Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi
Pamukkale University Journal of Engineering Sciences

Farklı sıkıştırma oranı ve motor momentlerinde direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma odasında ısı geçişinin incelenmesi

Investigation of heat transfer in combustion chamber of a direct injection diesel engine under different compression ratios and engine torques

Ali ŞANLI[1*], *Metin GÜMÜŞ*[2]

[1]Gemi Makineleri İşletme Bölümü, Piri Reis Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi, İstanbul, Türkiye.
phdalisanli@outlook.com
[2]Makine Mühendisliği, Teknoloji Fakültesi, Marmara Üniversitesi, İstanbul, Türkiye.
mgumus@marmara.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 24.04.2021 Düzeltme Tarihi/Revision: 06.08.2021 doi: 10.5505/pajes.2021.20599
Kabul Tarihi/Accepted: 16.08.2021 Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Yanma gazları ve yanma odası duvarları arasında meydana gelen ısı geçişi, emisyonları ve motor performansını etkilediğinden dolayı önemli bir konudur. Diğer taraftan, silindir içi ısı geçişine etki eden birçok motor çalışma parametresi bulunmaktadır. Bunlar arasında motor momenti ve sıkıştırma oranı motor ısı transferinde oldukça etkilidir. Bu sebeple, bu çalışmada sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yanma gazları ve yanma odası duvarları arasında meydana gelen ısı transferine motor momenti ve sıkıştırma oranının etkileri incelenmiştir. Yanma odasında genel ısı taşınım katsayısı hesaplanması için literatürde sıklıkla kullanılan Hohenberg, Woschni, Nusselt, Eichelberg ve Sitkei-Ramanaiah bağıntıları kullanılmıştır. Ayrıca, çalışmada çeşitli ısı transferi karakteristikleri (ısı akısı, yanma odası elemanlarında ısı kaybı, birim krank açısında ısı geçişi değişimi) değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmada, sıkıştırma oranı ve motor momentinin, ısı taşınım katsayısını ve ısı akısını önemli oranda etkilediği görülmektedir. Sitkei-Ramanaiah bağıntısıyla hesaplanan ısı geçişi karakteristikleri en yüksek değerleri verirken Eichelberg bağıntısı en düşük değerleri vermiştir. Yanma odasında en fazla ısı kaybı pistonda oluşmuştur.

Anahtar kelimeler: Yanma odasında ısı geçişi, Motor momenti, Sıkıştırma oranı, Isı taşınım katsayıları.

Abstract

The heat transfer between gases and combustion chamber walls is an important issue because of affecting the emissions and engine performance. On the other hand, there are a number of engine operation parameters impacting on the in-cylinder heat transfer. Of these parameters, compression ratio and engine torque are of significant influence on the engine heat transfer. For this reason, in this study the effects of compression ratio and engine torque on the heat transfer between gases and combustion chamber walls in a compression ignition engine were studied. The most used correlations such as Hohenberg, Woschni, Nusselt, Eichelberg, and Sitkei-Ramanaiah were used to calculate the overall convective heat transfer coefficient in the combustion chamber. Moreover, various heat transfer characteristics (heat flux, heat loss in combustion chamber parts, heat transfer rate) were evaluated in this study. In the performed study, it was shown that compression ratio and engine torque affected significantly the heat transfer coefficient and heat flux. While heat transfer characteristics calculated by Sitkei-Ramanaiah correlation had the highest value, Eichelberg correlation had the lowest values. The most transferred heat among the combustion chamber parts occurred in the piston.

Keywords: Heat transfer in combustion chamber, Engine torque, Compression ratio, Convective heat transfer correlations.

1 Giriş

İçten yanmalı motorlarda, verim ve çevrim diyagramı üzerine en etkili parametrelerden biri ısı geçişidir. Yanma odasında ısı geçişi, silindir gaz sıcaklığını etkileyeceğinden NO_x emisyonları, yağ filmi tabakası ve yanma odası elemanlarında oluşan ısıl gerilmeler önemli oranda değişecektir. Özellikle, sıkıştırma ateşlemeli motorların en büyük sorunlarından olan NO_x emisyonları büyük oranda gaz sıcaklığına bağlı olduğu için yanma odasında oluşan ısı geçişi kritik öneme sahiptir [1]. İçten yanmalı motorlarda kullanılacak radyatör büyüklüğü ve motor boyutlarının belirlenmesinde ısı geçişi göz önüne alınmaktadır. Günümüzde, içten yanmalı motorlarda yakıt tüketimi, yapılan araştırmalar sonucunda oldukça makul seviyelere indirilmiştir. Şüphesiz, bilgisayarlarla yapılan benzetim çalışmalarıyla ve uygun sınır şartların belirlenmesiyle ısı geçişinin etkisi ayrıntılı olarak incelenebilmektedir. Ancak, kullanılan benzetim çalışmalarından daha olumlu sonuçlar alınabilmesi için seçilen ısı taşınım katsayılarının kesinliği göz önüne alınmalıdır [2],[3].

Yanma odası yüzeyi ve yanma gazları arasındaki ısı geçişi, motor tipine ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Yanma odasında oluşan ısının yaklaşık yarısı silindir bloğundan soğutma suyuna doğrudan taşınım ve iletim ısı geçişi mekanizmasıyla sağlanırken bir kısmı da piston, silindir kafası, supaplar ve egzoz duvar yüzeylerinden hem soğutma suyuna hem de yağlama yağına aktarılmaktadır [1]. Diğer taraftan, içten yanmalı motorlarda silindire alınan soğuk emme havası veya hava-yakıt karışımı sıcak yanma odası duvarlarından ısı alacağından dolayı motorun hacimsel verimi olumsuz etkilenmekte ve dolayısıyla motor performansı azalmaktadır.

Yanma gazlarından silindir duvar yüzeylerine ısı geçişi büyük oranda taşınımla gerçekleşirken ışınımla ısı geçişi nispeten daha az orandadır. Bu oran motor tipine göre değişmektedir. Işınımla ısı geçişi buji ateşlemeli motorlara kıyasla sıkıştırma ateşlemeli motorlarda is partiküllerinin varlığından dolayı %30 daha fazladır [4].

Literatürde, içten yanmalı motorlarda silindir içi ısı geçişi ile ilgili deneysel ve benzetim çalışmaları bulunmaktadır. [5]'te tek

*Yazışılan yazar/Corresponding author

silindirli ön yanma odalı bir dizel motorda, farklı çalışma şartlarında, motorun birçok bölgesinde deneysel ısı geçişi çalışması yapılmıştır. Soğutucuya kaybedilen ısının yarısının silindir cidarlarından, %15-18 kadarının ön yanma odasından ve %9-15 kadarının egzoz portundan gerçekleştiği belirlenmiştir. [6]'da, Woschni ve Annand ısı taşınım katsayılarını kullanarak buji ateşlemeli motorda ısı geçişi incelenmiştir. Çalışmada, motor sıkıştırma oranı ve devir değişiminin yanma odası ısı geçişine büyük oranda etki ettiği belirlenmiştir. Başka bir çalışmada [7] tek silindirli hava soğutmalı sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yanma odasında çeşitli noktalarda duvar yüzey sıcaklığı ve ısı kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, Woschni ve Eichelberg ısı taşınım katsayısı denklemlerini kullanarak elde edilen ısı geçişi deneysel sonuçlarla kıyaslanmış ve Woschni denkleminin daha yüksek, Eichelberg denkleminin daha düşük değerler verdiği gösterilmiştir. Duvar yüzey sıcaklıkları ve ısı akıları çeşitli yanma odası parçalarında farklı büyüklükte ölçülmüştür. Yakıt olarak biyoetanol kullanılan bir çalışmada, Eichelberg bağıntısının Hohenberg bağıntısından %6.67 oranında daha yüksek ısı geçişi verdiğini ve Hohenberg bağıntısının daha doğru sonuçlar verdiğini belirtmiştir [8]. Ayrıca, biyoetanolün yanma başlangıcında itibaren belirli bir süre daha yüksek ısı geçişi sergilediği, ancak yanma sonuna doğru daha az ısı geçişine sebep olduğu belirtilmiştir. Farklı sıkıştırma oranlarında metan ve hidrojen kullanılan buji ateşlemeli bir motorda ise kullanılan ısı taşınım katsayısı denklemlerinin metan ve hidrojen yanması için revize edilmesi gerektiği belirtilmiş ve bağıntıdaki bazı sabit katsayıların revizyonuyla deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilmiştir [9]. Eğimli silindir yapısına sahip buji ateşlemeli bir motorda çeşitli ısı taşınım denklemleriyle (Woschni, Annand, Hohenberg ve Sitkei-Ramanaiah) yapılan çalışmada yanma performansı değerlendirilmiştir [10]. Silindir basınç verilerine göre yapılan kıyaslamada kullanılan test motoru için en uygun sonuç Annand bağıntısıyla elde edilmiştir. Yapılan başka bir çalışmada [11], buji ateşlemeli bir motorda çeşitli ısı taşınım katsayısı denklemleri kullanılarak daha efektif bir yanma modeli geliştirilmesi amaçlanmıştır. Hohenberg denklemiyle en iyi sonuçlar elde edilirken Sitkei-Ramanaiah denklemiyle tutarsız sonuçlar elde edilmiştir. Etanol kullanılan buji ateşlemeli motorda yapılan bir çalışmada, iki bölge yanma modelinde Hohenberg denklemi kullanılarak en iyi sonuçlar edilmiştir [12]. Küçük hacimli buji ateşlemeli bir motorda yapılan bir çalışmada, Nusselt, Annand, Hohenberg, Eichelberg ve Sitkei-Ramanaiah ısı taşınım katsayısı eşitlikleri deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır [13]. Ancak, bu denklemlerinin hiç birinin test motoru için uygun sonuçlar vermediği, bunun sebebinin de bu eşitliklerin büyük hacimli motorlar için geliştirilmesinden kaynaklandığı belirtilmiştir. Böylece, test motoru için Stanton sayısına dayalı geliştirilen bir ısı taşınım katsayısı eşitliği ile deneysel sonuçlarla örtüşen bulgular elde edilmiştir. [14]'de, Hohenberg ve Woschni denklemleriyle elde edilen ısı taşınım katsayılarının homojen dolgulu motorda çalışma şartlarına göre sıkıştırma ve genişleme zamanında, elde edilen ısı taşınım katsayılarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu ancak tepe noktasının çoğunlukla gerçek değerlerden uzaklaştığı görülmüştür.

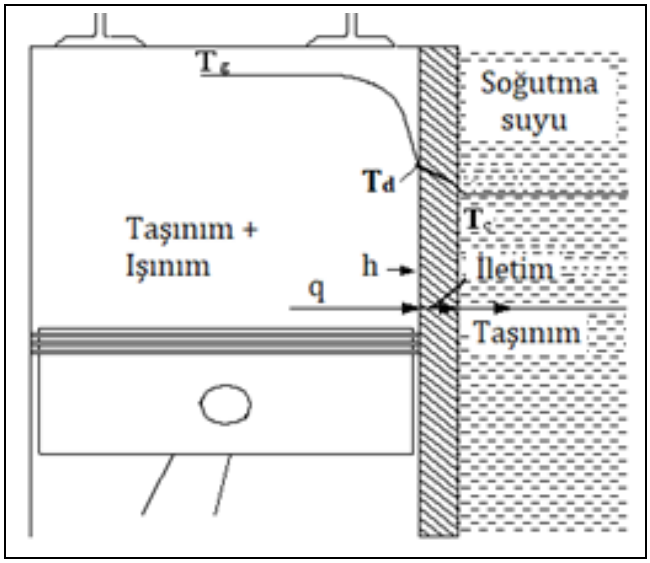
Literatürde yapılan çalışmalar göz önüne alındığında direkt püskürtmeli dizel motorlarda sıkıştırma oranı ve motor momentinin yanma odası ısı geçişine etkisinin incelenmediği görülmektedir. Bu çalışmada, doğrudan püskürtmeli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda deneysel veriler kullanılarak genel ısı taşınım katsayısı bağıntıları hesaplanmış ve yanma odası duvarları ve yanma gazları arasındaki ısı geçişi karakteristiklerine sıkıştırma oranı ve motor momentinin etkisi incelenmiştir. Isı taşınım denklemleri için temel parametreler olan silindir basıncı, ortalama gaz sıcaklığı, gaz hızları ve motor geometrisi için gerekli veriler farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında deneysel olarak ve termodinamik kabullerle belirlenmiştir. Genel ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi için literatürde en sık kullanılan bağıntılar (Woschni, Hohenberg, Nusselt, Eichelberg ve Sitkei-Ramanaiah) seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar farklı çalışma şartlarında birbirleriyle kıyaslanarak tartışılmıştır.

2 Yanma odası duvarı ve yanma gazları arasında ısı geçişinin hesaplanması

İçten yanmalı motorlarda ısı geçişinin çok boyutlu olması, ani oluşum göstermesi, silindir içi basınç ve sıcaklık dalgalanmaları ve bunların ölçüm zorluğu konuyu oldukça karmaşık ve kapsamlı bir hale getirmektedir. Ayrıca, taşınımla ve ışınımla ısı geçişleri yanma esnasında birlikte rol oynamaktadır. Buji ateşlemeli motorlarda ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma mekanizmaları farklı olduğundan taşınım ve ışınım oranları farklılık göstermektedir [4],[15]. Isı geçişini basite indirgemek için bazı varsayımlar ve yarı ampirik denklemler kullanılmaktadır. Böylece, yanma esnasında ısı geçişi hakkında bir takım önemli bilgilere ulaşmak mümkündür. Şekil 1'de yanma odasından soğutma suyuna gerçekleşen ısı transferi şematik olarak gösterilmektedir.

Gaz ve silindir duvarları arasında taşınım ve ışınımla, silindir gömleğinden iletimle ve soğutma suyunda ise taşınımla ısı geçişi meydana gelmektedir. Bu çalışmada, yanma odasında meydana gelen ısı geçişi ele alınmıştır. Silindir içi gazları ve yanma odası duvarları arasındaki ısı akısı; ısı taşınım katsayısına, gaz sıcaklığına ve duvar sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Isı akısı için Newton'un soğuma kanunu Eşitlik (1)'de verilmektedir.

$$q(\theta) = h(\theta)\left(T_g(\theta) - T_d\right) \quad (1)$$



Şekil 1. Yanma odası ısı geçişi şeması.

Figure 1. Schematic view of the heat transfer in combustion chamber.

Bu denklemde, h krank açısına bağlı ısı taşınım katsayısını, T_g krank açısına bağlı olarak ortalama gaz sıcaklığını ve T_d yanma odası duvar sıcaklığını ifade etmektedir. Bağıntıda ışınımla ısı geçişi ihmal edilmiştir. Gerçek çalışma şartlarında, yanma odasında gaz sıcaklığı bölgesel olarak değişmektedir. Bu yüzden, gaz sıcaklığı için kesin bir değer belirlemek oldukça zordur. Burada, bir kabul yaparak, gaz sıcaklığının yanma odasında bölgesel olarak değişmediği kabul edilmiştir. T_d duvar sıcaklığı, genel olarak yanma odası yüzeylerinde her noktada farklıdır ve krank açısına göre değişmektedir [6]. Ancak, yapılan çalışmalarda duvar sıcaklığı değişiminin çevrim boyunca ihmal edilebilir seviyelerde olduğu görülmektedir [14],[16],[17]. Bu çalışmada, yanma odası duvar sıcaklığı T_d sabit 450 K kabul edilmiştir.

İçten yanmalı motorlarda silindir içinde ısı geçişinin hesaplanması ile ilgili olarak tarihte ileri sürülen ilk ampirik bağıntı Nusselt tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir [1].

$$h(\theta) = 1.14(1 + 1.24U_p)\sqrt[3]{P(\theta)^2 T_g(\theta)} \quad (2)$$

Daha sonraki yıllarda büyük hacimli iki ve dört zamanlı dizel motorlarda yapılan deneysel sonuçlara göre geliştirilen ısı taşınım katsayısı (ITK) ifadelerinden biri Eichelberg tarafından Eşitlik (3)'te verilmiştir [1], [18].

$$h(\theta) = 2.43\sqrt[3]{U_p}\sqrt{P(\theta)T_g(\theta)} \quad (3)$$

Eşitlik (2) ve (3)'te, P ve T_g sırasıyla deneysel olarak ölçülen silindir gaz basıncı (bar biriminde) ve yanma gazları ortalama sıcaklığıdır (K biriminde). U_p ortalama piston hızıdır ($S.N/30$) ve birimi m/s'dir. Eichelberg ve Nusselt denklemlerine benzer birkaç denklem daha ortaya çıkarılmış olsa da bunlara yapılan çalışmalarda nadiren rastlanmaktadır [19].

Yanma odasında ısı transferinin hesaplanması daha gerçekçi bir yaklaşım olan silindirik borularda iç akış için geliştirilen Nusselt ifadesi (4) temel eşitlik olarak kabul edilmiştir.

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (4)$$

Motor emme dolgusu büyük oranda havadan ibaret olduğu için ve Prandtl sayısı (Pr) sıcaklıkla çok az değiştiği için sabit kabul edilmekte ve bu ifadenin etkisi a katsayısına dâhil edilmektedir [20]-[22]. Böylece, ısı geçişi için ihtiyaç duyulan ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde aşağıdaki eşitlik esas alınmaktadır.

$$Nu = aRe^m \quad (5)$$

Bu denklem genişletildiğinde h ısı taşınım katsayısı belirlenebilmektedir.

$$\frac{hl}{k} = a\left(\frac{\rho U l}{\mu}\right)^m \quad (6)$$

Bu eşitlikte, ρ gaz yoğunluğunu, U karakteristik gaz hızını, l karakteristik uzunluğu, k ısı iletim katsayısını ve μ dinamik viskoziteyi göstermektedir [13]. Silindirik borularda iç akış için m üs değeri 0.7-0.8 aralığında değişmektedir.

Bu teoriden yola çıkarak Woschni, Sitkei-Ramanaiah ve Hohenberg çeşitli deney motorlarında ısı akısı ölçümü yapmış ve birbirlerinden farklı ITK denklemleri geliştirmişlerdir. Woschni tarafından geliştirilen denklem aşağıda verilmektedir [23].

$$h(\theta) = 130P(\theta)^{0.8}T_g(\theta)^{-0.53}D^{-0.2}W(\theta)^{0.8} \quad (7)$$

Woschni, yaptığı çalışmada basınç üs değerini 0.8 önermektedir. Denklem (7)'de, $P(\theta)$ KA'ya bağlı yanma odası basıncını, $T_g(\theta)$ KA'ya bağlı ortalama silindir gaz sıcaklığını, D silindir çapını ve $W(\theta)$ KA'ya bağlı karakteristik gaz hızını ifade etmektedir. Karakteristik gaz hızı aşağıdaki formülden bulunmaktadır.

$$W(\theta) = C_1 U_p + C_2 \frac{V_s T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}}(P(\theta) - P_m(\theta)) \quad (8)$$

Bu eşitliğin sağ tarafındaki birinci grup ($C_1 U_p$) piston hızından kaynaklanan gaz hareketlerini, ikinci grup ise ($C_2 \frac{V_s T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}}(P(\theta) - P_m(\theta))$ yanma etkisiyle meydana gelen gaz hareketlerini ifade etmektedir. C_1 katsayısı, hava hareketlerinin fazla olduğu emme ve egzoz zamanlarında 6.18, sıkıştırma ve genişleme zamanlarında 2.28 olarak alınmaktadır. C_2 katsayısı ise yanma başlangıcından itibaren benzinli ve dizel motorlar için $3.24\text{x}10^{-3}$ olarak, ön yanma odalı dizel motorlar için $6.22\ \text{x}10^{-3}$ olarak alınmaktadır [13],[22]. Ayrıca, homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorlar için Woschni modelinin ve C_2 katsayısının uygun sabitlerle yeniden düzenlendiği literatürde görülmektedir [24]. T_{ref}, P_{ref} ve V_{ref} referans değerleri için bu çalışmada sırasıyla emme valfinin kapandığı andaki (alt ölü noktadan sonra 20^o KA) emme havası sıcaklığı, silindir basıncı ve silindir hacmi değerleri alınmaktadır. V_s strok hacmidir. $P(\theta) - P_m(\theta)$ sırasıyla yanmalı ve yanmasız şartlarda aynı KA'da silindir içi basınçları arasındaki farktır. Bu çalışmada, $P_m(\theta)$ sıkıştırma ve genişleme zamanlarında politropik hal değişimi kabulüyle aşağıdaki 10 numaralı eşitlikten elde edilmiştir [25], [26].

$$P_m = P_{ref}\left(\frac{V_{ref}}{V(\theta)}\right)^n \quad (9)$$

Bu denklemde, $V(\theta)$ KA'ya göre silindir hacmidir.

İçten yanmalı motorun yanma odasında ısı geçişi için bir diğer bağıntı ise Sitkei ve Ramanaiah tarafından [27] deneysel sonuçlara dayanarak geliştirilmiş ve aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$h(\theta) = a(1 + b)P(\theta)^{0.7}T_g(\theta)^{-0.2}D(\theta)^{-0.3}{U_p}^{0.7} \quad (10)$$

Bu bağıntıda, araştırmacılar basınç üs değeri için 0.7 önermişlerdir. Bu bağıntı kullanılırken, D karakteristik uzunluk değeri için krank açısına bağlı olarak $D = 4V(\theta)/A(\theta)$ hidrolik çap formülü kullanılır. Buna göre; V silindir hacminin ve A yanma odası toplam yüzey alanının KA'ya göre değişimini ifade etmektedir. a katsayısı, silindir basıncı bar birimi için 46 olarak alınmıştır. b katsayısı 0-0.35 değerleri arasında motor tipine bağlı olarak değişmektedir ve yanmayla oluşan türbülans etkisini içermektedir [13],[26],[27].

Woschni denklemini inceleyen Hohenberg altı adet direkt püskürtmeli dizel motorda yaptığı deneysel çalışmada özellikle düşük motor momentlerinde elde edilen değerlerin deneysel değerlerle tutarsız olduğunu belirlemiştir. Hohenberg, Woschni denklemiyle hesaplanan ısı geçişi sonuçlarının sıkıştırma zamanında daha düşük, genişleme zamanında ise daha büyük olduğunu belirtmektedir [25], [28]. Hohenberg geliştirdiği ısı taşınım katsayısı denklemi ile daha iyi sonuçlar alındığını ileri sürmektedir. Bu eşitlik aşağıda verilmektedir.

$$h(\theta) = C_1 V(\theta)^{-0.06} P(\theta)^{0.8} T_g(\theta)^{-0.4} (U_p + C_2)^{0.8} \quad (11)$$

Bu ifadede, karakteristik uzunluk Woschni denkleminde (Eşitlik 7) olduğu gibi sabit almak yerine Sitkei-Ramanaiah denkleminde olduğu gibi KA'ya bağlı olarak değişmektedir. Karakteristik uzunluk için silindir hacmi $V(\theta)$ kullanılmıştır. Fakat, Hohenberg denkleminde karakteristik hız sabit kabul edilmiştir. C_1 ve C_2 değerleri, sırasıyla 130 ve 1.4 olarak belirlenmiştir [28]. Bu çalışmada kullanılan ITK denklemlerinde radyasyon etkisi dâhil edilmemiştir.

Yukarıda verilen ITK ve ısı akısı denklemlerinde T_g yanma gazları ortalama sıcaklığı silindir içerisindeki gazların ideal gaz davranışında bulunduğu varsayılarak Eşitlik (12)'den hesaplanmaktadır.

$$T_g(\theta) = P(\theta) V(\theta) \frac{T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} \quad (12)$$

Bu eşitlikte, $P(\theta)$ deneysel olarak ölçülen silindir basıncıdır. KA'ya bağlı silindir hacmi Eşitlik (13) ile hesaplanmıştır.

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} [L + r - (rCos\theta + \sqrt{(L^2 - r^2 Sin^2\theta)})] \quad (13)$$

Bu eşitlikte, V_c piston üst ölü noktada (ÜÖN) iken yanma odası hacmini, L ve r sırasıyla biyel kolu uzunluğunu ve krank mili yarıçapını ifade etmektedir.

Isı akısı ve yanma odası yüzey alanı çarpımı yanma odasındaki taşınımla ısı geçişini vermektedir ve Eşitlik (14) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_W(\theta) = q(\theta) A(\theta) \quad (14)$$

Birim KA'da meydana gelen ısı geçişi değişimi aşağıdaki eşitlikten hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = h(\theta) A(\theta) (T_g(\theta) - T_d) N\pi/30 \quad (15)$$

Bu denklemde, N devir sayısını (dev/dk) ifade etmektedir. Bu denklem içindeki h ısı taşınım katsayısı için yukarıda belirtilen çeşitli ampirik denklemler (Eşitlik (5), (6), (7), (8) ve (11)) kullanılabilir. Yanma odası toplam yüzey alanı birim KA için ısı geçişinin hesaplanmasında kullanılmakta ve aşağıdaki (16) numaralı eşitlikten hesaplanmaktadır.

$$A_{toplam}(\theta) = A_{silindir}(\theta) + A_{piston} + A_{silindir\ kafası} \quad (16)$$

Bu eşitlikte, piston alanı ve silindir kafası alanı birbirine eşit kabul edilmiştir [12]. Silindir yüzey alanı KA'ya bağlı olarak değişmektedir ve aşağıdaki eşitlikten (17) hesaplanmaktadır.

$$A_{silindir}(\theta) = \pi D (L + r - (rCos\theta + \sqrt{L^2 - r^2 Sin^2\theta}) \quad (17)$$

3 Deneysel çalışma

Bu çalışmada, ortak hatlı, dört silindirli, turboşarjlı, sıkıştırma ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Test motoru genel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Deneyler, motor sürekli rejime ulaştığında yapılmıştır. 150 kW gücünde Cussons-P8602 model elektrikli dinamometre ve bir yük hücresi yardımıyla motor devri ve momenti ayarlanmıştır. Dinamometre ile motor devri sabitlenmiş ve döndürme momenti silindire gönderilen yakıt miktarıyla kontrol edilmiştir.

Tablo 1. Deney motoru özellikleri.

Table 1. The specifications of the test engine.

Motor tipi	Dört silindirli, dört zamanlı, turboşarjlı, sıkıştırma ateşlemeli
Yakıt sistemi	Ortak hatlı direkt püskürtmeli
Çap	76 mm
Strok	80.5 mm
Toplam strok hacmi	1461 cm^3
Biyel kolu uzunluğu	133.75 mm
Emme valfi çapı	33.5 mm
Egzoz valfi çapı	29 mm
Sıkıştırma oranı	18.25
Maksimum tork	160 Nm (1750 dev/dk)
Maksimum güç	48 kW (4000 dev/dk)

Dinamometre yazılımıyla (MOTEST) testler boyunca devir, yük, emme havası akış miktarı ve tüm sıcaklık bilgileri kayıt altına alınmıştır. Motorun elektronik kontrol birimine bağlanan Bosch KTS 540 model arıza tespit cihazı ile anlık motor bilgileri gözlenmiştir. Test motorunun birinci silindirinde kızdırma bujisi iptal edilip yerine yine kızdırma bujili tipte bir basınç algılayıcısı bağlanmıştır. Basınç algılaycısının teknik özellikleri Tablo 2'de verilmektedir.

