hydrogen energy**, **36**(16):10100-10106.
17. Tribotte, P., Ravet, F., Dugue, V., Obernesser, P., Quechon, N., Benajes, J., ... & De Lima, D. (2012). Two Strokes Diesel Engine-Promising Solution to Reduce CO2 Emissions. **Procedia-Social and Behavioral Sciences**, **48**:2295-2314.
18. Boretti, A., & Scalzo, J. (2013). A Novel Hydrogen Engine One Litre Two Stroke Delivering Top Power 110 Kw And Brake Efficiency 36% Within The 25 Kg Total Weight Constraints. **International Journal of Hydrogen Energy**, **38** (28):12481-12488.

19. Şalfun, R., “Effects of Cam Profiles on Performance of Internal Combustion Engine for the Development of Locally Manufactured Diesel Engine”, M.Sc.Thesis, M.E.T.U., Ankara, 82-83 (1966).
20. Arslan, R., Sürmen, A., Avcı, A., “Dizel Motorlarında Supap Zamanlamasının Volumetrik Verim Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, 5 nci Yanma Sempozyumu, Bursa, 299-311 (1997)
21. Dresner, T., Barkan, P. 1989. A Review and Classification of Variable Valve Timing Mechanisms, SAE Paper, No: 890674.
22. Akgün, F., 2006. Buji ile ateşlemeli bir motorda Supap Zamanlaması değişiminin Performansa ve egzoz emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 102 s.
23. Bulut, S., Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, bilgibankasi.iskav.org.tr, (Erişim tarihi: Kasım 2016).
24. Fluent Incorporated. FLUENT User's Guide Version 6.1, 2003
25. Petrova, N. (2015). Turbulence-Chemistry Interaction Models For Numerical Simulation Of Aeronautical Propulsion Systems (Doctoral dissertation, Ecole Polytechnique).
26. Fluent 6.3 User's Guide, 2006. Fluent Incorporated, Centerra Resource Park, 10. Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA
27. Johansen, L. C. R., 2010. Rans Simulation of Oxy-Natural Gas Combustion. Aalborg University, Yüksek Lisans Tezi, Aalborg, 90 s.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Esenay ARSLAN

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 02.11.1988, KAYSERİ

Tel: +90 537 590 41 38

E-mail: arslanesenay@gmail.com

Yazışma Adresi: Fevzi Çakmak Mahallesi Müftüoğlu Sokak Gökçen Apt. 8/9

38020 Kocasinan/KAYSERİ

EĞİTİM

Lisans: Erciyes Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine Mühendisliği / 2013

İŞ DENEYİMLERİ

2013 -2015 Şahittin Aydemir Enerji Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti./ Makine Mühendisi

2015-Halen Isısan Isı San. Tic. A.Ş./ Makine Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce