



Investigation of the effects of propane usage at different ratios and start of combustion time on performance, emission, and in-cylinder combustion characteristics in converting a diesel engine to a reactivity-controlled compression ignition

Fatih Aktaş*^{ORCID}, Nuri Yücel^{ORCID}

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Gazi University, 06570, Ankara, Türkiye

Highlights:

- Propane-diesel combustion characteristics
- Combustion improvement by adding propane
- Better performance than diesel usage

Keywords:

- RCCI
- Dual Fuel
- Propane
- Combustion analysis
- Avl Boost

Article Info:

Research Article
Received: 23.10.2022
Accepted: 18.04.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1193551

Acknowledgement:

I would like to thank AVL LIST GmbH for providing the AVL Boost software within the scope of the University Partnership Program and Türk Traktör Ziraat Makineleri A.Ş for providing the necessary information about the engine. This work has been supported by Gazi University Scientific Research Projects Coordination Unit under grant number 06/2019-15.

Correspondence:

Author: Fatih Aktaş
e-mail:
fatihaktas@gazi.edu.tr
phone: +90 312 582 3454

Graphical/Tabular Abstract

One of the most critical parameters in internal combustion engine studies is optimizing the start of combustion time. When Figure A was examined, it was seen that -6°CA ATDC is optimum for power and specific fuel consumption. The power and specific fuel consumption at -6°CA ATDC start of combustion time showed 10% and 11.14% better performance than pure diesel use (for $+0^{\circ}\text{CA}$ ATDC start of combustion time), respectively.

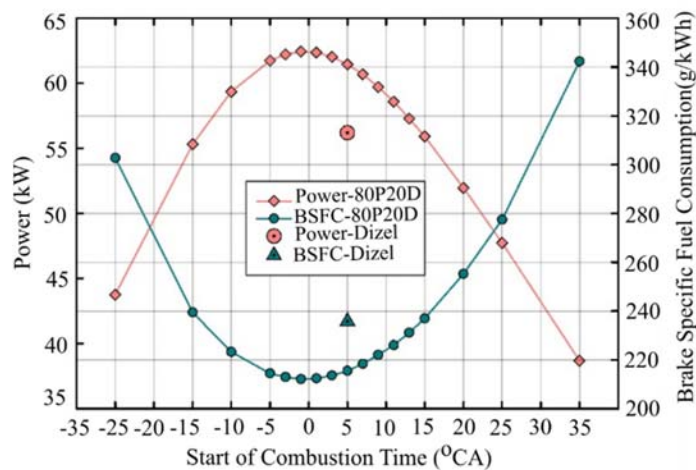


Figure A. Effect of the different start of combustion time on power and specific fuel consumption

Purpose: In this study, the application of propane gas, which is an alternative to diesel fuel and has a broad distribution line in our country, to a dual-fuel RCCI engine using propane-diesel was investigated.

Theory and Methods: Experimental data from the full-load diesel combustion regime were used to validate the numerical model using the 0/1-dimensional AVL Boost program. Vibe 2-Zone combustion model was used during the validation studies. The effects of the use of propane at different rates in the designed system on performance, maximum in-cylinder temperature, and pressure, as well as emission values at all speed ranges (1000-2300 rpm) were investigated. Afterward, the effects of different start of combustion times on performance, emissions, and in-cylinder combustion characteristics were investigated with the addition of 80% propane at 2300 rpm.

Results: As a result of the diesel validation analysis, when the performance and emission values were examined, it was seen that there was close to 94% compliance. With the addition of propane in different proportions, an 11% improvement in performance was achieved with the use of 90% propane and 10% diesel fuel, and it was observed that there was no need for the use of catalytic exhaust equipment for emission values. In addition, it was determined that the best combustion start time for performance and emission values was -6°CA ATDC.

Conclusion: It was observed that the conversion of a diesel engine to a propane-diesel dual-fuel diesel-ignition engine and optimization of the start of combustion time contributed positively to the combustion characteristics, performance, and emission values.



Dizel bir motorun reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motora dönüşümünde farklı oranlarda propan kullanımının ve yanma başlangıç zamanının performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristiklerine olan etkilerinin incelenmesi

Fatih Aktaş*^{ID}, Nuri Yücel^{ID}

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Propan-dizel yanma özellikleri
- Propan eklenerek yanma iyileştirilmesi
- Dizel yakıt kullanımına göre daha iyi performans

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 23.10.2022
Kabul: 18.04.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1193551

Anahtar Kelimeler:

RCCI,
çift yakıt,
propan,
yanma analizi,
AVL boost

ÖZ

İçten yanmalı motorlarda silindir içi yanmanın modellenmesi hala karmaşık bir konudur. Benzin veya dizel gibi geleneksel yakıtların dışındaki yakıtların performansını, yanma rejimlerini ve emisyon davranışını doğru bir şekilde tahmin etmek için daha fazla geliştirme çalışmalarına ihtiyaç vardır. Bu çalışmada, 0/1-boyutlu AVL Boost programı kullanılarak sayısal modeli doğrulamak için tam yükte dizel yanma rejimindeki deneysel veriler kullanılmıştır. Doğrulama çalışmaları sırasında Vibe 2-Zone yanma modeli kullanılmıştır. Analizler sonucunda performans ve emisyon değerleri incelendiğinde % 94'e yakın uyum olduğu görülmüştür. Dizel yanma rejiminde sayısal doğrulama yapıldıktan sonra, emme portuna propan enjeksiyonu için enjektör ilavesi ile sistemin reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) motora dönüştürülmesi sağlanmıştır. Sonrasında toplam yakıt kütlesi sabit tutularak farklı propan oranlarının kullanımının ve farklı yanma başlangıç zamanının RCCI bir motorda performans, yanma karakteristiği ve emisyon değerlerine etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak %90 propan ve %10 dizel yakıt kullanımı ile performansta %11 iyileşme sağlanırken, emisyon değerleri için de katalitik egzoz ekipmanlarının kullanımına gerek kalmadığı görülmüştür. Ayrıca performans ve emisyon değerleri için en iyi yanma başlangıç zamanının üst ölü noktadan -6 °KA sonra olduğu saptanmıştır.

Investigation of the effects of propane usage at different ratios and start of combustion time on performance, emission, and in-cylinder combustion characteristics in converting a diesel engine to a reactivity-controlled compression ignition

H I G H L I G H T S

- Propane-diesel combustion characteristics
- Combustion improvement by adding propane
- Better performance than diesel fuel usage

Article Info

Research Article
Received: 23.10.2022
Accepted: 18.04.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1193551

Keywords:

RCCI,
dual fuel,
propane,
combustion analysis,
Avl boost

ABSTRACT

Modeling of in-cylinder combustion in internal combustion engines is still a complex issue. Further development studies are needed to accurately predict the performance, combustion regimes, and emission behavior of fuels other than conventional fuels such as gasoline or diesel. In this study, experimental data in full load diesel combustion regime were used to validate the numerical model using the 0/1-dimensional AVL Boost program. Vibe 2-Zone combustion model was used during the validation studies. As a result of the analysis, when the performance and emission values were examined, it was seen that there was close to 94% compliance. After numerical verification in the diesel combustion regime, the system was converted to a reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine with the addition of an injector for propane injection to the intake port. Afterwards, the effects of the use of different propane ratios and different start of combustion times on the performance, combustion characteristics, and emission values of an RCCI engine were investigated by keeping the total fuel mass constant. As a result, with the use of 90% propane and 10% diesel fuel, an 11% improvement in performance was achieved, and it was observed that the use of catalytic exhaust equipment was not required for emission values. In addition, it has been determined that the best combustion start time for performance and emission values was -6 °CA ATDC.

1. Giriş (Introduction)

Artan nüfusun en önemli sorunlarından biri enerji kaynaklarına olan talebin artmasıdır. Günümüzde tam anlamıyla yenilenebilir enerji kaynaklarına geçiş olmadığından halen petrol ve türevleri enerji kaynakları olarak kullanılmaktadır. Ancak bu enerji kaynaklarının tükenebilir olması, fiyatlarındaki artış ve sebep oldukları hava kirliliklerinden dolayı alternatif yanma sistemleri ile birlikte alternatif yakıt arayışları da hız kazanmıştır [1-3].

Alternatif yakıt olarak etanol, metanol, dietil eter gibi sıvı yakıtlar ve nanopartikül katkılı yakıtların [4] kullanılması dışında propan, bütan, singaz, LPG ya da doğalgaz gibi gaz yakıtlar da kullanılmaktadır. Bu yakıtlar direkt olarak tek başlarına kullanılabilirdiği gibi konvansiyonel yakıtlarla da karma olarak kullanılabilir. Son zamanlarda bu alternatif yakıtlarla birlikte düşük sıcaklıkta yanma teknolojisi [5], reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI), dizel motorun buji ateşlemeli motora dönüşümü [6], kullanılan dönüşüm teknolojisi sonrası farklı yanma teknolojilerinin [7] ve farklı parametre kullanımı [8-10] gibi alternatif teknolojiler geliştirilmiştir. Güncel çalışılan bu yanma sistemleri arasında ise halen tam ticarileşmemiş RCCI yanma teknolojisi araştırma konusu, faydaları ve ticarileşme potansiyeli açısından dikkat çekmektedir. Bu yanma teknolojisinde, düşük reaktiviteli gaz yakıtın emme portundan hava ile birlikte ön karışım olarak gönderilmesi sağlanmaktadır. Yüksek reaktiviteli yakıt ise direkt olarak bu hava-yakıt karışımının üzerine püskürtülerek reaktivite ile yanma fazı ve süresi kontrollü gerçekleştirilmektedir. Çift yakıtın kullanıldığı bu yanma stratejisi ise "Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşleme" olarak tanımlanmaktadır [11].

Genellikle propan ve bütanın farklı oranda birleşimi ile oluşan sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) önemli rezervlerin olması, birçok ülkede yaygın dağıtım hattı ve kullanım alanına sahip olmasından dolayı ulaşım sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca konvansiyonel sıvı yakıtlara göre daha basit hidrokarbon yapısına sahip olması, hava ile karışımının, buharlaşmasının ve yakılmasının daha kolay olması LPG'nin tercih sebepleri arasındadır [12]. Propan da, ülkemizde yaygın dağıtım hattına sahip ve oldukça fazla kullanılan LPG'deki içeriklerinden biridir ve bütan ile birlikte ya da ayrı ayrı yakıt olarak kullanılmaktadır. Propanın bahsedilen özelliklerinin yanı sıra sahip olduğu yüksek oktan sayısı ile vuruntuya olan direnci, yüksek alt ısı değerine sahip olması gibi özellikleri de RCCI motorlarda kullanım kolaylığı sağlamaktadır. Ayrıca propanın yakıt olarak kullanımında motor bloğunda ya da yanma odasında herhangi bir değişikliğe gerek kalmamaktadır [13].

(Ngang ve Abbe, [14]), dizel yakıt kullanan motoru LPG-dizel çift yakıtla çalışan sisteme dönüştürerek farklı oranda LPG ilavesinin performans, emisyon ve yanma karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Artan LPG ilavesi ile birlikte performansta, HC ve NO_x emisyonlarında iyileşme olduğu saptanmıştır. (Chu vd. [15]) tam yük altında ve düşük devirde propan-dizel çift yakıt kullanan bir motorda dizel enjeksiyon zamanı, propan oranı ve EGR oranı için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Yapılan optimizasyon çalışması sonrasında gaz yakıt olarak %80 propan oranı %95'e kadar geliştirilebilmiştir. Sonuç olarak performansta artış sağlanırken, NO_x ve is emisyonu azalmıştır. (Özcan, [16]) dizel bir araçta LPG-dizel çift yakıt dönüşümü sağlayarak yol koşullarında emisyon ve performans testleri gerçekleştirmiştir. Direkt olarak hiçbir parametre ile oynamadan gerçekleştirilen dönüşüm sonrasında motor performansında ve yakıt tüketiminde iyileşme sağlanmıştır. CO ve HC emisyonları ise artmıştır. (Ayдын, [17]) tek silindri dizel bir motorda püskürtme avansı, süresi ve yakıt basıncının dizel-LPG yakıt kullanımının etkileri araştırmıştır. LPG-dizel kullanımında LPG ilavesi arttıkça,

efektif verimde %2 artış sağlanırken CO emisyonu %30, HC emisyonu %20, is emisyonu ise %75 azalmıştır. NO_x ise %4 artmıştır. (Kang, [18]) yaptığı çalışmada dizel ve propan çift yakıt kullanan sistemde yanmanın iyileştirilmesi ve farklı yanma odası şeklinin emisyon değerlerine etkilerini araştırmışlardır. Deneyler düşük yük ve hızlarda propan oranı, dizel enjeksiyon zamanı ve EGR oranının değişimi ile birlikte farklı yanma odası tasarımının emisyon etkileri araştırılmıştır. Dizel enjeksiyon zamanının bir noktaya kadar ileriye alınması ile performans artarken, NO_x emisyonu ise azalmıştır. Propan ilavesi ile is emisyonu azalırken, HC ve CO emisyonları artmış, NO_x emisyonunda ise fazla bir değişim olmamıştır. Artan EGR oranı ise is emisyonu azaltmıştır. Ayrıca tasarlanan yeni piston geometrisi ile kurum ve vuruntu değerleri dizel yanmaya göre %90 azalmıştır. (Çavgun, [19]) %75 yükte %5-%40 LPG ilavesinin performansa, yanma karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına etkilerini farklı sıkıştırma oranları için araştırmıştır. Ticari sıkıştırma oranında LPG ilavesi ile silindir içi basınç, ısı salınımı ve ortalama gaz sıcaklığı azalmıştır. Sıkıştırma oranının artırılması ile silindir içi basınç, ısı salınım oranı ve ortalama gaz sıcaklığı ise artmıştır. CO emisyonu ise artan sıkıştırma ve LPG oranının ile artış göstermiştir. (Brijesh vd. [20]) yaptıkları çalışmada dizel bir motora %10 ile %40 arasında LPG ilavesinin performansa ve emisyon etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak %10 oranında LPG eklenmesinin partikül madde, NO_x ve CO düşürerek en uygun oran olduğu sonucuna ulaşmışlardır. (Ayдын ve Ayдын, [21]) yaptıkları çalışmada dizel jeneratör motoru emme manifoldundan ikincil bir enjeksiyon yardımı ile LPG ilavesinin performans, yanma karakteristiği ve emisyon davranışlarına etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak ilgili motorda %55 LPG ilavesinden sonra vuruntu meydana geldiği saptanmıştır. Ayrıca artan LPG ilavesi ile silindir içi basınç, ısı salınımı ve sıcaklığının arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Bu çalışma kapsamında da dizel yakıtı bir alternatif olan ve ülkemizde geniş dağıtım hattına sahip propan gazının, propan-dizel kullanan çift yakıtlı RCCI motora uygulanması araştırılmıştır. Kurgulanan sistemde farklı oranlarda propan kullanımının tüm hız aralıklarında (1000-2300 devir/dakika) performans, silindir içi maksimum sıcaklık ve basınçla beraber emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Sonrasında ise 2300 devir/dakika'da %80 propan ilavesinde farklı yanma başlangıç zamanlarının performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir.

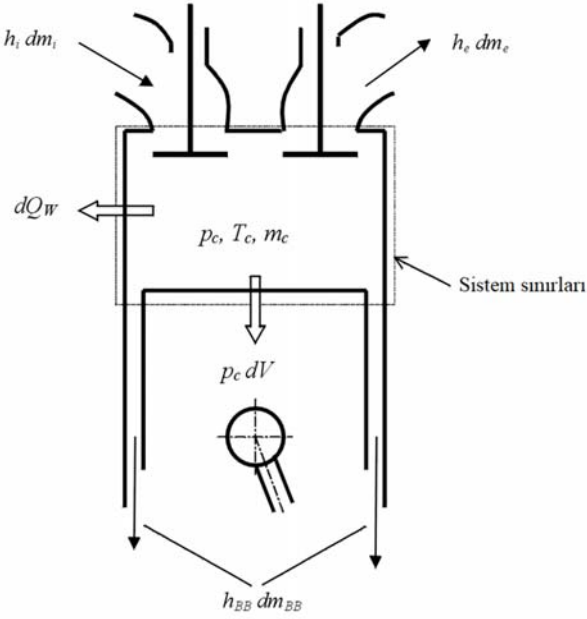
2. Teorik Altyapı ve Simülasyon Modeli (Theoretical Background and Simulation Model)

Bu bölümde kullanılan 0/1 boyutlu programın temel korunum, yanma ve ısı transferi denklemleri ile birlikte simülasyon ile ilgili temel teorik bilgiler verilmiştir.

2.1. Korunum Denklemleri (Conservation Equations)

Termodinamiğin birinci kanunu, pistonun çalışması, yakıtın yanmasından kaynaklanan ısı salınımı, silindir duvarı, piston kafası - piston, emme ve egzoz valflerinden kaynaklı entalpi akışı ve kartere olan entalpi akışı değerlendirilerek termodinamik durumu hesaplamak için kullanılmıştır. Şekil 1'de bahsedilen akış gösterilmiştir. Termodinamiğin birinci kanununa göre silindir içi termodinamik hal hesabı Eş. 1'deki gibidir:

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h - q_{evf} \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (1)$$



Şekil 1. Silindir içi enerji dengesi (In-cylinder energy balance) [21]

Eş. 1’de, $\frac{d(m_c u)}{d\alpha}$ silindir içerisindeki iç enerji değişimini, $-p_c \frac{dV}{d\alpha}$ piston tarafından yapılan işi, $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ yakıttan sağlanan enerjiyi, $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ duvarlardan olan ısı kayıplarını, $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank tarafına geçen entalpiyi, dm_i silindir içerisine emme manifoldundan geçen kütle, dm_e egzoz manifoldundan ayrılan kütle, h_i ve h_e giren ve çıkan kütlerle oluşan entalpileri, q_{ev} yakıtın buharlaşma ısısını, f silindirden ayrılan buharlaşma ısı oranını ve m_{ev} ise buharlaşan yakıt kütle miktarını temsil etmektedir. Silindir içerisindeki kütle değişimi ise sistem sınırlarından giren ve çıkan kütle dengesinde Eş. 2’deki gibi hesaplanır:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{d\alpha} \quad (2)$$

Eş. 2’de, $\frac{dm_c}{d\alpha}$ silindirdeki kütle miktarının değişimini, $\frac{dm_i}{d\alpha}$ sisteme emme manifoldundan giren kütle miktarını, $\frac{dm_e}{d\alpha}$ sistemden egzoz manifoldundan çıkan kütle miktarını, $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank bölgesine geçen toplam kütle miktarını, m_{ev} buharlaşan yakıt miktarını göstermektedir. Eş. 1’de yüksek basınç döngüsü için termodinamiğin birinci yasası, yakıt ısı girdisi, silindirdeki iç enerji değişiminin pistonun yaptığı iş toplamının, duvar ısı kayıpları ve kartere geçen entalpi kayıplarının toplamına eşittir.

2.2. Silindir İçi Isı Transferi (In-cylinder Heat Transfer)

Yanma odasının duvarlarına (silindir gömleğine, pistonu ve silindir kafasına) olan ısı transferi Eş. 3’teki gibi hesaplanır.

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (3)$$

Eş. 3’te, Q_{wi} duvar ısı geçişini, A_i yüzey alanını, α_w ısı transfer katsayısını, T_c silindirdeki gaz sıcaklığını, T_{wi} duvar sıcaklığını göstermektedir. Silindir gömleğindeki sıcaklık dağılımı ise pistonun üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) arasındaki eksenel sıcaklık değişimi yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$T_L = T_{L,ÜÖN} \frac{1-e^{-cx}}{xc} \quad (4)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L,ÜÖN}}{T_{L,AÖN}} \right) \quad (5)$$

Eş. 4 ve Eş. 5’te, T_L gömlek sıcaklığını, $T_{L,ÜÖN}$ üst ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, $T_{L,AÖN}$ alt ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, x ise piston konumunun fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Isı transfer katsayısı α_w ’nin hesaplanması için Woschni modeli kullanılmıştır.

Yüksek basınç çevrimi için 1978 yılında önerilen Woschni modeli Eş. 6’daki gibi özetlenmiştir.

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_D T_{c,1}}{p_{c,1} V_{c,1}} (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (6)$$

Eş. 6’da, $C_1 = 2,28 + \frac{0,308 c_u}{c_m}$ dir. c_u çevresel hızı, c_m ise ortalama piston hızını göstermektedir. C_2 sabiti ise dizel motor çalışmalarında 0,00324 kabul edilmektedir. D indisi silindir çapını, V_D indisi silindir başına yer değiştirme hacmini, $p_{c,0}$ indisi soğuk çevrimdeki silindir basıncını, $T_{c,1}$ indisi emme supabı kapalı iken silindir sıcaklığını, $p_{c,1}$ indisi ise emme supabları kapalı iken basınç değerini göstermektedir.

2.3. Yanma Modeli (Combustion Model)

Kullanılan 0/1-boyutlu AVL Boost programı, seçimi kullanıcıya bırakılan arka planda tanımlı farklı yanma modelleri ile ısı salınım oranlarını doğru bir şekilde hesaplamaya çalışmaktadır. Programın teorisi ve kullanıcı rehberi ile ayrıca yapılan diğer çalışmalar incelendiğinde dizel çevrimlerde Vibe 2-Zone ve MCC modeli kullanıldığı görülmektedir. Bu çalışma kapsamında ise Vibe-2 Zone yanma modeli tercih edilmiştir.

Vibe 2-Zone yanma modelinde, ısı salınımı oranı ve yanmış kütle oranı bir fonksiyon ile belirlenir. Ancak yanmış ve yanmamış kütlelerin aynı sıcaklığa sahip olduğu varsayımı geçersizdir. Bunun yerine, termodinamiğin birinci yasası sırasıyla yanmış kütle ve yanmamış kütleyle uygulanır.

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W_b}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (7)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W_u}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (8)$$

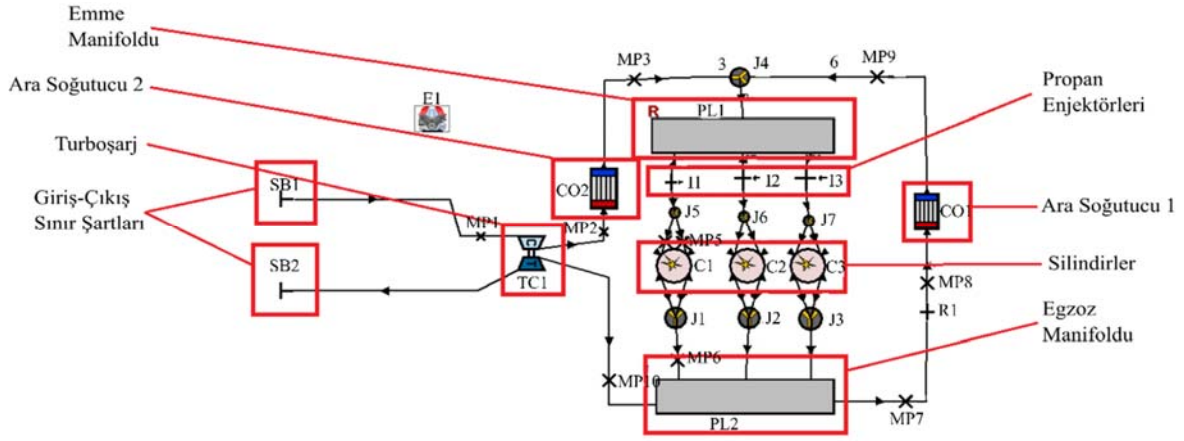
Eş. 7 ve Eş. 8’de; b indisi yanmış, u indisi yanmamış bölgeyi ifade ederken, $h_u \frac{dm_b}{d\alpha}$ çarpımı ise yeni bir karışımın yanma ürünlerine dönüştürülmesinden kaynaklı yanmamış bölgeden yanmış bölgeye olan entalpi geçişini ifade eder. İki bölge arasındaki ısı geçişi ihmal edilir. Ayrıca, hacim değişikliklerinin toplamı silindir hacmi değişikliğine ve bölge hacimlerin (yanmış ve yanmamış) toplamı silindir hacmine eşit olmalıdır.

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (9)$$

$$V_b + V_u = V \quad (10)$$

2.4. AVL Boost Programı ile Motor Simulasyonu (Engine Simulation with AVL Boost Program)

Yapılan çalışmada, analizi gerçekleştirilen üç silindirli dizel motor, AVL Boost ticari yazılımı ile 0/1 boyutlu olarak modellenmiştir. Kullanılan modeldeki motorun tüm bileşenleri ve bağlantıları Şekil 2’de motor özellikleri ise Tablo 1’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Ön karışimli propan-hava gönderilen modelin 0/1-boyutlu görüntüsü
(0/1-dimensional view of the model with propane-air premixed)

Şekil 2’de, bağlantı noktaları (1-30) her bir eleman arasında geçişi sağlamakta, plenumlar (PL1-PL2) emme ve egzoz manifoldlarını temsil etmekte, ölçüm noktaları (MP1-MP10) ile istenilen sıcaklık, basınç, emsiyon vb. değerleri alınmakta, arasoğutucular (CO1-CO2) kompresörden ve egzoz manifoldundan çıkan sıcak gazı soğutmakta, turboşarj (TC1) egzoz gazının ısısından faydalanarak silindir içerisine fazla hava beslenmesini sağlamakta, silindirler (C1-C3), sistem sınır şartlarını (SB1-SB2), egzoz gazının ne kadarının geri emme manifolduna gideceğini belirleyen sınırlayıcı (R1) ve propan enjeksiyonunun sağlayan enjektörler (I1-I3) bulunmaktadır.

Modelde “general species” tanımlaması yardımı ile farklı yakıt girdileri sağlanabilirken, bu girdilere bağlı emisyon değerlerinin alınması da sağlanmıştır. Bağlantı elemanlarından ve portlardan geçen akış, akış katsayıları ile bir boyutlu olarak analizi gerçekleştirilmektedir. Akış süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri ile çözümlenirken, sürtünme katsayısı ve duvarlara ısı transferi borular boyunca değişkenlik göstermektedir [22-23]. Yanma modeli için Vibe 2-Zone modeli, ısı transferinde ise Woschni 1978 modeli kullanılmıştır.

Tablo 1. Motor özellikleri (Engine specifications) [24]

Özellikler	Değer
Motor hacmi (cm ³)	2930
Silindir sayısı	3
Çap / Strok (mm)	104 / 115
Sıkıştırma oranı (-)	17,50
Biyel kol uzunluğu (mm)	182
Yakıt kütlesi (mg/st)	64
Enjeksiyon kütlesi	Port ve direkt enjeksiyon IVO: 28 ÜÖNö IVC: 60 AÖNs
Valf Zamanları (°KA)	EVO: 65 AÖNö EVC: 33 ÜÖNs

AVL Boost programı, gaz dinamiği denklemleri temelinde modellenen problemlere 0/1 boyutlu çözümler sunar. Bu, denklemlerin çözümlerinden elde edilen basınçların, sıcaklıkların ve debilerin boruların kesitlerindeki ortalama değerleri temsil ettiği anlamına gelir. Ayrıca motorun herhangi bir yerinde üç boyutlu etkilerden kaynaklanan kayıpları en aza indirmek için uygun akış kayıp katsayılarını belirleyerek hata payını azaltarak gerçekçi çözümler tanımlanmıştır. Programın tanımlanan koşulları çözmek için kullandığı süreklilik, enerji, ısı transferi ve yanma denklemleri önceki

bölümde verilirken momentum ve emisyon denklemleri (NO_x, CO ve THC) ve teorileri ayrıntılı olarak ilgili kaynaklarda verilmiştir [22-26].

Enjektörlerden toplam kütle 64 mg/st ve hava yakıt oranı 26,8 olacak şekilde öncelikle dizel yakıt kullanımı sonrasında ise %0-%90 arasında propan gönderilerek propan-hava karışımı üzerine dizel yakıt püskürtülmesi ve yanma başlangıç zamanının performans, yanma karakteristikleri ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Dizel yakıtın alt ısıl değeri 42,5 MJ/kg iken, propanın alt ısıl değeri 46,3 MJ/kg olarak alınmıştır.

3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

0/1 boyutlu olarak AVL Boost’da kurgulanan model, dizel yanma rejiminde elde edilen performans, silindir içi yanma ve emisyon verileri ile karşılaştırılarak doğruluğu sağlanmıştır. Ardından kütleli olarak farklı oranlarda propanın hava ile ön karışimli olarak emme manifoldundan gönderilmesi sağlanarak tüm devirler için performans ve emisyon davranışları incelenmiştir. Son olarak ise, maksimum güç değerinin elde edildiği 2300 devir/dak’da %80 propan ve %20 dizel yakıt kullanımında yanma başlangıç zamanının performans, silindir içi yanma karakteristikleri ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir.

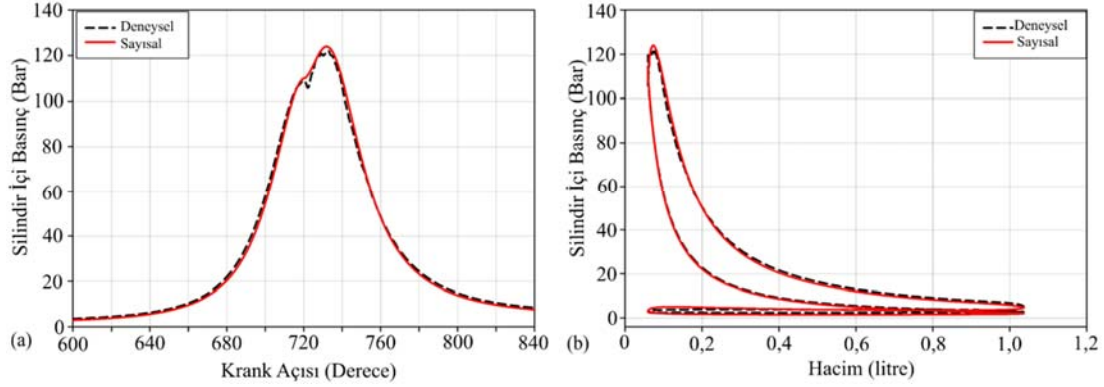
3.1. Sayısal Verilerin Doğrulanması (Validation of Numerical Data)

Oluşturulan modelin dizel yanma rejiminde 2300 devir/dakika’daki performans, silindir içi yanma karakteristikleri ve emisyon değerleri deneysel verilerle karşılaştırılmış ve doğruluğu sağlanarak bu bölümde incelenmiştir. Tüm devirlerdeki elde edilen değerlerin deneysel verilerle karşılaştırılması ise daha sonraki grafiklerde propan eklenmesi ile elde edilen şekillerle birlikte verilmiştir.

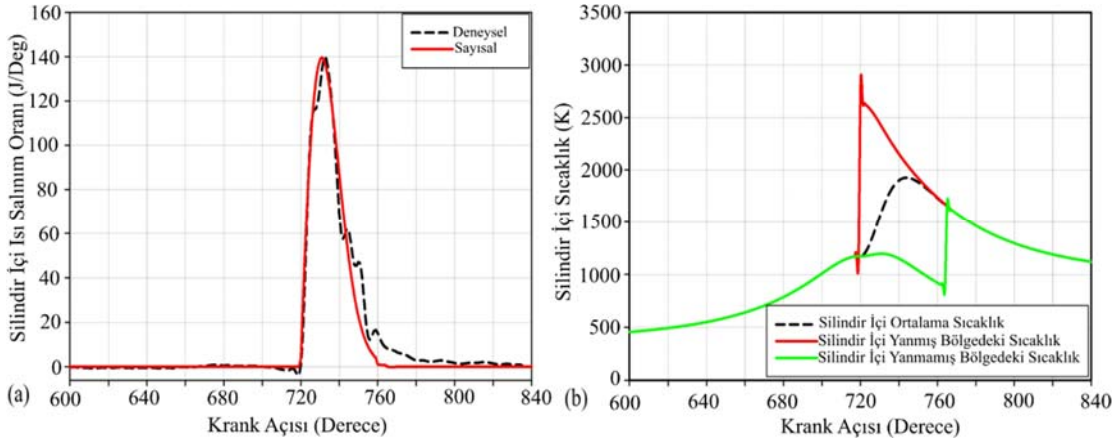
Şekil 3’de kullanılan modelin dizel yanma rejiminde 2300 devir/dakika’da ve tam yük altında silindir içi basınç verilerinin krank açısına ve hacme bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekil 3a’da silindir içi maksimum basınç değeri deneysel olarak yaklaşık 733 °KA’da 122,22 bar iken, bu değer sayısal çalışmada 732 °KA’da 123,96 bar olarak elde edilmiştir. Basınç oluşum profilinde ise deneysel veriler incelendiğinde 722 °KA’da boyun oluşumu sayısal analizlerde tam olarak sağlanamamıştır. Bunun sebebi ise hem yanma odasının sahip olduğu özel geometri hem de dizel yakıtın tam olarak temsil edilememesinden kaynaklı tutuşma gecikme süresi gösterilebilir. Sonrasında gerçekleştirilen 3 boyutlu analizlerde ise bu oluşum

benzer krank açılarındaki sağlanmıştır [24]. Elde edilen maksimum basınç değerleri kıyaslandığında ise %98,57'lik bir uyum olduğu ve kullanılan yanma modeli, sınır ve ilk şartların doğru olarak tanımlandığını göstermektedir. Şekil 3b'de elde edilen sayısal verilerin deneysel verilerle benzer P-V değerleri ve oluşum eğrilerini gösterdiği görülmektedir. Şekil 4'te ise silindir içi ısı salınım oranının deneysel verilerle karşılaştırılması ve sıcaklık dağılımı grafikleri verilmiştir. Şekil 4a incelendiğinde yanma başlangıç zamanının, maksimum ısı salınım oranının ve genel oluşum eğrisinin neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Ancak yanma odası geometrisi ve dizel yakıtın tam olarak temsil edilememesinden kaynaklı ikincil yanmalardan kaynaklı oluşan ısı salınım artışları ortaya çıkmamıştır. Şekil 4b'de ise kullanılan Vibe 2-Zone yanma modelinin de temsil ettiği yanmış, yanmamış bölgedeki ve silindir içindeki ortalama sıcaklıkları (kütle ortalamalı) gösteren grafik verilmiştir. Kullanılan Vibe 2-Zone yanma modelinde maksimum silindir içi ortalama sıcaklık 744 °KA'da 1926 K olarak elde edilmiştir. Kullanılan modelde yanma odası yanmış ve yanmamış bölge olarak ikiye ayrılarak analiz edilmektedir. Yanmış bölgedeki en fazla sıcaklık

2780 K ile 720 °KA'nda görülürken yanmamış bölgedeki en fazla sıcaklık 1653 K ile 765 °KA'da elde edilmiştir. Şekil 4b'de yanmanın başlaması ile birlikte silindir içi sıcaklık değerinde hızlı artış olduğu saptanmıştır. Dizel yanma başlangıcında ön karışımli yanma safhası etkili olarak silindir içerisindeki basınç ve sıcaklığı ani olarak yükselmesine neden olduğu görülmektedir. Bu yanma safhası dizel yakıt enjeksiyonundan sonra ve yanmanın ilk safhası olarak dizel yakıtın tutuşma sıcaklığının geçilmesi ile başlar. Ön karışımli yanma safhasından sonra difüzyon yanma safhası başlar. Bu safhada silindir içi sıcaklık başlangıçta artar ve en yüksek seviyeye ulaşır, daha sonra ısı kayıpları ile birlikte azalmaya başlar. Tablo 2'de ise tam yük altında 2300 devir/dakika'da deneysel performans ve emisyon değerlerinin sayısal değerlerle karşılaştırılması verilmiştir. Motor performansı açısından maksimum fark %1,07 ile özgül yakıt tüketiminde görülürken bu değer is emisyonunda %6,3 olarak elde edilmiştir. Genel olarak değerlendirildiğinde ise silindir içi yanma karakteristiğinde olduğu gibi performans ve emisyon değerleri açısından da kurgulanan modelin deneysel verilere oldukça yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 3. Silindir içi basınç değerlerinin a) krank açısına ve b) hacme bağlı olarak deneysel verilerle karşılaştırılması (Comparison of in-cylinder pressure values with experimental data based on a) crank angle and b) volume)



Şekil 4. Silindir içi a) ısı salınım oranının deneysel verilerle karşılaştırılması ve b) sıcaklık dağılımı (In-cylinder a) comparison of heat release rate with experimental data and b) temperature distribution)

Tablo 2. 2300 devir/dakika'da performans ve emisyon değerlerinin karşılaştırılması (Comparison of performance and emission values at 2300 rpm)

	Tork (Nm)	Güç (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Termal Verimi (%)	Fren Ortalama Efektif Basınç (bar)	Maksimum Basınç (bar)	İs (g/kWh)
Deneysel	232,08	56,56	233,20	35,49	10,04	122,22	0,0238
Sayısal	232,86	56,09	235,70	35,68	10,00	123,64	0,0253
Fark (%)	0,34	0,83	1,07	0,54	0,4	1,16	6,3

3.2. Farklı Oranda Propan Kullanımının Performans, Emisyon ve Yanma Karakteristiklerine Olan Etkileri (Effects of Using Different Ratios of Propane on Performance, Emission and Combustion Characteristics)

Önceki bölümde kurgulanan modelin 2300 devir/dakika'da silindir içi yanma karakteristikleri, performans ve emisyon değerleri açısından doğruluğu sağlandıktan sonra bu bölümde farklı oranda propan ilavesi ile propan-dizel yakıt çifti kullanımının performans, emisyon ve yanma karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir.

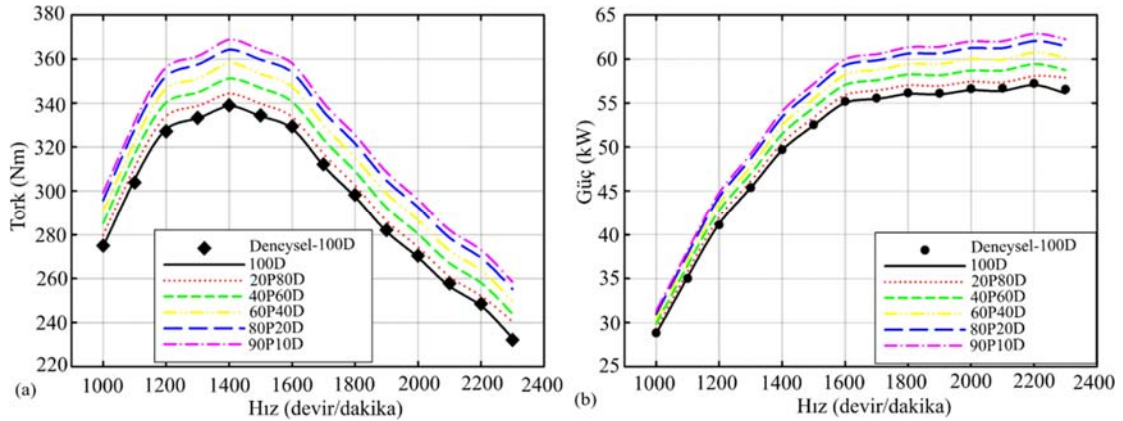
Şekil 5'te tam yük altında farklı devirlerdeki dizel yakıt kullanımının deneysel ve sayısal sonuçları ile birlikte farklı oranlarda propan katkısının sayısal olarak elde edilen tork ve güç değerlerine etkisi verilmiştir. Şekil 5a'da tam yük altında saf dizel için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar irdelendiğinde %99'un üzerinde doğruluk olduğu saptanmıştır. En fazla tork değeri 1400 devir/dak'da 339 Nm olarak elde edilirken, en fazla elde edilen farkın ise 1800 devir/dak'da %0,27 olduğu görülmektedir. Sonrasında ise propanın alt ısı değerinin yüksek olması, alev sıcaklığı ve hızının yüksek olmasından kaynaklı tüm hız değerlerinde artan propan oranı ile tork değerinin arttığı görülmekle beraber [27], artan devir sayısı ile önce tork değeri maksimum değere ulaştığı, ardından mekanik ve ısı kayıplarının artmasıyla azaldığı görülmüştür. Maksimum tork değeri artışı %11 ile 2300 devir/dak'da %90 propan - %10 dizel kullanımında görülmüştür.