Tablo 2. Silindir basınç algılayıcısının özellikleri.

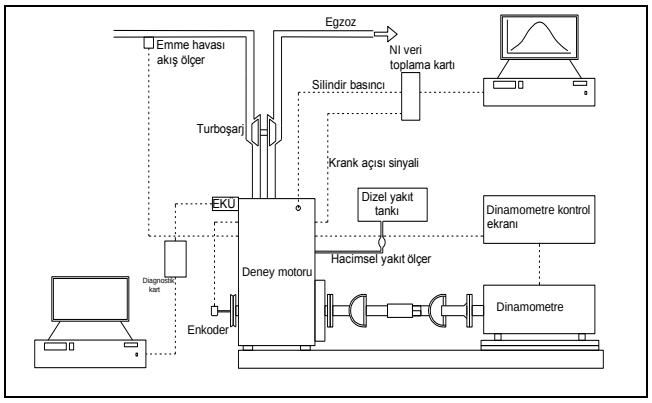
Table 2. Specifications of the cylinder pressure sensor.

Model	Optrand GPA 33288
Ölçüm aralığı	0-20 MPa
Giriş voltajı	9-18V DC
Çıkış voltajı	0.5-4.5V DC
Çalışma sıcaklığı	-20 °C +120 °C
Hassasiyet	±%1 yanma şartlarında

Birinci silindirdeki Optrand 33288 model silindir basınç algılayıcısına gelen basınç sinyalleri National Instruments 6343 model veri toplama kartı üzerinden bilgisayara aktarılmış ve veriler Febris yazılımı ile işlenmiştir. Krank açısını belirlemek için 360°'lik Kubler marka artımlı enkoder kullanılmıştır. Basınç verileri, her 1° KA aralığında elde edilmiş ve 200 çevrim ortalaması alınmıştır. Soğutma suyu, emme havası, yağ ve egzoz gaz sıcaklıkları K tipi termokupllarla ölçülmüştür. Deneyler, motor soğutma suyu sıcaklığı 80 ±5 °C civarında iken yapılmıştır. Soğutma suyu sıcaklığı bir ısı değiştiricisi ile kontrol altında tutulmaktadır. Isı değiştiricinin soğutma suyu ihtiyacı şehir şebekesinden temin edilmiştir. Emme havası akış miktarı bilgisi, kütlesel bir akış ölçer ile doğrudan ölçülerek dinamometre kontrol paneline gönderilmektedir. Deneylerde kullanılan yakıt, petrol ofisi yakıt istasyonundan alınan Eurodizel özelliklere sahip yakıttır. Yakıt debisi, dijital süreölçer ve hacimsel beher ile ölçülmüştür. Deneyler 1750 dev/dk. sabit motor devrinde, düşük motor momentiyle başlayarak ve kademeli bir şekilde artırılarak 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm'de yapılmıştır. Deneysel çalışma şematik görünümü Şekil 2'de verilmiştir.

Sıkıştırma oranı (SO), silindir hacminin yanma odası hacmine oranıdır. Deneysel çalışmada, silindir kapağı ve silindir gövdesi arasına fazladan bir ve iki adet silindir kapak contası yerleştirilerek değiştirilmiştir. Conta kalınlığından dolayı yanma odası hacmi artmaktadır. Bu şekilde, sıkıştırma oranı azaltılmaktadır. Artan yanma odası hacmine karşılık gelen sıkıştırma oranları değerleri Tablo 3'de verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi orijinal sıkıştırma oranıyla (18.25) kıyaslandığında daha az sıkıştırma oranlarında silindir hacmi artmaktadır. Strok hacmi, tüm sıkıştırma oranlarında sabittir.

$$SO = \frac{V_s + V_c + V_{conta,i}}{V_c + V_{conta,i}} \quad (18)$$



Şekil 2. Motor test düzeneği şeması.

Figure 2. Schematic of engine test bench.

Tablo 3. Farklı sıkıştırma oranlarında motor hacim değerleri.

Table 3. Engine volume values at different compression ratio.

