



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Düşük ısı kayıplı bir dizel motorda silindir içi ısı transferinin incelenmesi

Investigation of in-cylinder heat transfer in a low heat rejection diesel engine

Yazar(lar) (Author(s)): Ali ŞANLI¹, Mustafa Cihad BİLGİÇ², İlker Turgut YILMAZ³, Ali ÖZ⁴

ORCID¹: 0000-0002-7965-5637

ORCID²: 0009-0001-5043-2923

ORCID³: 0000-0002-0398-7635

ORCID⁴: 0000-0002-0814-4020

To cite to this article: Sanli A., Bilgic M. C., Yilmaz I. T. ve Oz A., “Düşük ısı kayıplı bir dizel motorda silindir içi ısı transferinin incelenmesi”, *Journal of Polytechnic*, 27(4): 1603-1616, (2024).

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz: Şanlı A., Bilgiç M. C., Yılmaz İ. T. ve Öz A., “Düşük ısı kayıplı bir dizel motorda silindir içi ısı transferinin incelenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 27(4): 1603-1616, (2024).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.1325890

Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorda Silindir İçi Isı Transferinin İncelenmesi

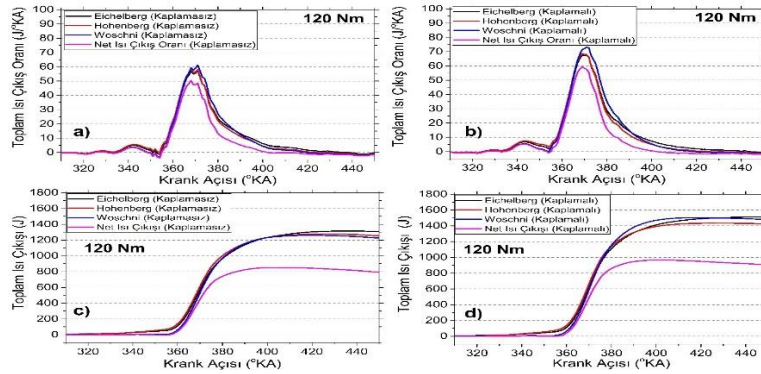
Investigation of In-cylinder Heat Transfer in a Low Heat Rejection Diesel Engine

Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Yanma odasında ısı geçişini araştırmak için Woschni, Eichelberg ve Hohenberg ısı taşınım katsayı modelleri kullanılmıştır Woschni, Eichelberg, and Hohenberg models were used for investigation of heat transfer from combustion chamber.
- ❖ Kaplamalı motorda daha yüksek ısı transfer karakteristikleri elde edilmiştir. Higher heat transfer characteristics were obtained with coated engine.

Grafik Özet (Graphical Abstract)

Kaplamalı motorda daha yüksek toplam ısı çıkışı elde edilmiştir/It was obtained higher cumulative gross heat release in coated engine.



Şekil. Kaplamalı ve kaplamasız motorlarda 120 Nm yükte farklı ısı taşınım modelleri ile oluşan toplam ısı çıkış oranı ve toplam ısı çıkışı değişimleri / **Figure.** Variations of gross heat release rate and cumulative gross heat release occurred by different convective heat transfer models at 50 Nm load under coated and uncoated operating conditions.

Amaç (Aim)

Kaplamalı dizel motorda üç farklı model ile ısı geçişinin incelenmesi / Investigation of heat transfer by three different models in coated diesel engine.

Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Testler, farklı yüklerde kaplamalı ve kaplamasız pistonlarla yapılmıştır. Tests were performed at different loads under coated and uncoated pistons.

Özgünlük (Originality)

Piston oyuğu yalıtımlı dört silindirli bir dizel motorda daha önce ısı geçişi araştırılmamış olması araştırmaya özgünlük katmaktadır. The fact that the heat transfer was not investigated in a four-cylinder diesel engine with piston bowl insulation adds originality to the research.

Bulgular (Findings)

Her iki motorda genel olarak farklı modellerle elde edilen ısı transfer karakteristikleri yüke göre değişiklik göstermiştir. Generally, heat transfer characteristics obtained by various models in both engines showed variations regarding loads.

Sonuç (Conclusion)

Kaplamalı motorda genel olarak daha yüksek ısı transfer karakteristikleri elde edilmiştir. Generally, higher heat transfer characteristics in coated engine were obtained.

Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorda Silindir İçi Isı Transferinin İncelenmesi

Araştırma Makalesi / Research Article

Ali Şanlı¹, Mustafa Cihad Bilgiç², İlker Turgut Yılmaz^{2*}, Ali Öz³

¹ Denizcilik/Gemi Makineleri Bölümü, Piri Reis Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi, Türkiye

² Makine Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Marmara Üniversitesi, Türkiye

³ Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Otomotiv Teknolojisi Programı, Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 11.07.2023 ; Kabul/Accepted : 22.08.2023 ; Erken Görünüm/Early View : 11.09.2023)

ÖZ

Bu çalışmada, piston oyukları düşük ısı iletim katsayısına sahip bir malzemeyle kaplanmış direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma odası ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Testler, sabit devirde ve dört farklı motor yükünde yapılmıştır. Piston oyukları plazma sprey yöntemiyle itriya stabilize zirkonya maddesi ile kaplanmıştır. Isı taşınım katsayısı hesaplanmasında dizel motorlar için literatürde sıklıkla kullanılan Hohenberg, Eichelberg ve Woschni modelleri esas alınmıştır. Başlıca ısı geçişi parametreleri olarak ısı transfer katsayısı, ısı akısı, birim krank açısında toplam ısı çıkışı ve ısı geçişi ele alınmıştır. Yapılan çalışma sonucunda; artan motor yükü ve piston kaplama uygulamasıyla birlikte yanma odasında ısı taşınım katsayısının, ısı akısının, toplam ısı çıkışının ve ısı akısının önemli oranda arttığı gözlenmiştir. Sıkıştırma periyodunda, Hohenberg modelinin genel olarak daha yüksek ısı transfer oranı değerleri verdiği buna karşılık Woschni modelinin daha düşük ısı transfer oranı değerleri verdiği tespit edilmiştir. Isı geçişi parametreleri düşük yükte Woschni modeliyle en düşük değerdeyken en yüksek yükte maksimum değerlere ulaşmıştır. En yüksek yükte her iki motorda da toplam ısı çıkışı değerleri kullanılan tüm modellerle birbirine oldukça yakın bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Isı geçişi, dizel motor, piston kaplama, yanma odası.

Investigation of In-cylinder Heat Transfer in a Low Heat Rejection Diesel Engine

ABSTRACT

In this study, it is investigated heat transfer characteristics of combustion chamber of a direct-injection diesel engine. The piston bowls were coated with a material with low heat transfer coefficient. The tests were performed at constant speed and four different engine loads. Piston bowls were coated with Yttria stabilized zirconia by plasma spray method. Woschni, Hohenberg and Eichelberg models, adopted frequently in the literature, were based on for the heat transfer calculation. As main heat transfer parameters, heat transfer coefficient, heat flux, cumulative gross heat release and cumulative heat transfer were handled. From the study, it was concluded that cumulative gross heat release and heat flux in combustion chamber increased in a significant rate with enhanced loads and piston coating application. In compression period, it was determined that Hohenberg's model usually gave higher heat transfer rate values; whereas, Woschni's model gave lower heat transfer rate values. With Woschni model, the heat transfer parameters were lower at low load, while they achieved to maximum values at high load. At highest load, cumulative heat release rate values were founded further close to each other for all used models in both engines.

Keywords: Heat transfer, diesel engine, piston coating, combustion chamber.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Yanma odasında meydana gelen ısı geçişi motor performansının belirlenmesinde, yakıt tüketiminde ve emisyonların oluşmasında önemli bir parametredir. Silindirlere soğutma suyuna ısı geçişi yanma gaz sıcaklığını ve basıncını doğrudan etkilediğinden indike verimi de etkilemektedir. Soğutma suyuna ısı geçişi, bir çevrimdeki oluşan toplam yakıt enerjisinin %10-15'ini oluşturmaktadır [1].

Yanma odasında meydana gelen ısı geçişi, NO_x oluşumunda önemli olan lokal ve anlık sıcaklıkların oluşumunda rol almaktadır. Yüksek sıcaklıklar, malzeme yüzeyinde termal gerilmeler oluşturur ve çeşitli motor parçalarının deformasyonuna etki eder. Yanma odası duvar sıcaklığını belirli değerler altında tutulması, yağlama yağı performansına doğrudan etki etmektedir. Yanma odasında aşırı ısı altında kalan buji ve egzoz supabı gibi motor elemanları yeterli soğutma yapılmadığında yanma sürecinde ön tutuşma ve vuruntuya sebep olmaktadır. Bunun yanında, silindire giren emme gazlarına ısı geçişi doğrudan volümetrik verimi etkilemektedir [2].

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : ilker.yilmaz@marmara.edu.tr

Geleneksel dört zamanlı içten yanmalı motorların haricinde araştırmacılar değişik motor tipleriyle, değişik motor parametreleriyle ve farklı alternatif yakıtlarla ısı geçişini incelemişlerdir. Dabbaghi ve arkadaşları (2021), eğik silindirik tip buji ateşlemeli motorda ısı geçişini incelemiştir [3]. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada Woschni, Sitkei, Hohenberg ve Annand ısı taşınım katsayısı (ITK) modellerini kullanmışlardır. Çalışmalarında Annand modelinin daha doğru sonuçlar ürettiğini göstermişlerdir. Rashedul ve arkadaşları (2014) biyoetanol kullanılan buji ateşlemeli motorda Hohenberg ve Eichelberg ITK modellerini kullanarak yanma odası duvarlarına geçen ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada etanol %30, %50, %80 ve %100 oranlarında kullanılmıştır. Çalışma sonuçlarına göre, Hohenberg ITK eşitliği daha iyi sonuçlar verdiğini ve benzin kullanımıyla karşılaştırıldığında biyoetanolün yanma odasında daha yüksek ısı transferi meydana getirdiğini göstermişlerdir [4]. Janjua ve arkadaşları (2023) emme kanalına su püskürtülen direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda Hohenberg, Woschni ve Eichelberg ITK modellerinin kesinliği üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır [5]. Çalışmada yakıt verimi yaklaşımı ile en iyi ITK sonuçlarının Woschni eşitliğiyle elde edildiği bulunmuştur. Şanlı ve arkadaşları (2009) buji ateşlemeli tek silindir bir motorda sabit devirde ateşleme avansının ve motor yükünün ısı geçişine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir [6]. Isı geçişini hesaplamada Woschni, Hohenberg ve Han ITK modellerini kullanmışlardır. Çalışmada motor yükünün ısı geçişine önemli oranda etki ettiğini ancak ateşleme avansının az miktarda etki ettiğini göstermişlerdir. Çalışmada, Han ITK modelinin hem sıkıştırma ve genişleme zamanlarında hem de maksimum değer bakımından Woschni ve Hohenberg modellerinden daha yüksek ITK ve ısı akısı verdiği belirlenmiştir. Przybyla ve arkadaşları (2013) buji ateşlemeli bir motorda yaptıkları ısı geçiş çalışmasında deneysel sonuçlar ile Woschni ve Nusselt modellerinden elde edilen sonuçları karşılaştırmıştır [7]. Termodinamik enerji bağıntıları kullanılarak bir algoritma geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre Woschni denklemi deneysel sonuçlardan daha düşük sonuçlar üretmiştir. Bunun nedeni olarak araştırmacılar Woschni ve Nusselt ITK modellerinin radyasyonu hesaba katmadan sadece taşınım ısı geçişini ele almasına bağlamışlardır. Climent ve arkadaşları (2023) prototip iki zamanlı bir motorda ısı taşınımı için farklı bir ITK modeli üretmişlerdir [8]. Emme ve egzoz gazlarının değişimi periyodunda gaz kütlelerini hesaba katarak 1D model ile geliştirdikleri eşitliğin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, araştırmacılar hesaplarında Woschni, Hohenberg ve Annand modelleriyle hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak sonuçların geçerliliğini araştırmışlardır. Küçük hacimli içten yanmalı motorlar için mevcut ITK modelleri beklenenin çok altında sonuçlar üretmiştir. Bu amaçla, Depcik ve arkadaşları (2023) 100 cm³'ten daha küçük hacimli içten yanmalı motorlar için daha uygun bir ITK modeli araştırmışlardır [9]. Araştırmacılar, mevcut

literatür modellerini gözden geçirerek bağıl uzunluk parametresinde bir değişim ile genel boyutsuz değişkenler için uygun bir bağıntı ileri sürmüşlerdir.

İçten yanmalı motorlarda, yanma odası elemanlarının termal izolasyonu geçmiş yıllardan beri araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Yanma gazları sıcaklığını ve basıncını artırarak piston üzerinde daha fazla basınç üretmeyle motor performansında iyileşme sağlanmaktadır [10]. Ayrıca termal izolasyon, yüksek ısıya maruz kalan parçaların daha uzun ömürlü olmasını ve bakım maliyetlerinin azalmasını sağlamaktadır [11, 12]. Yanma odasında oluşan yüksek sıcaklıktan dolayı yanmamış hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonları azalmaktadır [13]. Ancak, termal izolasyonla oluşan fazla ısı bazı emisyon türlerinin artmasına ve egzoz gaz sıcaklığının yükselmesine yol açmaktadır [14]. Son zamanlarda araştırmacılar yeni kaplama malzemelerinin etkisini araştırmaktadırlar [15]. Bu kaplama malzemeleri yeni tip alternatif yakıtlarla birlikte içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır [16, 17].

Literatür taramasında görüldüğü üzere ısı geçiş çalışmaları geçmişten günümüze kadar araştırma konusu olmaya devam etmiştir. Yanma odası elemanlarının düşük ısı iletim katsayısına sahip malzemelerle kaplanmasıyla çeşitli motor çalışma şartlarında motor performansının ve emisyonlarının araştırıldığı bilinmektedir. Literatür çalışmalarından farklı olarak yapılan bu çalışmada, dört silindirik ortak hat yakıt püskürtme sistemine sahip modern bir dizel motorda piston oyukları itria ile kararlı hale getirilmiş zirkonya malzemesiyle kaplanarak farklı yüklerde test edilmiştir ve yanma odası duvarları ile yanma gazları arasındaki ısı geçiş araştırılmıştır. Isı geçiş hesabında dizel motorlar için daha uygun olan Woschni, Hohenberg ve Eichelberg ITK modelleri kullanılmıştır.

2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL and METHOD)

2.1. Deneysel Ekipman (Experimental Equipment)

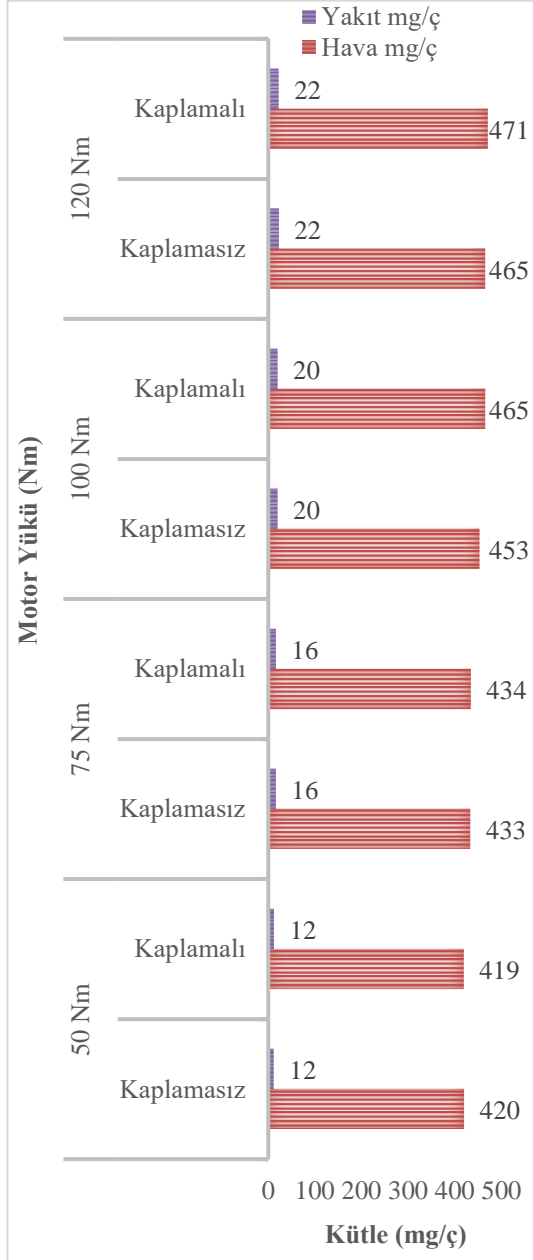
Deneylerde dört silindirik dört zamanlı, su soğutmalı, aşırı doldurmalı, ortak hatlı yakıt püskürtme sistemli bir dizel motor kullanılmıştır. Motor özellikleri Çizelge 1'de görülebilir.

Çizelge 1. Motor özellikleri (Engine Specifications)

Motor Tipi	Dört silindirik, dört zamanlı, Sıralı, Aşırı doldurmalı
Yakıt Sistemi	Ortak hatlı
Çap/Strok (mm)	76 / 80,5
Supap Sayısı	8
Sıkıştırma Oranı	18,25
Strok Hacmi (cm ³)	1461
Motor Torku (Nm)	160 (1750 d/d)
Ateşleme Sırası ve Kontrolü	1-3-4-2 -EKÜ

Motor deneyleri, sabit 1750 d/d hızda yapılmıştır. Deney motoru maksimum torku 1750 d/d'da vermektedir. Belirlenen motor yükleri maksimum motor torkunun yaklaşık %30'una, %45'ine, %60'ına ve %75'ine denk gelmektedir. Şekil 1'de motorun farklı yüklerde silindir başına bir çevrimde tükettiği yakıt ve hava miktarları görülmektedir.

Şekil 1. Hava ve yakıt tüketimleri (Air and fuel consumptions)



Deneylere başlamadan önce motor soğutma suyu sıcaklığının 80 oC'ye ulaşması beklenmiştir. Bir Eddy-current motor dinamometresi kullanılarak, motor sabit devirde 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm motor torklarına ulaşmaya kadar yüklenmiştir. Motorun soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları motor dinamometresine tümleşik halde bulunan bir ısı

değiştiricisi ile kontrol altında tutulmuştur. Isı değiştiricisi çıkışında bulunan bir termostat ile su sıcaklığı ayarlanabilmektedir.

Motorun yakıt tüketimi dinamometre kontrol panosu üzerinde bulunan bir hacimsel beher ve kronometre ile ölçülmüştür. Yakıt sıcaklığı, yakıt filtresi ile yakıt geri dönüşüm hattı arasına konulan bir K tipi termokupl ile ölçülmüştür. Yakıt sıcaklığı, yakıt yoğunluğunun bulunmasında ve kütleli yakıt tüketiminin hesaplanmasında önemli bir parametredir. K tipi termokupullar ayrıca emme havası, yağlama yağı, egzoz gazı, motor suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesinde kullanılmıştır. Emme havası bir kütleli akışölçer vasıtası ile ölçülmüştür. Tork, devir, güç, sıcaklıklar ve emme havası miktarı dinamometre kontrol ünitesi yardımı ile kayda alınmıştır. Ayrıca, motor elektronik kontrol ünitesinden, yakıt basıncı, yakıt sıcaklığı, yakıt miktarı, aşırı doldurmadan sonra oluşan hava basıncı, hava sıcaklığı ve gaz pedalı konumu değerleri bir diyagnostik cihaz vasıtası ile okunmuştur.

Silindir basıncı tek bir silindirden Oprand marka silindir basınç sensörü kullanılarak alınmıştır. Silindir basınç sinyalleri ve 360°'lik artımlı krank enkoderden alınan sinyaller bir veri toplama kartı üzerinden bilgisayara aktarılmıştır.

Çizelge 2'de ölçüm elemanlarının hassasiyetleri ve hesaplanan belirsizlikler verilmiştir. Belirsizlik hesaplanırken izlenen yolun ayrıntıları 18 numaralı kaynakta bulunabilir [18].

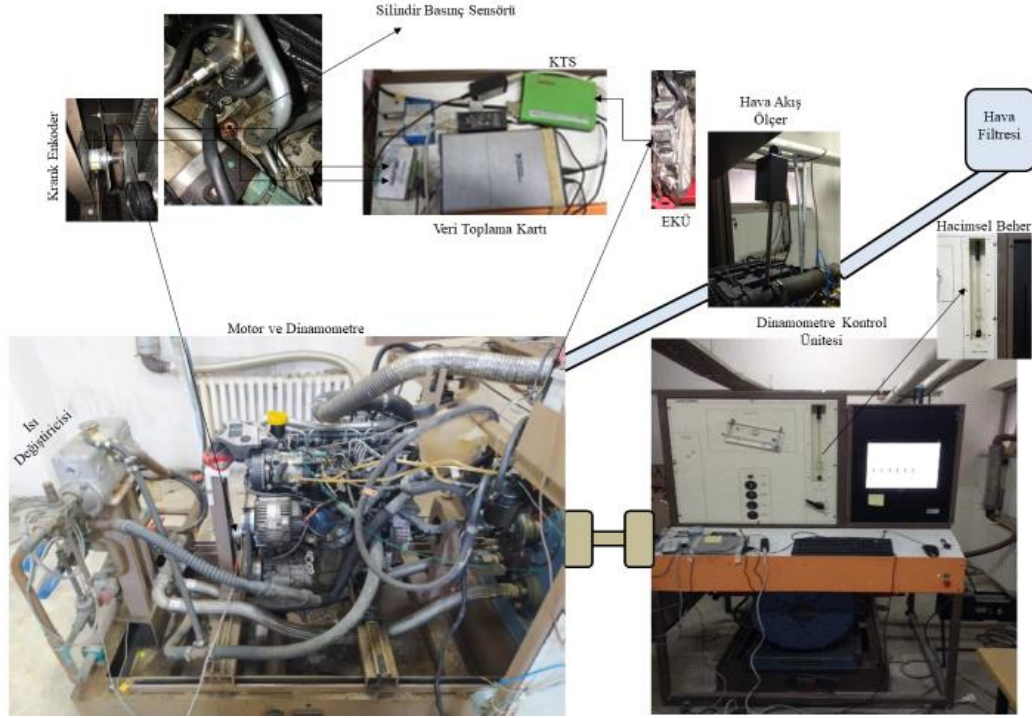
Çizelge 2. Ölçüm elemanları, hassasiyetler ve belirsizlikler (Measurement devices, accuracies and uncertainties)

Ölçülen değer	Ekipman	Hassasiyet
Motor yükü-Nm	Yük hücresi	±0,25
Motor hızı-d/d	Devir sensörü	±1
Hava debisi-l/d	Hava akış ölçer	±%1
Süre-ms	Kronometre	±0,1
Sıcaklık, K	K tipi termokupl	±%0,4
Krank açısı-°KA	Krank enkoder	±0,2
Silindir basıncı-bar	Oprand 32288GP	±%1
Yakıt basıncı-bar	Kistler, 4067	±%0,8

Hesaplanan Belirsizlik

Motor gücü-kW	% 1,14
Hava tüketimi-g/s	% 0,57
Yakıt tüketimi-g/s	% 1,08
Silindir içi sıcaklık-K	% 1

Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 2'de verilmiştir. Şekil 3'te görülen kaplamasız pistonlar ile yapılan motor deneylerinden sonra, motor pistonları sökülülmüştür. Kaplama işlemi özel bir şirket tarafından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. Deney düzeneğinin şematik görünümü (Schematic view of the test system)



Şekil 3. Kaplamasız pistonlar (Uncoated pistons)

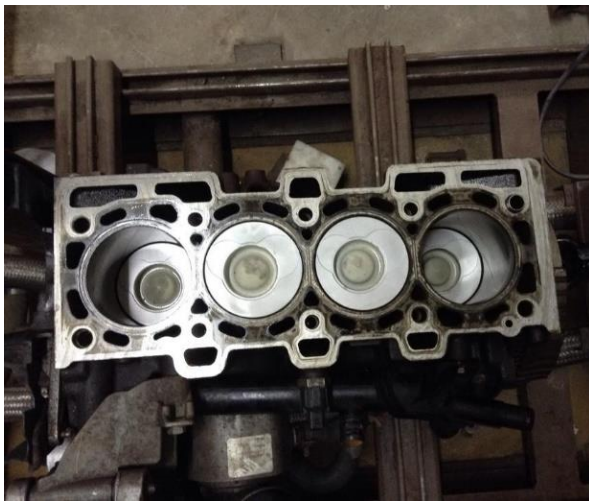
Pistonlar, oyuklarına uygulanacak kaplamanın düzgün bir şekilde yapılabilmesi için, kaplama işleminden önce bir cam kumlama tezgahında temizlenmişlerdir. Yüzeyleri temizlendikten sonra pistonlar tezgâha bağlanmış, piston oyukları plazma sprey ile % 8 itriya ile kararlı hale getirilmiş zirkonya ile kaplanmıştır. Şekil 4'te kaplama işleminde kullanılan tezgahlar görülmektedir.



Şekil 4. Kaplama işleminde kullanılan tezgahlar (Systems used in coating application)

Alüminyum alaşımı pistonların doğrudan seramik malzeme ile kaplanması, malzemelerin ısıl genişleme farklılıklarından dolayı düzgün sonuçlar vermeyebilir. Bu nedenle piston oyukları %95-Nikel-%5-Alüminyum içeren ara bağlayıcı ile kaplanmıştır. Ara bağlayıcının kalınlığı 0,1 mm'dir. Daha sonra 0,1 mm'lik katmanlar halinde 4 kez %8 itriya ile kararlı hale getirilmiş zirkonya piston oyuklarına uygulanmıştır.

Kaplama uygulandıktan sonra her piston silindir bloğundan söküldüğü yuvaya geri takılmıştır. Kaplamalı pistonlar Şekil 5'te görülebilir. Motor toplandıktan sonra standart motor deneylerindeki prosedür kaplamalı motor için tekrar uygulanmıştır. Deneyler en az üç kere tekrar edilmiş, ortalama sonuçlar kullanılmıştır.



Şekil 5. Kumlanmış ve kaplanmış pistonlar (Sanded and coated pistons)

2.2. Hesaplama Metodu (Calculation Method)

Çeşitli yanma modelleme çalışmalarında ısı geçişi hesaba katılarak daha doğru sonuçlar elde edilebilmektedir [19]. Deneysel çalışma zorluklarını azaltan modelleme çalışmalarında kullanılan ısı taşınım katsayıları arasında Hohenberg, Woschni, Eichelberg, Annand, Sitkei ve diğer araştırmacılar tarafından geliştirilen ısı taşınım katsayısı eşitlikleri kullanılmaktadır [20]. Bu eşitlikler, temelde silindirik boru içinde iç akış için ifade edilen Nusselt denklemine bağlıdır. Aşağıdaki eşitlikte Nusselt formülü verilmektedir.

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (1)$$

Burada, a değeri korelasyon katsayısını, Re Reynolds sayısını Pr ise Prandtl sayısını ifade etmektedir. m ve n sembolleri sabit üs değerlerdir. Motor emme havası ağırlıklı olarak havadan oluştuğu için ve Prandtl sayısı sıcaklıkla çok az değiştiği için bunun etkisi a korelasyon katsayısı içerisine dahil edilmektedir [21]. Böylece, Eşitlik (1) genişletildiğinde aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$\frac{hl}{k} = a\left(\frac{\rho ul}{\mu}\right)^m \quad (2)$$

Burada, h ısı taşınım katsayısını (W/m^2K), l karakteristik uzunluğu (m), k gazlar için ısı iletim katsayısını (W/mK), ρ gaz yoğunluğunu (kg/m^3), u gaz hızını (m/s) ve μ dinamik viskoziteyi (Pa.s) ifade etmektedir. m üs değeri 0,7-0,8 aralığında değişmektedir [22].

Bu eşitlik temel alınarak Woschni ısı transfer katsayısı şu şekilde ifade edilmektedir [23];

$$h = 130(D^{-0,2}p^{0,8}w^{0,8}T_g^{-0,53}) \quad (3)$$

Bu eşitlikte, D silindir çapını (m), p silindir basıncını (bar), w ortalama gaz hızını (m/s) ve T_g ortalama gaz sıcaklığını (K) ifade etmektedir.

Ortalama gaz hızı (w) zaman ve konum açısından da değerlendirilmelidir. Yanma ve genişleme zamanında, piston hareketinin neden olduğu hız doğru sonuç için önemlidir. Bu bağıntılar;

$$w = C_1 U_p + C_2 \frac{V_s T_r}{p_r V_r} (p - p_0) \quad (4)$$

Bu denklemlerdeki;

C_1 ve C_2 değerleri sabit, V_s strok hacmi (m^3), T_r , p_r ve V_r referans durumda (yanma ve emme başlangıcı) sırasıyla silindirdeki ortalama gaz sıcaklığını (K), gaz basıncını (bar) ve silindir hacmini ifade etmektedir. $(p - p_0)$ ifadesi yanmalı ve yanmasız şartlarda meydana gelen silindir gaz basıncını ifade etmektedir.

Denklemin son hali Eşitlik (5)'de verilmektedir.

$$h = 0,820D^{-0,2}p^{0,8}T_g^{-0,53} [C_1 U_p + C_2 \frac{V_s T_r}{p_r V_r} (p - p_0)]^{0,8} \quad (5)$$

Gaz değişim zamanında: $C_1 = 6,18$; $C_2 = 0$

Sıkıştırma zamanında: $C_1 = 2,28$; $C_2 = 0$

Yanma ve genişleme zamanında: $C_1 = 2,28$; $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$ olarak alınmaktadır.

Woschni'nin Eşitlik (5)'deki denklemini birçok araştırmacı kullanmıştır. Hohenberg, Woschni'nin çalışmasını incelemiş ve hafif yüklerde çalışan motorlarda Woschni'nin denkleminin olması gerektiğinden daha düşük değerler ürettiğini belirtmiştir. Daha sonra kendi ITK'sını ileri sürmüştür [23].

$$h = C_1 V_c^{-0,06} p^{0,8} T_g^{-0,4} (U_p + C_2)^{0,8} \quad (6)$$

Hohenberg, Woschni'nin denklemindeki silindir çapı (D) yerine anlık silindir hacmini (V_c) ve gaz hızı için sabit değer kullanılmasını önermiştir. Böylece, araştırmacı Eşitlik (6) ile deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edildiğini belirtmiştir.

Bu denklemdeki, C_1 korelasyon katsayısını (Hohenberg deney yaptığı motorda bu değeri 130 önermiştir), V_c krank açısına bağlı anlık silindir hacmini, U_p ortalama piston hızını, C_2 sabit bir değeri (yazar bu değeri 1,4 önermiştir) göstermektedir.

Eichelberg, yanma odası ısı transferi için Woschni ve Hohenberg modellerinden farklı olarak Eşitlik (7)'yi önermiştir [25].

$$h = 2,43 \sqrt[3]{U_p} \sqrt{P \cdot T_g} \quad (7)$$

Bu denklemde, U_p ortalama piston hızı (m/s), P ve T_g sırasıyla silindir basıncı ve gaz sıcaklığıdır.

Yukarıdaki eşitliklerde ortalama gaz sıcaklığı, referans bir noktadaki basınç, hacim ve sıcaklık değerleri kullanılarak ideal gaz kanununa göre Eşitlik (8)'de verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$T_g = PV \frac{T_{ref}}{P_{ref}V_{ref}} \quad (8)$$

Burada, T_{ref} , P_{ref} ve V_{ref} daha önce belirtildiği gibi referans konumda (emme supabının kapanma açısı olan 200° krank açısı) ortalama gaz sıcaklığı, silindir basıncı ve silindir hacmidir.

İçten yanmalı motorlarda yakıtın yanması sonucunda ortaya çıkan ısının büyük bir bölümü ısı transferi ile çevreye dağılmaktadır. Isının bir kısmı gaz ile silindir duvarları arasında gerçekleşen taşınım yolu ile soğutma suyuna geçer [26]. Birim krank açısında ısı transferi değişimi Eşitlik (9)'da verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır [27].

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = hA(T_g - T_w)N\pi/30 \quad (9)$$

Bu eşitlikte; h ısı taşınım katsayısını, A yanma odası duvar yüzey alanını, T_g ortalama gaz sıcaklığını ve T_w yanma odası duvar yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

Hesaplamalarda, duvar yüzey sıcaklığı sabit 400 K kabul edilmiştir [28].

Isı akısı (q), ısı taşınım katsayısı ve sıcaklık farkını hesaba katarak birim yüzeyde meydana gelen ısı değişimini MW/m^2 biriminde vermektedir. Isı akısı, Eşitlik (10)'dan hesaplanmaktadır.

$$q = h(T_g - T_w) \quad (10)$$

Eşitlik (9) integre edilerek Eşitlik (13)'den krank açısına bağlı olarak genel ısı transferi değişim miktarı elde edilmektedir.

$$\int_{\text{emme supabı kapanma}}^{\text{egzoz supabı açılma}} \frac{dQ_w}{d\theta} = hA(T_g - T_w) \quad (11)$$

Yakıt yanması sonucu açığa çıkan net ısı enerjisi, ısı transferi ihmal edilerek aşağıdaki eşitlikten (Eşitlik (12)) hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ_{Net}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (12)$$

Bu eşitlikte, k , P ve V sırasıyla özgül ısılar oranı (C_p/C_v), ölçülen anlık silindir basıncı ve anlık silindir hacmidir. dQ_{Net} ısı transferi hesaba katılmadan elde edilen net ısı çıkışı oranını ifade etmektedir.

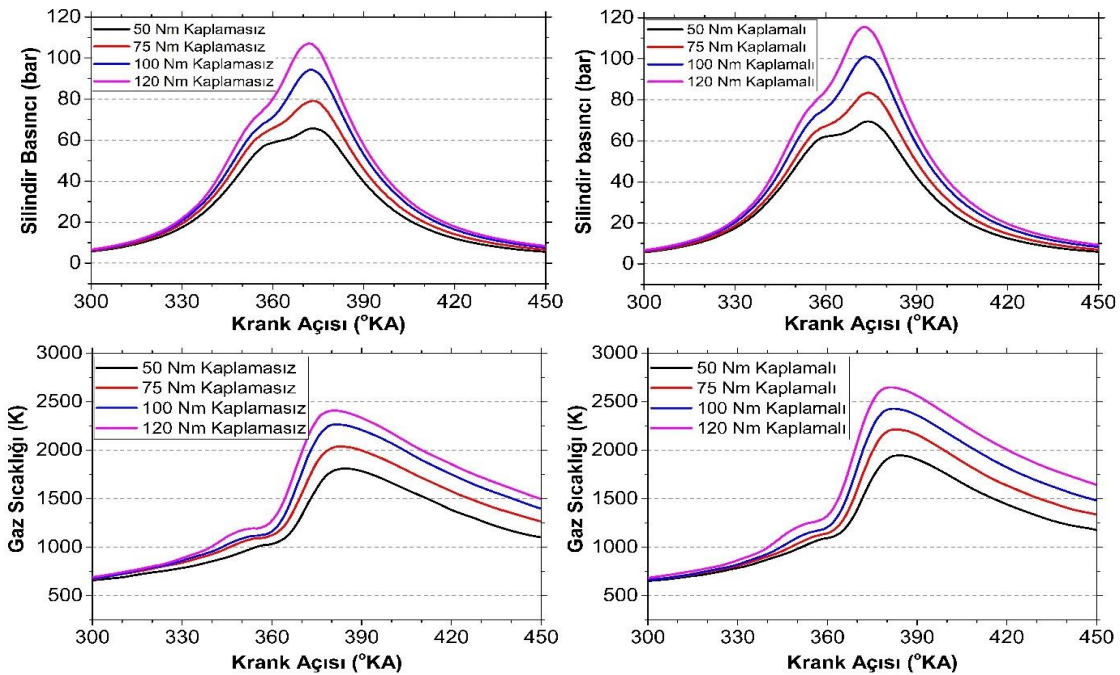
Isı transferinin etkisini hesaba katarak birim krank açısında toplam ısı çıkış oranı Eşitlik (13)'ten hesaplanabilir [29, 30].

$$\frac{dQ_{Net}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (13)$$

Bulgular ve tartışma bölümünde değişik çalışma şartlarında yukarıdaki eşitliklerden ve üç farklı İTK modelinden (Woschni, Hohenberg ve Eichelberg) yararlanılarak elde edilmiş olan sonuçlar grafikler sunularak incelenmiş ve tartışılmıştır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Şekil 6'da kaplamalı ve kaplamasız motorlarda farklı yükler altında meydana gelen silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Silindir basınçlarının her iki motorda iki



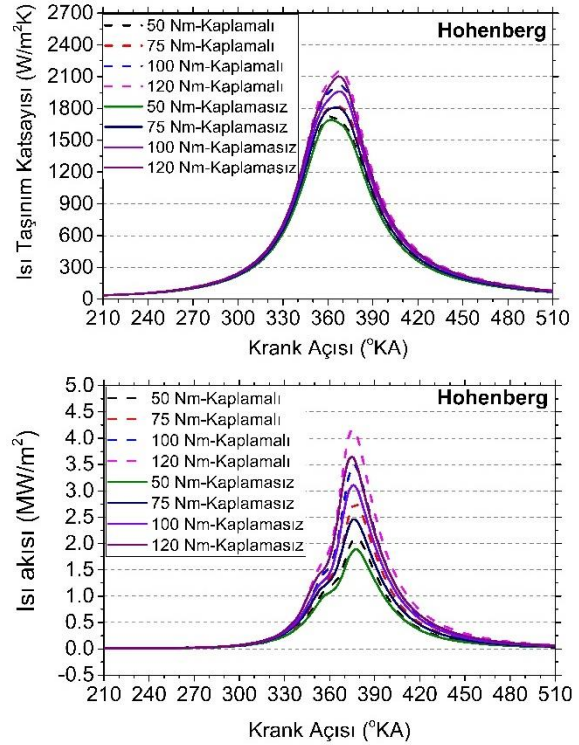
Şekil 6. Kaplamalı ve kaplamasız çalışma şartlarında farklı yüklerde oluşan silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığı değişimleri (Variations of cylinder pressure and mean gas temperature occurred at different loads under coated and uncoated operating conditions)

yükselti meydana getirdiği görülmektedir. Bu durum, düşük yüklerde daha belirgin iken yüksek yüklerde daha az belirgindir. Bu yükselti, ortak-hat yakıt enjeksiyon sistemindeki pilot püskürtme ve ana püskürtmeden kaynaklanmaktadır. Kaplamasız motorda, 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm yüklerde meydana gelen maksimum silindir basıncı sırasıyla 65,74 bar, 79,13 bar, 94,29 bar ve 107,16 bar olarak ölçülmüştür. Benzer şekilde, maksimum gaz sıcaklığı sırasıyla 1809,44 K, 2039,29 K, 2265,19 K ve 2408,94 K hesaplanmıştır. Artan yükte birlikte yakıt/hava oranı artışı daha zengin bir karışım meydana getirmektedir [31, 32].

Yükte birlikte, yakıt enjeksiyon zamanlamasının değişmesi de silindir basıncına etki etmektedir. Aynı yükler altında kaplamalı motorda meydana gelen maksimum basınç değerleri sırasıyla 69,5 bar, 83,56 bar, 101,09 bar ve 115,68 bar ölçülmüştür. Aynı çalışma şartlarında maksimum gaz sıcaklığı değişimi ele alındığında sırasıyla 1947,89 K, 2214,53 K, 2428,08 K ve 2648,11 K olarak bulunmuştur. Elde edilen değerlere göre, motor pistonlarına yapılan kaplama sayesinde silindir basınçları %5,59-7,95 arasında artarken yanma gaz sıcaklığı %7,19-9,92 arasında artmıştır. Piston kaplama ile çalışma şartlarında piston yüzeyinden yağlama yağına geçen ısı transferi azalmıştır. Böylece, gaz sıcaklığı ve silindir basıncı önemli oranda yükselmektedir.

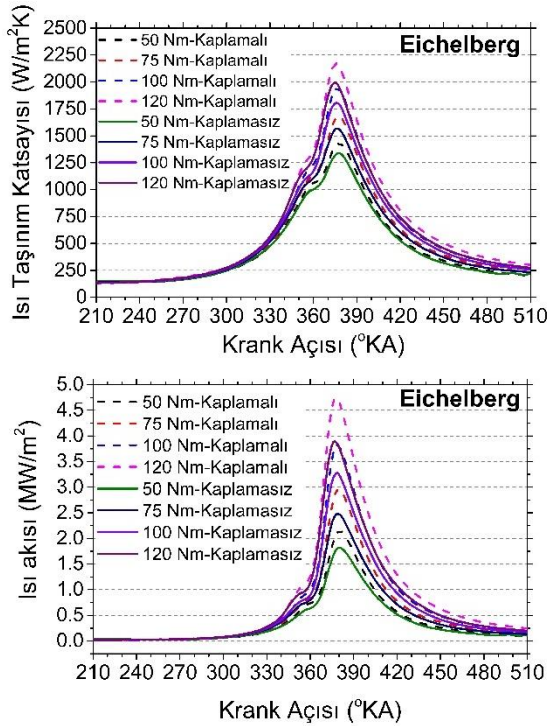
Şekil 7'de Hohenberg modeline göre farklı yüklerde kaplamalı motorda krank açısına göre meydana gelen ITK ve ısı akısı değişimleri görülmektedir. ITK ve ısı akısı sıkıştırma başlangıcında ve yanma işlemiyle birlikte hızlı bir artış göstermiş ve piston ÜÖN'den sonra en yüksek değerine ulaşmıştır [32]. Şekil incelendiğinde, kaplamalı ve kaplamasız motorlarda yük artışıyla birlikte ITK ve ısı akısı değerlerinde artış meydana gelmiştir. Aynı zamanda, sabit yükte kaplamalı motorda ITK değerlerinin ve ısı akısının daha yüksek olduğu görülmektedir. Hohenberg modeliyle ITK 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm yükte sırasıyla kaplamasız motorda 1692,56 W/m²K, 1807,43 W/m²K, 1961,07 W/m²K ve 2101,7 W/m²K iken kaplamalı motorda sırasıyla 1723,84 W/m²K, 1819,42 W/m²K, 2017,7 W/m²K ve 2153,24 W/m²K olmuştur. Bu sonuçlar neticesinde Hohenberg modeline göre ITK değerleri kaplamalı motorda %0,66-2,88 arasında artmıştır. Maksimum ısı akısı değerleri 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm yüklerde kaplamasız motorda sırasıyla 1,89 MW/m², 2,45 MW/m², 3,11 MW/m² ve 3,65 MW/m² iken kaplamalı motorda sırasıyla 2,11 MW/m², 2,75 MW/m², 3,44 MW/m² ve 4,17 MW/m² olmuştur. Bu sonuçlarla birlikte ısı akısı kaplamalı motorda %10,61-14,24 arasında artmıştır. Görüldüğü üzere, kaplamalı motorda ısı akısı, ITK'ya göre daha büyük oranda artmaktadır. Yanma odasında piston yüzeyinde, kaplama uygulamasından dolayı daha yüksek yüzey sıcaklıkları oluşacağı açıktır. Piston altına ısı geçişinin azaldığı bu durumda yanma odası gaz sıcaklığında ve gaz basıncında önemli artış gözlenmektedir. Hohenberg modelinde, ITK değeri basınçla doğru fakat sıcaklıkla ters orantılı olarak

değiştirdiği bilinmektedir. Modelde, silindir basınç üs değerinin sıcaklık üs değerinden daha büyük olması silindir basıncının ITK değerlerinin oluşumunda daha baskın olmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda, artan sıcaklıktan dolayı türbülans artışları, zorlanmış taşınımın yükselmesine yol açmaktadır. Kaplama uygulaması ve yükte birlikte artan basınç, sıcaklık ve gaz hızı Hohenberg ITK ve ısı akısı değerlerini artırmaktadır.



Şekil 7. Kaplamalı ve kaplamasız motorda farklı yüklerde Hohenberg modeline göre ITK ve ısı akısı değişimleri (Variations of heat transfer coefficient and heat flux with respect to Hohenberg model at different loads under coated and uncoated operating conditions)

Şekil 8'de Eichelberg ITK modeline göre elde edilen bulgular görülmektedir. Artan yükte ve kaplamalı çalışma durumuyla birlikte hem ITK hem de ısı akısı fark edilir oranda artmıştır. Eichelberg modeliyle 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm yükte kaplamasız motor için ITK değerleri sırasıyla 1340,05 W/m²K, 1566,14 W/m²K, 1806,87 W/m²K ve 1993,95 W/m²K iken kaplamalı motorda sırasıyla 1429,48 W/m²K, 1681 W/m²K, 1940,67 W/m²K ve 2171,45 W/m²K olmuştur. Benzer şekilde, ısı akısı standart motorda 50 Nm, 75 Nm, 100 Nm ve 120 Nm yükte sırasıyla 1,82 MW/m², 2,47 MW/m², 3,27 MW/m² ve 3,89 MW/m² iken kaplamalı motorda sırasıyla 2,13 MW/m², 2,96 MW/m², 3,83 MW/m² ve 4,75 MW/m² olmuştur.

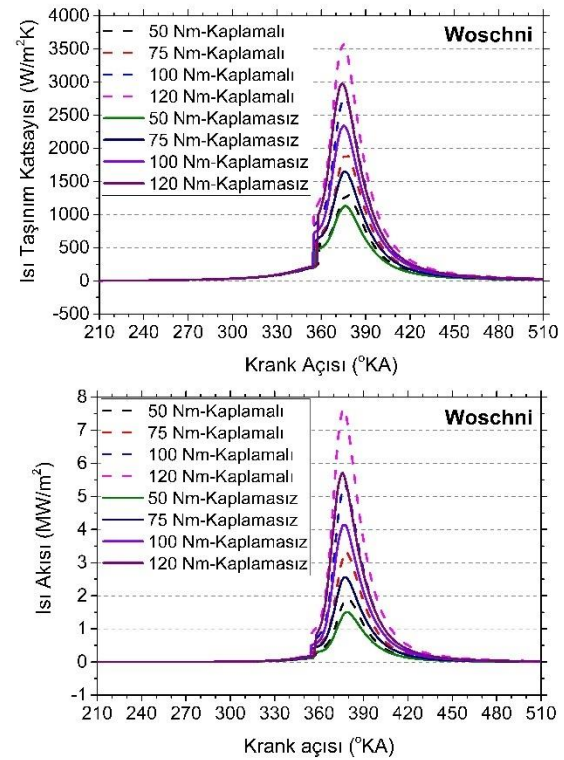


Şekil 8. Kaplamalı ve kaplamasız motorda farklı yüklerde Eichelberg modeline göre ITK ve ısı akısı değişimleri (Variations of heat transfer coefficient and heat flux with respect to Eichelberg model at different loads under coated and uncoated operating conditions)

Eichelberg modeliyle elde edilen bulguların Hohenberg modeliyle elde edilen bulgularla arasında birtakım farklılıklar görülmektedir. En düşük test yükünden en yüksek test yüküne geçildiğinde maksimum ITK değerleri standart ve kaplamalı motorda sırasıyla Hohenberg modelinde %24,17 ve %24,9 artış gösterirken Eichelberg modelinde %48,8 ve %51,9 artış göstermiştir. Bu farklılığın eşitliklerdeki farklı katsayılardan, basınç ve sıcaklık üs değerlerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca, Eichelberg modelinde sıcaklık, ITK ile doğru orantılı iken Hohenberg modelinde ters orantılıdır.

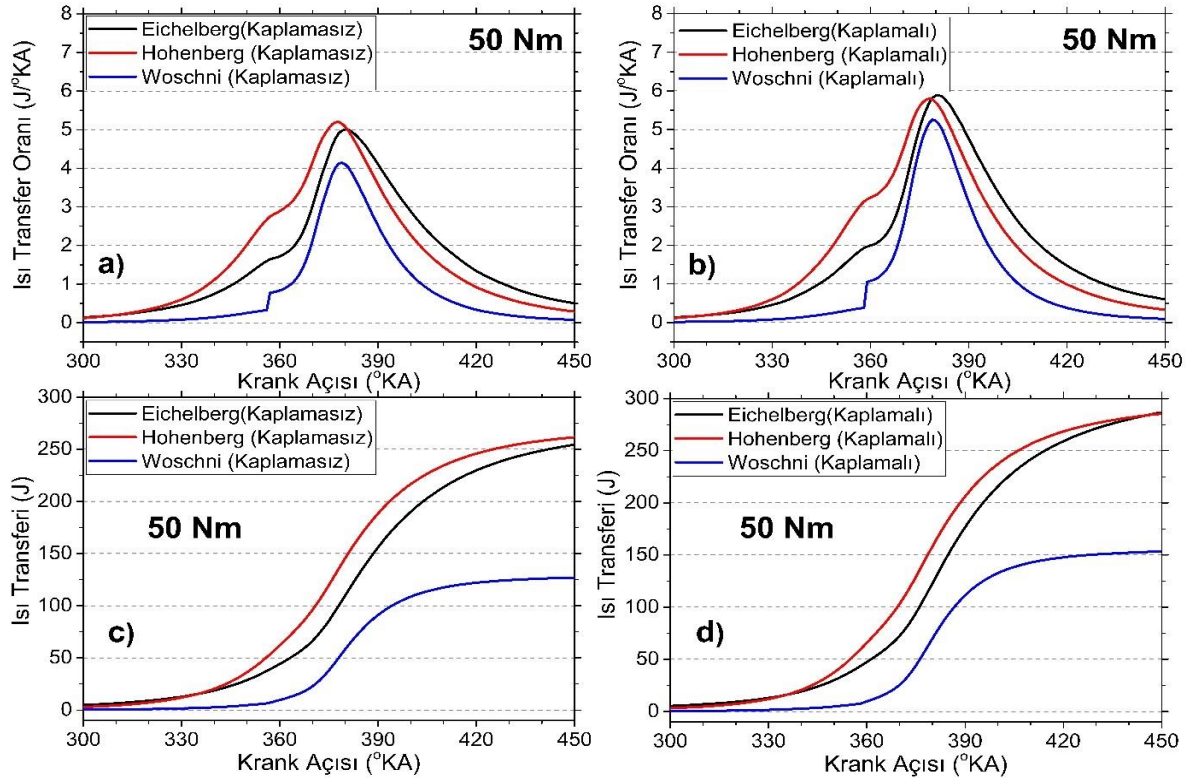
Şekil 9'da Woschni eşitliğine göre elde edilen krank açısına bağlı ITK ve ısı akısı bulguları görülmektedir. Düşük yüklerde her iki motorda da kullanılan tüm modellerde yaklaşık değerler elde edilirken yüksek yüklerde fark artmıştır. Elde edilen bu sonuçlara göre, Hohenberg ve Eichelberg modellerinden farklı olarak Woschni modeliyle yüksek yükte daha yüksek maksimum değerler bulunmuştur. Woschni modeliyle 120 Nm yükte kaplamalı ve kaplamasız motorda sırasıyla ITK değerleri 3486,11 W/m²K ve 2971,48 W/m²K iken ısı akısı 7,63 MW/m² ve 5,71 MW/m² bulunmuştur. Woschni modeliyle kaplamasız motorda elde edilen ITK değerleri Hohenberg modelinden %38, Eichelberg modelinden %36,84 daha büyüktür. Benzer şekilde, kaplamalı motorda maksimum ITK değerleri Hohenberg modeliyle elde edilen değerden %61,9 ve Eichelberg modeliyle elde edilen değerden %60,5 daha büyüktür. Maksimum ısı akısı değerleri göz önüne alındığında,

Woschni modeliyle elde edilen maksimum ısı akısı 120 Nm yükte kaplamalı ve kaplamasız motorlar için Hohenberg modelinden %82,9 ve %56,43 daha büyük iken Eichelberg modelinden %60,6 ve %46,78 daha büyüktür. Bu farkın Woschni modelindeki gaz hızının yanma başlangıcıyla birlikte ani artışından ve farklı üs değerlere sahip olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Hohenberg modelinde gaz hızı etkisi tüm çevrim boyunca sabit iken Woschni modelinde yanma prosesiyle birlikte gaz hızı etkisi artış göstermektedir. Ayrıca, Woschni eşitliğindeki basınç, sıcaklık ve gaz hızı parametrelerinin farklı üs değerlere sahip olmasından dolayı değişik sonuçlar meydana getirdiği düşünülmektedir [2, 27].



Şekil 9. Kaplamalı ve kaplamasız motorda farklı yüklerde Woschni modeline göre ITK ve ısı akısı değişimleri (Variations of heat transfer coefficient and heat flux with respect to Woschni model at different loads under coated and uncoated operating conditions)

Şekil 10'da en düşük çalışma yükü olan 50 Nm'de tüm ITK modellerine göre birim krank açısında meydana gelen ısı transfer oranı ve krank açısına bağlı ısı transferi değişimi görülmektedir. ITK modelleri kendi aralarında karşılaştırıldığında birim krank açısında en yüksek ısı transferi oranı değerlerinin kaplamasız motorda sırasıyla Hohenberg, Eichelberg ve Woschni modelleriyle, kaplamalı motorda ise Eichelberg, Hohenberg ve Woschni modelleriyle elde edildiği görülmektedir. Ayrıca, Eichelberg modeliyle elde edilen maksimum ısı transfer oranı krank açısı pozisyonunun daha geç olduğu görülmektedir. Benzer durum, Rashidul ve



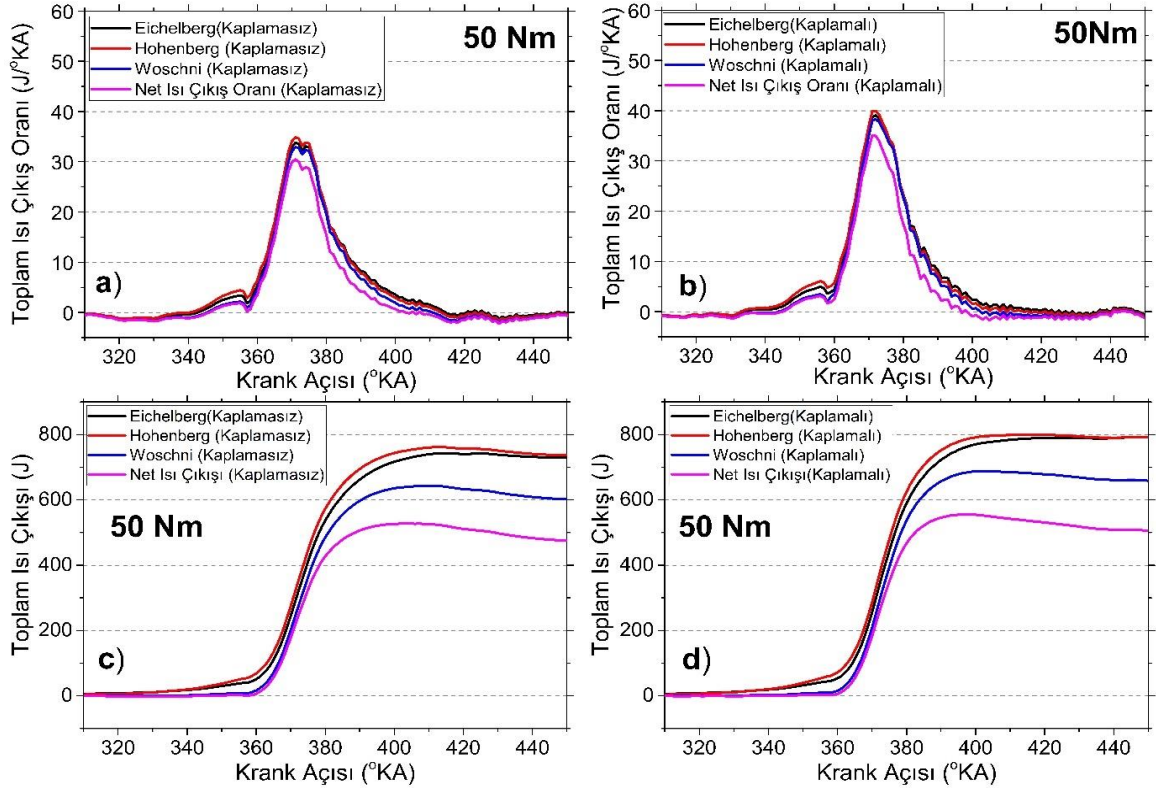
Şekil 10. Kaplamalı ve kaplamasız çalışma şartlarında 50 Nm yükte farklı ısı taşınım modelleri ile oluşan ısı transfer oranı ve ısı transferi değişimleri (Variations of heat transfer rate and heat transfer occurred by different convective heat transfer models at 50 Nm load under coated and uncoated operating conditions)

arkadaşları tarafından biyoetanol kullanılan benzinli bir motorda nümerik çalışma ile elde edilmiştir [4]. Diğer taraftan, krank açısına bağlı genel ısı transferi değişimi için sıkıştırma zamanında Hohenberg modeliyle daha yüksek ısı transferi değerleri elde edilirken Woschni modeliyle daha düşük değerler elde edilmiştir. Ancak, genişleme zamanında belli bir krank açısından sonra Eichelberg ve Hohenberg modelleriyle birbirine yakın genel ısı transferi değerleri elde edilmiştir.

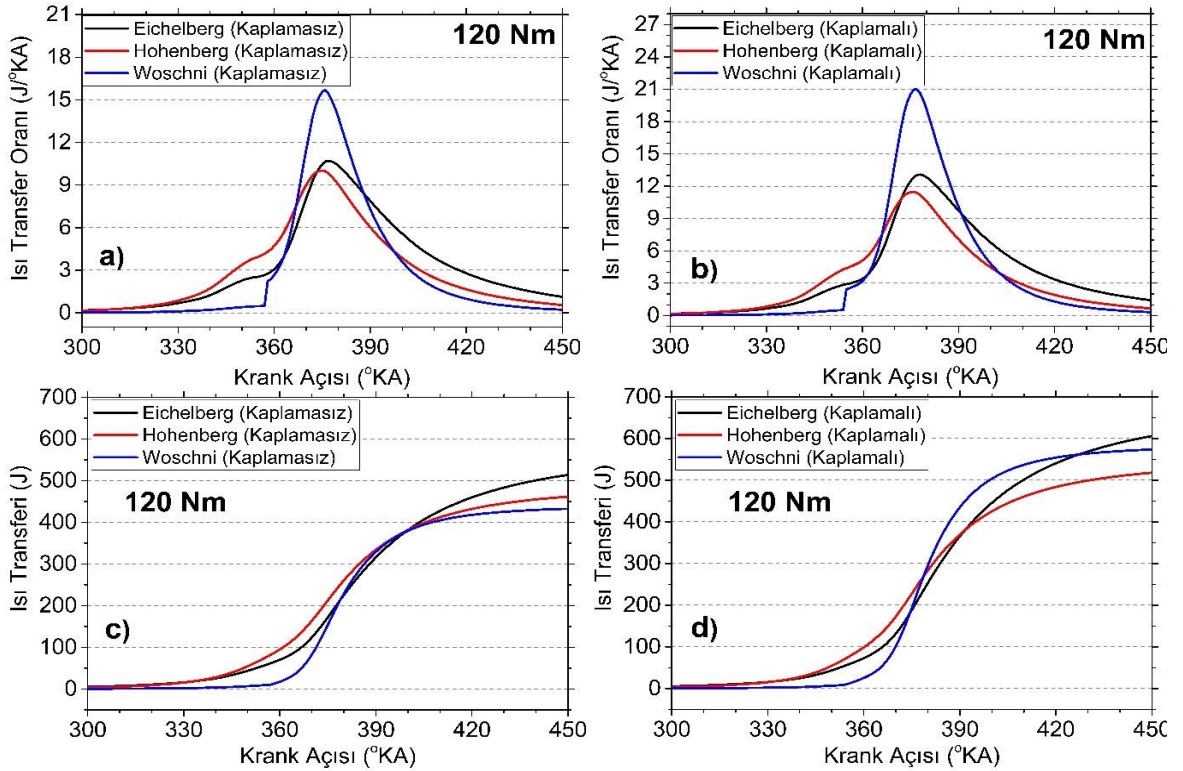
Şekil 11 (a-d)'de farklı ITK modelleriyle 50 Nm yükte elde edilen birim krank açısında toplam ısı çıkışı oranı ve toplam ısı çıkışı değişimleri gösterilmektedir. Şekil 11 (a ve b)'de ısı transferinin hesaba katılmadığı net ısı çıkış oranı eğrisinde maksimum değerler sırasıyla kaplamasız motor için 30,45 J/°KA ve kaplamalı motor için 35,09 J/°KA'dır. Net ısı çıkış oranına ısı transferinin dahil edilmesi durumunda ortaya "toplam ısı çıkış oranı" çıkmaktadır. Hohenberg, Eichelberg ve Woschni ITK modellerinin hesaba katılmasıyla toplam ısı çıkış oranı, kaplamalı motor için sırasıyla 40 J/°KA, 39,03 J/°KA ve 38,32 J/°KA, kaplamasız motor için sırasıyla 34,61 J/°KA, 33,62 J/°KA ve 32,79 J/°KA olmuştur. Piston oyuğunun düşük ısı geçirgenlik malzemeleriyle kaplanması sonucu oluşan daha yüksek silindir basıncı ve gaz sıcaklık değerleri tüm ITK modelleriyle birlikte daha yüksek toplam ısı çıkış oranı oluşturmuştur. Şekil 11 (c ve d)'de toplam ısı çıkışı grafiklerine göre her iki motor tipi için Hohenberg ve Eichelberg modelleriyle birbirine yakın sonuçlar elde edilirken Woschni modeliyle daha

düşük sonuçlar elde edilmiştir. Kaplamalı motorda tüm ITK modelleriyle daha yüksek toplam ısı çıkışı sonuçları gözlenmektedir. Piston kaplaması sonucu piston yüzeyinden yağlama yağına ve kısmen soğutma suyuna ısı geçişi azalmaktadır. Bunun sonucunda, kaplamalı motorda yanma odasında oluşan daha yüksek basınç ve sıcaklık değerleri toplam ısı çıkışının artmasına yol açmıştır.