Şekil 5b'de tam yük altında saf dizel için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde maksimum güç değeri 2300 devir/dakika'da 57 kW ve maksimum fark %0,83 olarak elde

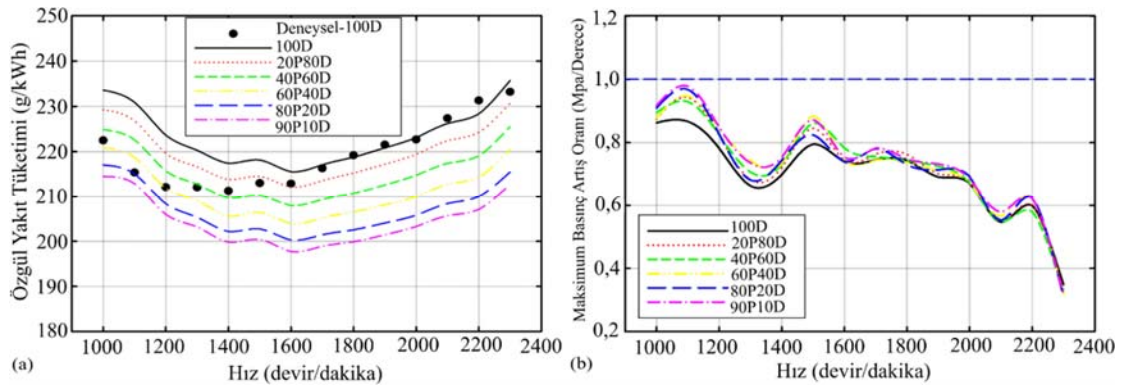
edilmiştir. 1600 devir/dakika'ya kadar gücün arttığı sonrasında ise tork değerinin azalması ancak hızın yükselmesiyle beraber sabit bir yol izlediği görülmektedir. Propan eklenmesi ile tork grafiğinde olduğu gibi artan propan oranına bağlı olarak güç değerlerinin arttığı görülmektedir. Maksimum güç artışı ise tork değerinde olduğu gibi 2300 devir/dakika'da yaklaşık %11 ile %90 propan - %10 dizel kullanımında görülmüştür.

Şekil 6'da ise tam yük altında farklı devirlerdeki dizel yakıt kullanımının deneysel ve sayısal sonuçları ile birlikte farklı oranlarda propan katkısının özgül yakıt tüketimi ve maksimum basınç artış oranına etkisi verilmiştir. Şekil 6a'da tam yük altında saf dizel için elde edilen özgül yakıt tüketim değerlerine bakıldığında deneysel ve sayısal veriler arasında uyum olduğu görülmektedir. En fazla farklılık %7,2 ile 1100 devir/dakika'da iken, genel olarak yakıt tüketim eğrisinin 210 g/kWh - 240 g/kWh arasında değiştiği saptanmıştır. Sonrasında ise propanın alt ısı değerinin dizel yakıt alt ısı değerinden yüksek olmasından kaynaklı güçteki artışla beraber, propan oranına bağlı olarak yakıt tüketim miktarının azalmasına sebep olmuştur [27]. Yakıt tüketimindeki azalma yaklaşık %9,74 ile 2300 devir/dakika'da %90 propan - %10 dizel kullanımında görülmüştür. Ayrıca 1600 devir/dakika'da yakıt tüketim değeri 200 g/kWh değerinin altına inmiştir.

Şekil 6b'de ise sayısal olarak elde edilen silindir içi maksimum basınç artış değerleri verilmiştir. Dizel bir motora doğalgaz, LPG, singaz gibi gaz yakıt ilavesi yapılırken önemli parametrelerden biri de yüksek basınç artış oranıdır [28]. Bu oranı kontrol ederek özellikle orta ve yüksek yüklerde meydana gelen vuruntuyu önlemek için gerekli



Şekil 5. Farklı oranlarda propan katkısının a) tork ve b) güç değerlerine etkisi
(Effect of propane additive in different ratios on a) torque and b) power values)



Şekil 6. Farklı oranlarda propan katkısının a) özgül yakıt tüketimi ve b) maksimum basınç artış oranına etkisi
(Effect of propane additive in different ratios on a) specific fuel consumption and b) maximum pressure rise rate)

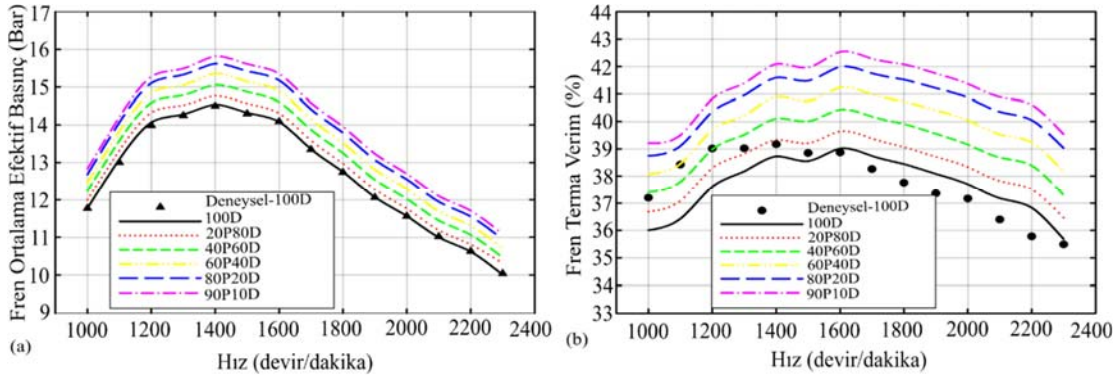
motor kalibrasyonlarının yapılması gerekmektedir. Vuruntu sınırı literatürde dizel motorlar için 1 MPa/degree [29] olarak belirlenmiştir. Bu vuruntu sınırına dikkat edildiğinde ise düşük devirlerde saf dizelde vuruntu sınırına yakın çalıştığı görülürken artan devirle beraber vuruntunun da azaldığı görülmektedir. Genel olarak ise propan ilavesinin propanın sahip olduğu yüksek alev hızından kaynaklı vuruntuyu arttırdığı görülmektedir [27, 30]. Motor devrinin artmasıyla türbülans ve sıkıştırma sıcaklığı arttığı için hem fiziksel hem de kimyasal gecikmeler azaltılabilir. Motor devri ne kadar yüksek olursa, Şekil 6b'de gösterildiği gibi daha düşük yanma gürültüsünü temsil eden yanma sırasında oluşan basınç yükselme oranını düşer. Yanma gürültüsündeki bu azalma, yanmanın düzgün bir şekilde başlamasını sağlayan ve daha düşük basınç yükselme oranı üreten hava ve gaz yakıt arasındaki iyileştirilmiş karışımla açıklanabilir [27].

Şekil 7'de farklı oranlarda propan ilavesinin fren ortalama efektif basınç (FOEB) ve fren termal verimine etkisi verilmiştir. Şekil 7a'da tam yük altında saf dizel için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde maksimum FOEB değeri doğrudan tork değerinin bir fonksiyonu olduğundan benzer davranışlar sergilediği görülmektedir. Maksimum FOEB değeri artışı %10,76 ile 2300 devir/dakika'da %90 propan - %10 dizel kullanımında görülmüştür. Şekil 7b'de ise tam yük altında saf dizel için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde %94'ün üzerinde benzerlik olduğu söylenebilir. En fazla termal verim değeri 1600 devir/dakika'da %39,02 olarak elde edilirken, maksimum farkın ise 1100 devir/dakika'da %5,2 olduğu görülmektedir. Sonrasında ise artan propan oranı ile termal verim değerinin arttığı görülmekle beraber [30, 31] artan devir sayısı ile önce termal verim değeri maksimum değere ulaşmış sonrasında

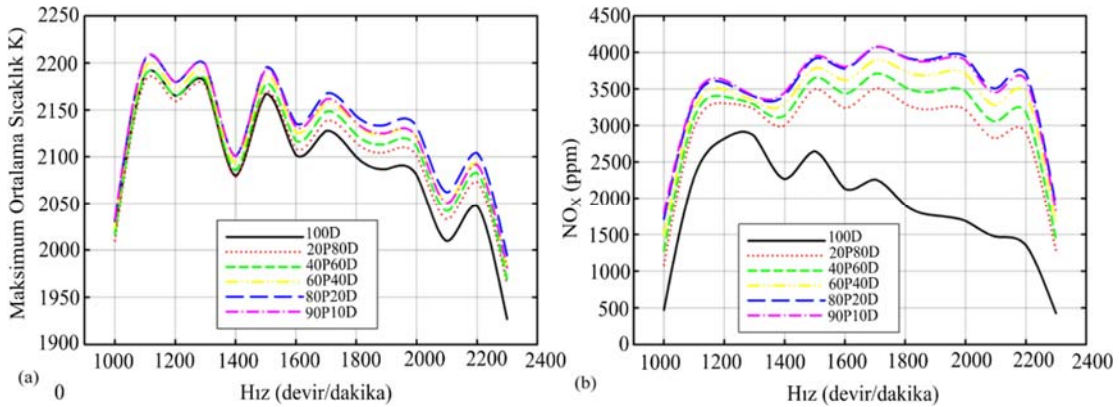
mekanik ve ısı kayıpların artmasıyla torktaki düşüşle birlikte verimin de azaldığı görülmüştür. Maksimum verim değeri artışı %11 ile 2300 devir/dakika'da %90 propan - %10 dizel kullanımında görülmüştür.

Şekil 8'de farklı oranlarda propan katkısının maksimum ortalama sıcaklık ve NO_x emisyon değerlerine etkisi verilmiştir. Şekil 8a'da propanın altı ısı değeri, alev sıcaklığı ve hızının dizel yakıtı göre yüksek olmasına bağlı olarak artan propan oranıyla silindir içi ortalama sıcaklık değerlerinin arttığı görülürken, artan devirle beraber yanma için yeterli sürenin sağlanamamasından kaynaklı sıcaklığın düşüş eğilimine girdiği görülmektedir. Şekil 8b'de ise sıcaklıkla doğrudan ilişkili olan NO_x emisyonunun davranışı gözükmemektedir. NO_x emisyonu genel olarak artan propan oranı ile arttığı görülürken nominal çalışma aralığında neredeyse sabit kalmıştır. Literatürde yapılan benzer çalışmalarda da propan eklenmesi ile dizel yakıtı göre NO_x emisyon değerlerinde artış gözlenmiştir [31, 32]. Benzer şekilde hızın artması ile genel olarak artan bir eğilim içerisinde olması rağmen 2200 devir/dakika'dan sonra azalma eğilimine girmiştir ancak elde edilen değerler tüm propan katkısı için saf dizele göre yüksektir. Düşük ve yüksek hızlarda ise NO_x değerinin daha düşük olduğu görülmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi propanın sahip olduğu yüksek altı ısı değer, alev hızı ve alev sıcaklığı bu oluşumda baskın gelmiştir.

Sıcaklığın doğrudan etki ettiği bir başka emisyon ise is emisyonudur. Şekil 9'da is emisyonunun genel davranışı görülmektedir. Artan propan oranına bağlı olarak tüm devirlerde silindir içi sıcaklığın yükselmesi ve azalan dizel yakıt ile difüzyon alevinin azalması is emisyonunun azalmasına sebep olmuştur. Benzer şekilde artan devir sayısı ile de is emisyonu seviyesi genel olarak düşmüştür. %80 propan ve üzerinde

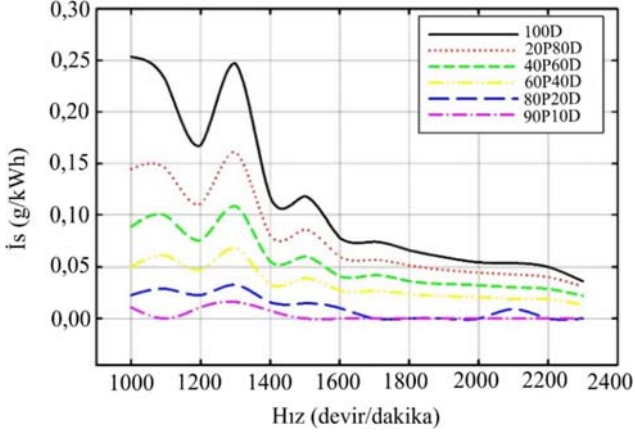


Şekil 7. Farklı oranlarda propan katkısının a) fren ortalama efektif basınç ve b) fren termal verimine etkisi (The effect of propane additive in different ratios on a) brake mean effective pressure and b) brake thermal efficiency)



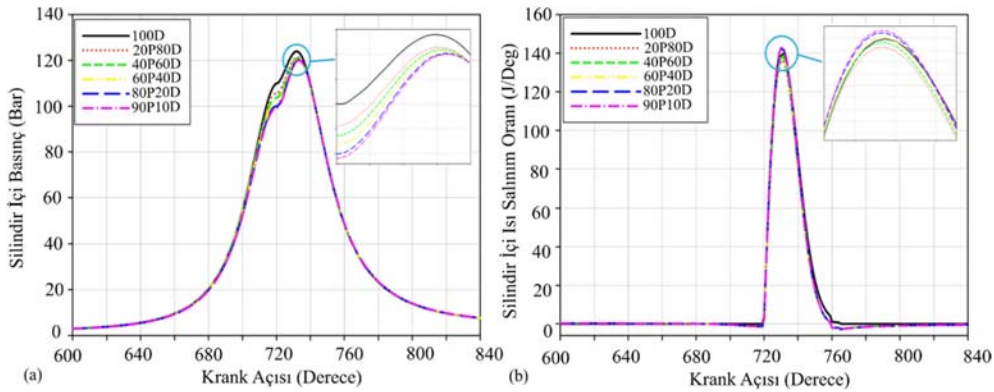
Şekil 8. Farklı oranlarda propan katkısının a) maksimum ortalama sıcaklık ve b) NO_x emisyon değerlerine etkisi (Effect of propane additive in different ratios on a) maximum average temperature and b) NO_x emission values)

propan kullanımında ise neredeyse tüm devirlerde Stage IIIB norm değeri olan 0,025 g/kWh değerinin sağlandığı görülmektedir. Yüksek yük ve devir çalışmalarında artan propan oranı ile is emisyonlarının azaldığı görülmekle beraber tüm oranlarda dizel yakıttan daha az is emisyonu oluşumu tespit edilmiştir [31, 32].

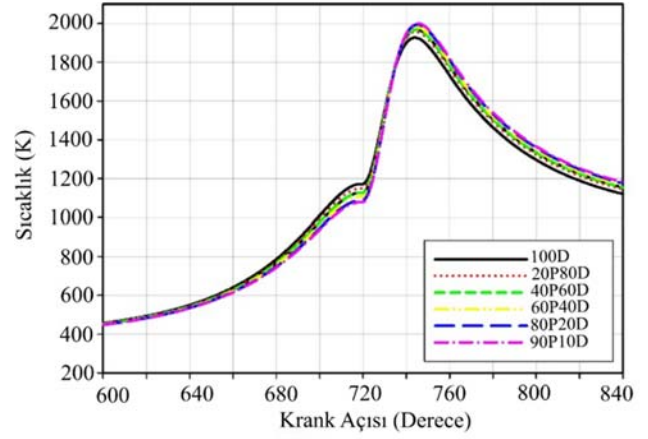


Şekil 9. Farklı oranlarda propan katkısının is emisyonlarına etkisi (Effect of propane additive at different rates on soot emissions)

Şekil 10'da ise 2300 devir/dakika'da tam yük altında farklı oranlarda propan katkısının silindir içi basınç ve ısı salınım oranlarına etkisi verilmiştir. Şekil 10a'da piston üst ölü noktada (ÜÖN) iken dizel çevrimin sahip olduğu basınç en fazla gözükmektedir. Dizel çevrimde yanma odasına hava gönderilirken, propan kullanılan sistemde yanma odasına propan-hava karışımı gönderilmektedir. Propan-hava karışımının özgül hacminin saf havadan daha büyük olmasından dolayı da piston ÜÖN'da iken elde edilen silindir içi basıncın saf dizel kullanılan çevrime göre daha düşük olmasına sebep olmuştur. Sonrasında ise propanın alev hızı ve sıcaklığı yüksek olmasına rağmen yeterli zamanı bulamadığından maksimum silindir içi basınç dizel basınçtan daha düşük çıkmıştır. Literatürde de yüksek devir ve yükte propan eklenmesi ile dizel yakıttan elde edilen silindir içi basıncın daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır [32]. Düşük yük ve devirde gerçekleştirilen çalışmada ise propan eklenmesiyle silindir içi basınç artarken ısı salınım değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir [33]. Şekil 9b'de ise farklı oranlarda propan katkısının silindir içi ısı salınım oranına olan etkisi verilmiştir. %80 ve %90 propan ilavesinde az da olsa maksimum ısı salınım oranlarının dizele göre yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 11'de ise silindir içi sıcaklık değerleri verilmiştir. Propanın sahip olduğu yüksek alev sıcaklığı ile birlikte artan propan oranı da silindir içi sıcaklık değerlerinin yükselmesine sebep olmuştur.



Şekil 10. 2300 devir/dakikada farklı oranlarda propan katkısının a) silindir içi basınç ve b) ısı salınım oranlarına etkisi (The effect of propane additive at different rates at 2300 rpm on a) in-cylinder pressure and b) heat release rates)



Şekil 11. 2300 devir/dakika'da farklı oranlarda propan katkısının silindir içi sıcaklık değerlerine etkisi (The effect of propane additive at different rates at 2300 rpm on in-cylinder temperature values)

3.3. Yanma Başlangıç Zamanının Performans, Emisyon ve Yanma Karakteristiklerine Etkileri

(Effects of Start of Combustion Time on Performance, Emission and Combustion Characteristics)

Bu bölümde ise tam yük altında 2300 devir/dakika'da %80 propan ve %20 dizel karışımının, kullanılan yanma modelinin de etkisiyle dizel enjeksiyon zamanının yerine direkt olarak farklı yanma başlangıç zamanlarının performans, emisyon ve yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir.

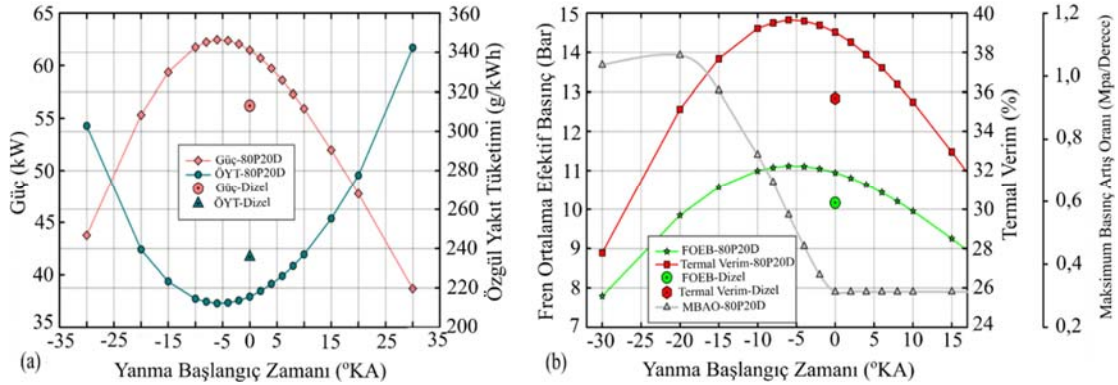
Şekil 12'de farklı yanma başlangıç zamanının güç, özgül yakıt tüketimi, fren ortalama efektif basınç, termal verim ve maksimum basınç artış oranı üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 12a ve 12b beraber incelendiğinde -6 °KA ÜÖNs değeri için güç, özgül yakıt tüketimi, fren ortalama efektif basınç ve termal verim için optimum olduğu görülürken maksimum basınç artış oranı ise 0,557 MPa/derece olarak tespit edilmiştir. -6 °KA ÜÖNs yanma başlangıcı zamanında elde edilen güç, özgül yakıt tüketimi, fren ortalama efektif basınç ve termal verim değerleri ise saf dizel kullanımına (+0 °KA ÜÖNs yanma başlangıç zamanı için) göre sırasıyla %10, %11,14, %8,16 ve %10,03 daha iyi bir performans göstermiştir. Performanstaki bu artış optimize edilen yanma başlangıç zamanının yanı sıra propanın sahip olduğu yüksek alt ısıl değer, alev hızı ve sıcaklığı ile de ilgilidir. Genel olarak ise optimum noktadan önce yanma başlangıcı sıkıştırma stroğu boyunca pistonu karşı iş yaparak ya da aşırı geciktirilmiş yanma

başlangıcı ise yanma için yeterli zamanının sağlanamaması ile benzer eğilimler göstererek yanmanın kötüleşmesi ve performansta azalmaya sebep olmuştur. Önceki bölümde dizel bir motorda gaz yakıt kullanımında en önemli parametrelerden birinin maksimum basınç artış oranı olduğu söylenmişti. Şekil 12b incelendiğinde -15°KA 'nda vuruntu sınırı olarak tanımlanan MPa/derece 'ye yakın olduğu ve erken yanmanın aşırı vuruntuya sebep olabileceği söylenebilmektedir.

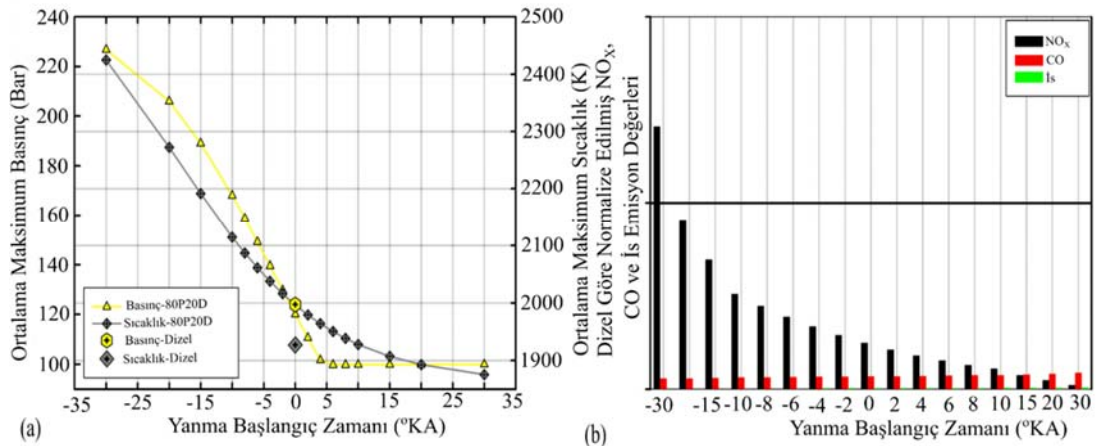
Şekil 13'te ise farklı yanma başlangıç zamanının ortalama maksimum basınç, sıcaklık ve dizel yakıtı göre normalize edilmiş emisyon değerleri üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil 13a'da yanma başlangıç zamanının ortalama maksimum basınç ve sıcaklık değerlerine olan etkileri görülmektedir. Genel olarak yanma zamanının geciktirilmesi ve genişleme stroğuna geçmesiyle ani silindir içi basınç yükselişinin ve buna bağlı olarak da maksimum basınç değerinin azaldığı görülmektedir. Benzer şekilde yanma zamanının geciktirilmesi ile silindir içi ortalama sıcaklık değerinin düştüğü görülmüştür. Propanın alt ısı değerinin yüksekliğinden kaynaklı olarak $+0^{\circ}\text{KA}$ ÜÖNs'da referans dizel yanma rejimine göre, hem silindir içi basınç hem de sıcaklık değerleri daha yüksek elde edilmiştir. Şekil 13b'de ise yanma başlangıç zamanının emisyon değerlerine etkisi görülmektedir. Buradaki emisyon değerleri $+0^{\circ}\text{KA}$ ÜÖNs dizel yanma rejimine göre normalize edilmiştir. $+0^{\circ}\text{KA}$ ÜÖNs'da propanın silindir içi sıcaklığının dizel sıcaklığına göre yüksek olmasına rağmen NO_x değerleri yaklaşık %75 daha düşük çıkmıştır. Propanın ön karışımı

olarak gönderilmesi, propanın sahip olduğu kimyasal yapının ve NO_x oluşum mekanizmasının dizel yakıtı göre daha basit olmasından dolayı NO_x emisyonları dizel rejime göre azalmıştır. Ayrıca -30°KA ÜÖNs kranks açısına kadar tüm bölgelerde NO_x oluşumu dizel yakıt kullanımına göre daha düşük kalmıştır. Bunun sebebi dizel yakıt yerine daha fazla oranda propan kullanımı ve difüzyon alev oluşumunun azalması gösterilebilir. Genel olarak ise yanma başlangıç zamanının geciktirilmesi ile silindir içi sıcaklık değerleri azalmış buna bağlı olarak da NO_x emisyon değerleri düşmüştür. Is emisyonları ise propanın basit hidrokarbonlu olması ve homojen karışım oluşması sonucunda neredeyse gözlenmemiştir. CO emisyon değerleri de benzer şekilde oldukça düşük şekilde gözlenirken genel olarak yanma başlangıç zamanının artırılması ile artış görülmüştür.

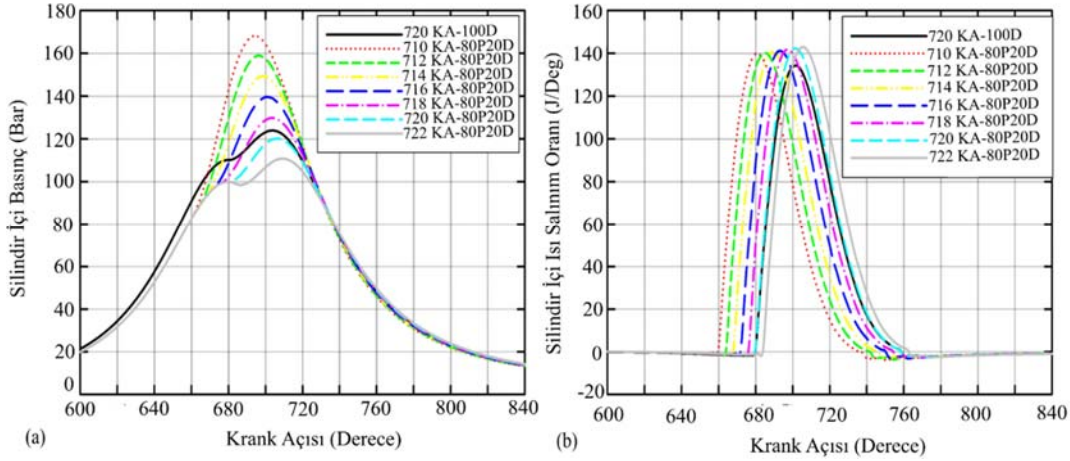
Şekil 14'te farklı yanma başlangıç zamanının silindir içi basınç ve ısı salınım oranlarına etkisi verilmiştir. Şekil 14a'da yanma zamanının öne alınmasıyla beklenildiği gibi [34, 35] maksimum basıncın oluştuğu nokta da önde oluşarak maksimum basınç artış oranının da artmasıyla silindir içi basınç değerlerinin de arttığı görülmüştür. Ayrıca yanma başlangıç zamanının öne alınması silindir içi basıncın üst ölü noktadan önce yükselmesine sebep olarak pistonun yukarı doğru hareketine karşı iş yaparak kranks milinden elde edilen gücün düşmesine sebep olmaktadır. Aksine yanma başlangıç zamanının çok geciktirilmesi ise tepe silindir basıncının genişleme stroğunda oluşmasına sebep olarak hem tepe basıncı hem de piston üzerinde



Şekil 12. Farklı yanma başlangıç zamanının a) güç, özgül yakıt tüketimi ve b) fren ortalama efektif basınç, termal verim, maksimum basınç artış oranı üzerindeki etkisi (Effect of the different start of combustion time on a) power, specific fuel consumption, and b) brake mean effective pressure, thermal efficiency, maximum pressure rise rate)



Şekil 13. Farklı yanma başlangıç zamanının a) ortalama maksimum basınç, sıcaklık ve b) dizel yakıtı göre normalize edilmiş emisyon değerleri üzerindeki etkisi (The effect of the different start of combustion times on a) average maximum pressure, temperature and b) emission values which is normalized as to diesel fuel)



Şekil 14. Farklı yanma başlangıç zamanının a) silindir içi basınç ve b) ısı salınım oranlarına etkisi (The effect of different start of combustion times on a) in-cylinder pressure and b) heat release rates)

yapılan işi azaltmıştır. Isı salınım grafikleri ve analizleri, kullanılan yakıtın termal enerjisinin motor tarafından yapılan işe dönüştürme verimliliğini tanımlamada kullanılır. Sabit bir kimyasal enerji kaynağı için, daha yüksek bir ısı salınımı, sistem tarafından daha fazla iş yapıldığını gösterir, bu da motorun daha verimli olduğu anlamına gelir [36]. Şekil 14b’de ise yanma başlangıç zamanının silindir içi ısı salınım değerlerine etkisi görülmektedir. Genel olarak yanma başlangıç zamanının geciktirilmesi ile silindir içi ısı salınım oranı arttığı görülmüş de üst ölü noktadan çok sonra gerçekleştiği ve genişleme stroğundaki soğumanın etkisiyle güç üretiminde beklenen artışı sağlayamadığı görülmektedir. +0° KA ÜÖNs yanma başlangıç zamanında ise propanın alt ısısal değerinin yüksekliğinden dolayı konvansiyonel dizel yanma rejimine göre daha fazla ısı salınımı yaptığı görülmektedir. Genel olarak ise yanma başlangıç zamanının öne alınmasıyla silindir içi basınç değerleri artarken ısı salınım değerlerinin düştüğü görülmüştür [31].

Şekil 15’te yanma başlangıç zamanının silindir içi sıcaklık değerlerine etkisi görülmektedir. Yanma başlangıç zamanının öne alınması durumunda sıkıştırma stroğunun etkisiyle silindir içi basıncın da artmasıyla beraber silindir içi sıcaklık değerleri yükselmektedir. Aksi yönde yanma başlangıç zamanının geciktirilmesi ile ise genişleme stroğuna geçilmesi hem de dizel motorun sahip olduğu strok boyunun fazlalığından kaynaklı soğumayla birlikte silindir içi sıcaklıklar da düşmektedir. +0° KA ÜÖNs yanma başlangıç zamanında ise propanın yaptığı ısı salınımı daha yüksek olmasından dolayı konvansiyonel dizel yanma rejimine göre silindir içi sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir.

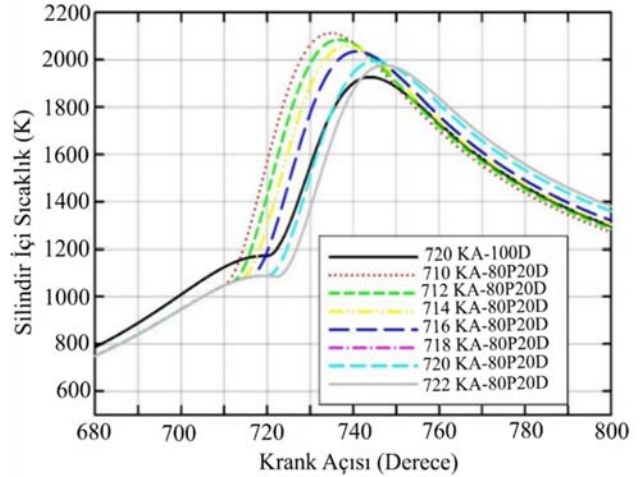
4. Sonuçlar (Conclusions)

Öncelikle dizel yanma rejiminde model doğrulanması yapılmıştır. Performans, yanma karakteristiği ve emisyon açısından yaklaşık %94 oranında sayısal modelin deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmüştür. Sayısal model doğrulanması sonrasında emme portuna yerleştirilen ikincil enjeksiyon sistemi ile propan enjeksiyonunu sağlanmış ve hava yerine hava-propan karışımının silindire alınması sağlanmış ve ateşleme için de kalan kütlece dizel yakıt kullanılmıştır. Sonrasında 1000-2300 devir/dakika hız aralığı için farklı oranlarda propan kullanımının ve yanma başlangıç zamanının performans, yanma karakteristiği ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Bu inceleme sonrasında;

- Motor tork, güç, FOEB ve fren mil veriminde değerlerinde %90 propan kullanımı ile yaklaşık %11 iyileşme sağlanmıştır.

- Özgül yakıt tüketiminde %9,74 iyileşme elde edilmiştir.
- Artan propan ilavesi ile alev hızı ve alt ısısal değerlerine bağlı olarak silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık değerleri de artmıştır.
- İS emisyon değerlerinde DPF kullanmadan Stage IIIB emisyon norm değerlerini sağlama ve dizel yakıtı göre düşük NO_x emisyonlarının elde edilmesi gibi olumlu sonuçlar elde edilmiştir.
- Optimum yanma başlangıç zamanının ise -6°KA ÜÖNs olduğu ve -15°KA ÜÖNs’da ise motorun vuruşu sınırına yaklaştığı gözlenmiştir.

Genel olarak bakıldığında ise dizel bir motorun propan-dizel çift yakıtlı dizel ateşlemeli bir motora dönüşümü ve yanma başlangıç zamanı optimizasyonunun yanma karakteristiği, performans ve emisyon değerlerine olumlu katkı yaptığı görülmüştür.



Şekil 15. Farklı yanma başlangıç zamanının silindir içi sıcaklık değerlerine etkisi (The effect of different start of combustion times on in-cylinder temperature values)

Teşekkür (Acknowledgement)

AVL LIST GmbH’ya Üniversite Ortaklığı Programı kapsamında AVL Boost yazılımı sağladığı için, motor ile ilgili bilgileri sağladığı için ise Türk Traktör Ziraat Makineleri A.Ş.’ye teşekkürlerimizi sunarız. Ayrıca bu çalışma Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından 06/2019-15 kodu ile desteklenmiştir.

Kaynaklar (References)

1. Dinler N., Aktas F., Taskın S., Karaaslan S., Yücel N., Effects of preheater load and location on the catalytic converter efficiency during cold start and idling conditions, *J. of Thermal Science and Technology*, 41 (2), 239-247, 2021.
2. Dinler N., Aktas F., Yücel N., Effects of channel design and temperature on the performance of the catalytic converter, *International Journal of Green Energy*, 15, 813-20, 2018.
3. Aktaş F., Karaaslan S., Kılıç M., Yücel N., Numerical investigation of the effects of different percentage ethanol and methanol addition on performance and emission values of a four cylinder diesel engine at full load, *Politeknik Dergisi*, 22 (4), 967-977, 2019.
4. Sürer E., Solmaz H., Yılmaz E., Calam A., İpci D., Investigation of the effect of carbon nanotube addition to diesel-biodiesel blend on engine performance and exhaust emissions, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 38(2): 1055-1064, 2022.
5. Solmaz H., Calam A., Halis S., İpci D., Yılmaz E., Investigation of the effects of intake manifold pressure on performance and combustion characteristics in an HCCI engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37 (4), 1735-1750, 2022.
6. Aktas F., Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Mesh Size Effect of the Conversion of a Heavy-Duty Diesel Engine to Spark-Ignition Natural Gas Engine, *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*, 144 (6), 061004, 2022.
7. Aktas F., Karyeyen S., Colorless distributed combustion (CDC) effects on a converted spark-ignition natural gas engine, *Fuel*, 317, 123521, 2022.
8. Aktas F., Spark ignition timing effects on a converted diesel engine using natural gas: A numerical study. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 236 (9), 1949-1963, 2022.
9. Aktas F., Numerical Investigation of Equivalence Ratio Effects on a Converted Diesel Engine Using Natural Gas, *J Energy Resour Technol*, 144, 1-14, 2022.
10. Aktaş F., Numerical Investigation of the Effects of Engine Speed on Performance and Combustion Characteristics on a Converted Spark-Ignition Natural Gas Engine, *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 10 (3), 613-626, 2022.
11. Reitz R., Duraisamy G., Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12-71, 2015.
12. Boretti A., Numerical study of the substitutional diesel fuel energy in a dual fuel diesel-LPG engine with two direct injectors per cylinder, *Fuel Processing Technology*, 161(x), 41-51, 2017.
13. Ryu K., Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel – CNG dual fuel, *Applied Energy*, 111, 721-730, 2013.
14. Anye Ngang E., Ngayihi Abbe C.V., Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel, *Applied Thermal Engineering*, 136, 462-474, 2018.
15. Chu S., Lee J., Kang J., Lee Y., Min K., High load expansion with low emissions and the pressure rise rate by dual-fuel combustion, *Applied Thermal Engineering*, 144, 437-443, 2018.
16. Özcan C., Dizel yakıtı ile birlikte lpg kullanan dual yakıtlı bir dizel motorun verimlilik performans ve emisyon yönünden deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2018
17. Aydın M., Tek silindirli bir dizel motor için elektronik kontrollü yakıt püskürtme sisteminin geliştirilmesi ve performansının ölçülmesi, Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 2018.
18. Kang J., Combustion Optimization of Diesel and Propane Dual Fueled Engine, The Graduate School, Seoul National University, Seoul, 2018.
19. Çavgun E., Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Sıkıştırma Oranının LPG Kullanımına Etkilerinin Deneysel Olarak Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman, 2019.
20. Brijesh P., Chowdhury A., Sreedhara S., Advanced combustion methods for simultaneous reduction of emissions and fuel consumption of compression ignition engines, *Clean Techn Environ Policy*, 17, 615-625, 2015.
21. Aydın A., Aydın H., Effects of partial RCCI application of LPG on performance, combustion and exhaust emissions in a diesel engine powered generator, *European Journal of Technique (EJT)*, 11 (1), 83-92, 2021.
22. AVL BOOST Theory Guide version 2018, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, 2018.
23. AVL BOOST User Guide version 2018, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, 2018.
24. Aktaş F., Bir Dizel Motorda Çift Yakıt Olarak Propan-Dizel Kullanımının Yanma Rejimine, Motor Performansına ve Emisyon Değerlerine Olan Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2021.
25. Aktas F., A 0/1-Dimensional Numerical Analysis of Performance and Emission Characteristics of the Conversion of Heavy-Duty Diesel Engine to Spark-Ignition Natural Gas Engine, *International Journal of Automotive Science And Technology*, 6 (1), 1-8, 2022.
26. Aktas F., Performance and emission prediction of hydrogen addition to natural gas powered engine using 0/1 dimensional thermodynamic simulation, *International Journal of Energy Studies*, 7(1), 67-81, 2022.
27. Ashok B, Denis Ashok S, Ramesh Kumar C. LPG diesel dual fuel engine - A critical review. *Alexandria Eng J*, 54, 105-126, 2015.
28. Polat S. An experimental investigation on combustion, performance and ringing operation characteristics of a low compression ratio early direct injection HCCI engine with ethanol fuel blends, *Fuel* 2020, 277, 118092, 2020.
29. Krishnan S.R., Srinivasan K.K., Raihan M.S., The effect of injection parameters and boost pressure on diesel-propane dual fuel low temperature combustion in a single-cylinder research engine, *Fuel*, 184, 490-502, 2016.
30. Polk AC, Carpenter CD, Srinivasan KK, et al. An investigation of diesel-ignited propane dual fuel combustion in a heavy-duty diesel engine, *Fuel* 2014; 132: 135-148, 2014.
31. Kang, J., Chu, S., Lee, J. et al. Effect of operating parameters on diesel/propane dual fuel premixed compression ignition in a diesel engine. *Int.J Automot. Technol.* 19, 27-35, 2018.
32. Arslan E, Kahraman N. Comparison of natural gas and propane addition to combustion air in terms of engine performance in compression ignition engine, *Fuel*; 312. Epub ahead of print 2022. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.122952.
33. Lee J, Chu S, Cha J, et al. Effect of the diesel injection strategy on the combustion and emissions of propane/diesel dual fuel premixed charge compression ignition engines. *Energy*, 9, 1041-1052, 2015.
34. Liu J., Dumitrescu C. E., 3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation, *Fuel*, 232, 833-844, 2018.
35. Liu, J., Dumitrescu, C., Experimental Investigation of Combustion Characteristics in a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine Retrofitted to Natural-Gas Spark-Ignition Operation, *SAE Technical Paper*, 2019-24-0124, 2019.
36. Liu J, Bommisetty H, Dumitrescu CE., Experimental investigation of a heavy-duty CI engine retrofitted to natural gas SI operation, *ASME 2018 internal combustion engine division fall technical conference. American Society of Mechanical Engineers, ICEF2018-9611*, 2018.