Yukarıda tartışılan değişkenlerin en yüksek çalışma yükü olan 120 Nm için de değerlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 12'(a-d)'de 120 Nm yükte her iki motor tipi için farklı ITK modelleriyle elde edilen ısı transfer oranı ve ısı transferi değişimleri görülmektedir. Tüm ITK modelleriyle kaplamalı motorda %14,21-33,61 arasında daha yüksek ısı transfer oranı elde edilmiştir. Düşük yükte çalışma durumundan farklı olarak yüksek yükte, maksimum ısı transfer oranı değerlerinin sırasıyla Woschni, Eichelberg ve Hohenberg modelleriyle elde edildiği görülmektedir. Bu durum, Şekil 7-9'da tartışılan ITK sonuçlarıyla uyumludur. En yüksek ısı transfer oranı sıkıştırma zamanında Hohenberg modeliyle elde edilirken genişleme zamanında Eichelberg modeliyle daha yüksek ısı transfer oranı elde edilmiştir. Sıkıştırma ve genişleme zamanlarında Woschni ITK modeliyle elde edilen ısı transfer oranının diğer ITK eşitlikleriyle elde edilen değerlerden daha az olduğu ancak ÜÖN'den sonra hızla artarak daha yüksek maksimum değerler ürettiği göze çarpmaktadır. Bu durum literatürle oldukça uyumludur. [21, 27, 28, 33].



Şekil 11. Kaplamalı ve kaplamasız çalışma şartlarında 50 Nm yükte farklı ısı taşınım modelleri ile oluşan toplam ısı çıkış oranı ve toplam ısı çıkışı değişimleri (Variations of gross heat release rate and cumulative gross heat release occurred by different convective heat transfer models at 50 Nm load under coated and uncoated operating conditions)



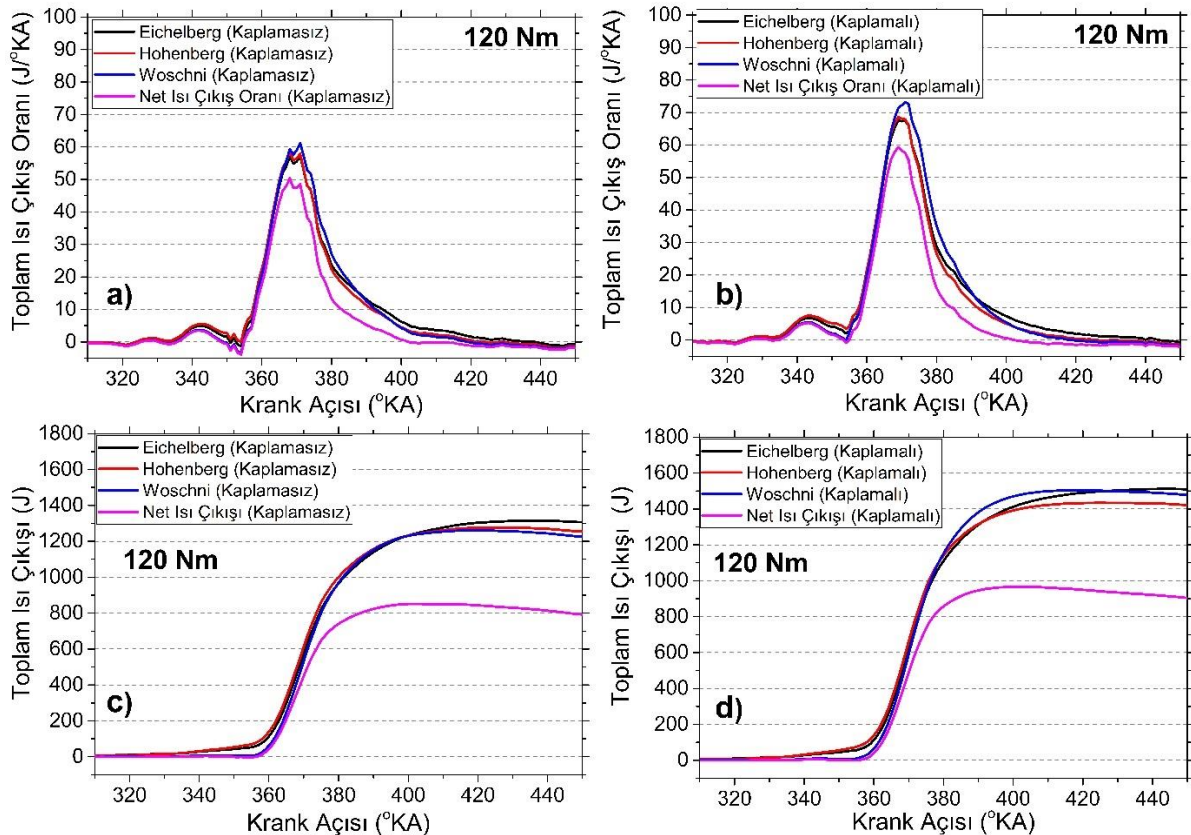
Şekil 12. Kaplamalı ve kaplamasız çalışma şartlarında 120 Nm yükte farklı ısı taşınım modelleri ile oluşan ısı transfer oranı ve ısı transferi değişimleri (Variations of heat transfer rate and heat transfer occurred by different convective heat transfer models at 120 Nm load under coated and uncoated operating conditions)

Şekil 12 (c ve d)'de ısı transferi değişimleri incelendiğinde, Hohenberg modeli her iki motorda sıkıştırma periyodunda diğer modellerden daha yüksek değerler meydana getirirken Eichelberg modeli Hohenberg ve Woschni modelleri arasında bir sonuç üretmiştir. ÜÖN'den önce ve yanma prosesinde ısı transferi değerleri Woschni modeliyle en düşük değerlerdedir. ÜÖN'den sonra yanma prosesinin ilerlemesiyle her iki motorda, ısı transferi tüm ITK modelleriyle ani bir atış göstermiştir. Genişleme zamanı başlangıcında kaplamalı motorda Woschni modeliyle daha yüksek ısı transferi değerleri elde edilmiştir. Ancak, genişleme zamanı ortasında, her iki motorda Eichelberg modeliyle diğer modellerden daha yüksek ısı transferi değerleri elde edilmiştir. Bunun, Eichelberg modelinin genişleme zamanı boyunca her iki motorda daha yüksek ısı transfer oranı değerleri oluşturmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Şekil 12 (c ve d)'de herhangi bir ITK modeli için 'Isı Transferi' eğrisi, 'Isı Transfer Oranı' değerlerinin toplamından elde edilmektedir. Isı transfer oranı ise birim krank açısındaki ısı transferi değişimini ifade etmektedir. Isı transfer oranındaki en yüksek değer, ısı transferinin söz konusu krank mili açısında en yüksek değerde olduğunu gösterir. Fakat bu durum, ısı transferinin en yüksek değerde olacağına kanıtı değildir. Çünkü bu eğilim sürekli korunamaz ve krank mili açısına bağlı

olarak azalabilir. Isı transferi oranında meydana gelen bu azalma ısı transferini de azaltacaktır.

Şekil 13'de 120 Nm yükte farklı ITK eşitlikleriyle edilen toplam ısı çıkış oranı ve toplam ısı çıkışı görülmektedir. Maksimum net ısı çıkış oranı, kaplamasız ve kaplamalı motorlarda sırasıyla 50,37 J/°KA ve 59,25 J/°KA'dır. Standart motorla karşılaştırıldığında, kaplamalı motorda %17,63 daha yüksek net ısı çıkış oranı oluşmuştur. Maksimum toplam ısı çıkış oranı değerleri Hohenberg, Woschni ve Eichelberg modelleri için kaplamasız motorda sırasıyla 56,02 J/°KA, 61,19 J/°KA ve 54,86 J/°KA iken kaplamalı motorda sırasıyla 68,55 J/°KA, 73,23 J/°KA ve 67,47 J/°KA olarak elde edilmiştir. Bu durumda, kaplamalı motor uygulaması sonucunda maksimum toplam ısı çıkış oranı %19,67-22,98 arasında artmıştır. Şekil 13 (c ve d) toplam ısı çıkışı sonuçlarına bakıldığında kaplamasız motorda tüm ITK modelleriyle elde edilen sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu fakat kaplamalı motorda durumun biraz farklı olduğu görülmektedir. Genişleme periyodunun sonuna doğru Hohenberg modeliyle en düşük toplam ısı çıkışı sonucu elde edilirken, Eichelberg ve Woschni modelleriyle birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca, toplam ısı çıkışı değerlerinin büyüklüğü göz önüne alındığında kaplamasız motorda daha yüksek değerlerin olduğu açıktır.



Şekil 13. Kaplamalı ve kaplamasız çalışma şartlarında 120 Nm yükte farklı ısı taşınım modelleri ile oluşan toplam ısı çıkış oranı ve toplam ısı çıkışı değişimleri (Variations of gross heat release rate and cumulative gross heat release occurred by different convective heat transfer models at 120 Nm load under coated and uncoated operating conditions)

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, direkt püskürtmeli bir motorda Woschni, Eichelberg ve Hohenberg ısı taşınım katsayısı modelleri kullanılarak kaplamalı bir motorda yanma gazları ve yanma odası duvar yüzeyleri arasındaki ısı geçişi incelenmiştir. Test motoru, sabit devirde farklı yükler altında çalıştırılarak kaplamalı ve kaplamasız motorda meydana gelen ısı transferi karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre:

Artan yükte birlikte gaz basıncı ve ortalama gaz sıcaklığı yükselmektedir. Isı geçişi için temel parametreler olan basınç ve sıcaklık değişimiyle tüm modeller için ITK ve ısı akısı önemli oranda etkilenmiştir. Aynı çalışma şartları altında, kaplamalı motorda daha yüksek ITK ve ısı akısı elde edilmiştir. Woschni modeliyle 120 Nm yükte kaplamasız ve kaplamalı çalışma şartlarında Eichelberg modelinden %36,84-60,5 ve Hohenberg modelinden %38-61,9 oranında daha yüksek ITK elde edilmiştir. Aynı şartlarda, Woschni modeliyle hesaplanan ısı akısı Hohenberg modelinden %56,43-82,9 ve Eichelberg modelinden %46,78-60,6 oranında daha yüksek olmuştur.

50 Nm yükte ısı transfer oranı ve genel ısı transferi Woschni modeli ile tüm çevrim boyunca her iki motorda da en düşük değerlerdedir. Sıkıştırma zamanında her iki motorda Hohenberg modeliyle en yüksek ısı transfer oranı değerleri elde edilirken genişleme zamanında Eichelberg modeliyle daha yüksek ısı transfer oranı değerleri elde edilmiştir. Benzer durum 120 Nm yükte de görülmüştür. 120 Nm yükte ısı transfer oranı, her iki motorda da sıkıştırma ve genişleme zamanlarında Woschni modeliyle en düşük değerlerdedir. Ancak, yanma başlangıcından itibaren Woschni modeliyle en yüksek ısı transfer oranı değerleri elde edilmiştir. Kaplamalı motorda tüm modellerle daima daha yüksek ısı transfer karakteristikleri elde edilmiştir. Isı transferi, her iki motorda da 50 Nm yükte Woschni modeli ile en düşük, Hohenberg modeli ile en yüksek değerlerdedir. 120 Nm yükte ısı transferi her iki motorda sıkıştırma zamanında Woschni modeli ile en düşük değerlerdedir. Genişleme periyodunda kaplamalı motorda ısı transferi Woschni modeli ile hızla artış gösterirken yanma sonunda her iki motorda Eichelberg modeli ile en yüksek değerlere ulaşmıştır.

Krank açısına göre toplam ısı çıkışı, 50 Nm'de Woschni modeli ile düşük değerlerde iken Hohenberg ve Eichelberg modelleri ile daha yüksek ve birbirine yakın bulunmuştur. 120 Nm'de kaplamasız motorda tüm modellerle toplam ısı çıkışı oldukça yakın bulunmuştur. Kaplamalı motorda ise modeller arasında çok az bir fark görülmüştür.

Genel olarak, tüm ısı taşınım modelleriyle incelenen ısı geçişi parametreleri (toplam ısı çıkışı, toplam ısı çıkış oranı, ısı transfer oranı ve ısı transferi) kaplamalı motorda daha yüksek elde edilmiştir.

SİMGELER VE KISALTMALAR (SYMBOLS and ABBREVIATIONS)

A	:Yüzey alanı (m ²)
D	: Silindir çapı (m)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
ITK	: Isı transferi katsayısı
k	: Özgül ısılar oranı
l	: Uzunluk (m)
μ	: Dinamik viskozite (Pa.s)
Nu	: Nusselt sayısı
p	: Silindir basıncı (bar)
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynold sayısı
ρ	: Yoğunluk ((kg/m ³)
u	: Gaz hızı (m/s)
T _g	: Ortalama gaz sıcaklığı (K)
T _w	: Duvar yüzey sıcaklığı (K)
V _s	: Strok hacmi (m ³)
U _p	: Ortalama piston hızı (m/s)
w	: Ortalama gaz hızı (m/s)
1D	: Bir boyutlu
dQ _{net}	: Net ısı çıkışı (J/°)
θ	: Krank açısı (°)

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Ali ŞANLI: Sonuçlarını analiz etmiş ve makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir. etmiştir.

Mustafa Cihad BİLGİÇ: Sonuçlarını analiz etmiş ve makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir. etmiştir.

İlker Turgut YILMAZ: Deneyleri yapmış ve sonuçlarını analiz etmiştir.

Ali ÖZ: Makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Ferguson C. R. and Kirkpatrick A. T., "Internal Combustion Engines—Applied Thermosciences", 2nd ed., *John Wiley & Sons*, New York, (2001).

- [2] Şanlı A., Özsezen A. N., Kılıçaslan I. and Çanakçı M., "The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine", *Applied Thermal Engineering*, 28: 1395-1404, (2008).
- [3] Dabbaghi M. F., Baharom M. B., Abdul Karim Z. A., Aziz A. R. A., Muhammed S. E. and Zainal E. Z. A., "Comparative evaluation of different heat transfer correlations on a single curved-cylinder spark ignition crank-rocker engine", *Alexandria Engineering Journal*, 60(3): 2963-2978, (2021).
- [4] Rashedul H. K., Kalam M. A., Masjuki H. H., Ashraf A. M., Imtanan S., Sajjad H. and Wee L. K., "Numerical study on convective heat transfer of a spark ignition engine fueled with bioethanol", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 58: 33-39, (2014).
- [5] Janjua A. A., Shah S. R., Din E. U., Aslam J., Khan M. Z. A. and Tauzia X., "Simplistic Comparative Analytical Methodology for Accuracy Determination of In-Cylinder Convective Heat Transfer Coefficient Models of Diesel Engine Operating with Water Injection using Experimental Pressure Signals", *Arabian Journal for Science and Engineering*, (2023).
- [6] Sanli A., Sayin C., Gumus M., Kilicaslan I. and Canakci M., "Numerical evaluation by models of load and spark timing effects on the in-cylinder heat transfer of a SI engine", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, 56(5): 444-458, (2009).
- [7] Przybyla G., Postrzednik S., Zmudka Z., "The heat transfer calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas", *Mechanika*, 87(1/15): 71-80, (2015).
- [8] Climent H., Tiseira A., Soriano J. G. and Darbhamalla A., "In-cylinder heat transfer model proposal compatible with 1D simulations in uniflow scavenged engines", *Applied Sciences*, 13(6): 3996, (2023).
- [9] Depcik C., Alam S. S., Madani S., Ahlgren N., McDaniel E., Burugupally S. P., and Hobeck J. D., "Determination of a heat transfer correlation for small internal combustion engines", *Applied Thermal Engineering*, 228: 120524, (2023) <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120524>.
- [10] Assanis D., Wiese K., Schwarz E. and Bryzik W., "The effects of ceramic coatings on diesel engine performance and exhaust emissions", *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, (1991).
- [11] Aabid A. and Khan S.A., "Optimization of heat transfer on thermal barrier coated gas turbine blade", *IOP Conference Series: Material Science Engineering*, 370: 012022, (2018).
- [12] Schulz U., Leyens C., Fritscher K., Peters M., Saruhan-Brings B., Lavigne O., Dorvaux J. M., Poulain M., Mevrel R. and Caliez M., "Some recent trends in research and technology of advanced thermal barrier coatings", *Aero Science and Technology*, 7: 73-80, (2003).
- [13] Goud G. B., Singh C. T. D. K., "Investigation of CI diesel engine emission control and performance parameters using biodiesel with YSZ coated piston crown", *International Journal of Engineering and Technology* 2(3): 467-474, (2015).
- [14] Selvam M., Shanmugan S. and Palani S., "Performance analysis of IC engine with ceramic-coated piston", *Environmental Science and Pollution Research*, 25:35210-35220, (2018).
- [15] Motwani R., Gandolfo J., Gainey B., Levi A., Moser S., Filipi Z. and Lawler B., "Assessing the impact of a novel TBC material on heat transfer in a spark ignition engine through 3D CFD-FEA Co-simulation routine", *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, (2022).
- [16] Ramasamy N., Kalam M. A., Varman M. and Teoh Y. H., "Comparative studies of piston crown coating with YSZ and $Al_2O_3.SiO_2$ on engine out responses using conventional diesel and palm oil biodiesel", *Coatings*, 11(8): 885, (2021).
- [17] Hazar H., Ozturk U. and Gül, H., "Characterization and effect of using peanut seed oil methyl ester as a fuel in a low heat rejection diesel engine", *Energy&Fuels*, 30(10): 8425-8431, (2016).
- [18] Holman J. P., "Experimental Methods for Engineers" 8th Edition, *McGraw-Hill*, New York, (2021)
- [19] Tan D., Chen Z., Li J., Luo J., Yang D., Cui S. and Zhang Z., "Effects of Swirl and Boiling Heat Transfer on the Performance Enhancement and Emission Reduction for a Medium Diesel Engine Fueled with Biodiesel", *Processes*, 9(3): 568, (2021).
- [20] Zak Z., Emrich M., Takats M. and Macek J., "In-cylinder heat transfer modeling". *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 14(3): 2-10, (2016).
- [21] Borman G. and Nishiwaki K., "Internal combustion engine heat transfer", *Progress in Energy and Combustion Science*, 13: 1-46, (1987).
- [22] Woschni G. and Spindler W., "Heat transfer with insulated combustion chamber walls and its influence on the performance of diesel engines", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110: 482-488, 1988.
- [23] Woschni G., "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine", *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, 1967.
- [24] Hohenberg G. F., "Advanced approaches for heat transfer calculations". *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, 1979.
- [25] Eichelberg G., "Some new investigations on old combustion engine problems". *Engineering*, 148(1-2): 446-463, (1939).
- [26] Bothun L. B., "Numerical simulation of nanofluid cooling in a single-cylinder diesel engine", *MSc*, University of Bergen, Geophysical Institute, (2023).
- [27] Şanlı A., Gümüş M., "Farklı sıkıştırma oranı ve motor momentlerinde direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma odasında ısı geçişinin incelenmesi", *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 28(1): 91-103, (2022).
- [28] Heywood J. B., "Internal combustion Engine Fundamentals", *Mc-Graw Hill*, New York, (1988).
- [29] Calam A. "Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda n-heptan-tetrahidrofuran karışımlarının yanma performans ve emisyonu etkisi", *Politeknik dergisi*, 24(3):1033-1043, (2021).

- [30] Uyumaz A. and Solmaz H. “Emme havası giriş sıcaklığı ve ön karışımli yakıt oranının RCCI yanma karakteristiklerine ve motor performansına etkileri”, *Politeknik dergisi*, 20(3):689-698, (2017).
- [31] İlçin K., Fırat M., Altun Ş., Okcu M., “Effect of blending ratio and injection timing on combustion and emissions of a common-rail diesel engine fueled by iso-propanol-butanol-ethanol (IBE) and conventional diesel”, *Journal of Polytechnic*, (baskıda). DOI: 10.2339/politeknik.1027649.
- [32] Trung K. N., “Effect of heat transfer correlation on wet cylinder liner temperature distribution when converting an old engine into a turbocharged engine”, *Archives of Thermodynamics* 42(3): 159–172, (2021).
- [33] Finol C. A., Robinson K., “Thermal modelling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficients”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(12): 1765-1781, (2006).