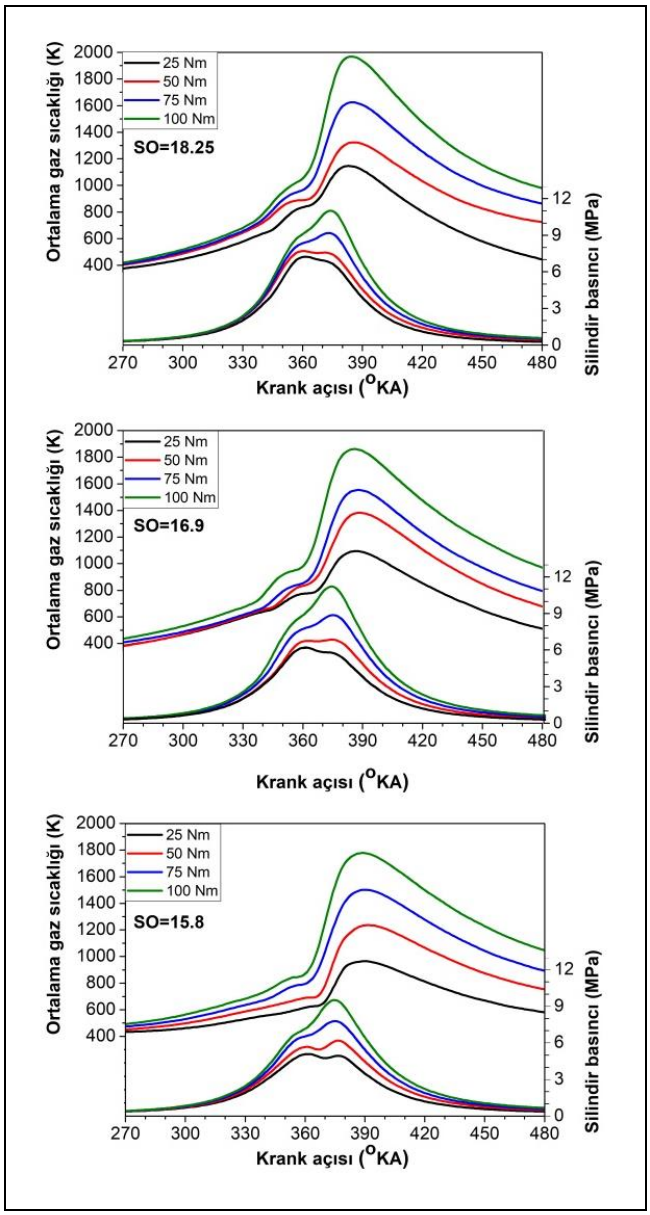
Özellikler	Orijinal sıkıştırma oranı	Tek conta	Çift conta
Conta kalınlığı (mm)	-	0.39	0.78
Strok hacmi (litre)	0.36517	0.36517	0.36517
Yanma odası hacmi (litre)	0.02117	0.02293	0.02470
Silindir hacmi (litre)	0.38634	0.38810	0.38987
Sıkıştırma oranı	18.25	~16.9	~15.8

4 Bulgular ve tartışma

4.1 Silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığı

Yanma odası ısı geçişine en fazla etki eden değişkenler ortalama gaz sıcaklığı ve silindir basıncıdır. Silindir basıncının artmasıyla birlikte ortalama gaz sıcaklığı artmaktadır [29]. Bu değişkenler, hesaplanan ısı taşınım katsayılarına büyük oranda etki etmektedir. Farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında deneysel olarak ölçülen silindir basıncı ve ideal gaz denkleminden hesaplanan ortalama gaz sıcaklıkları (Eşitlik 12) Şekil 3'te verilmiştir.

Şekilde görüldüğü üzere, sabit bir sıkıştırma oranında motor momentinin artmasıyla birlikte silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığı artmaktadır. Bilindiği gibi, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda moment, püskürtülen yakıt miktarıyla kontrol edilmektedir. 18.25 sıkıştırma oranında motor momenti 25 Nm'den 100 Nm'ye yükseltildiğinde silindir içi gaz basıncı 7.2 MPa'dan 11 MPa'ya yükselmiş, ortalama gaz sıcaklığı ise 1146 K'den 1969 K'e yükselmiştir. Sıkıştırma oranı azaldığında silindir basıncı ve gaz sıcaklığı azalmıştır. 100 Nm motor momentinde, sıkıştırma oranı 18.25'ten 15.8'e azaltıldığında maksimum silindir basınç değeri 9.5 MPa'ya düşmüştür. Ortalama gaz sıcaklığı ise aynı şartlarda 1969 K'den 1834 K'ye azalmıştır. Sıkıştırma oranının azalmasıyla artan yanma odası hacmi, sıkıştırma zamanı sonunda silindir basıncının azalmasına sebep olmaktadır. Bu durumda, yanma esnasında oluşan gaz sıcaklığı azalır [30]-[32]. Ayrıca, şekilde açıkça görüldüğü üzere ortalama gaz sıcaklıklarının tepe noktaları silindir basıncından daha geç meydana gelmektedir.



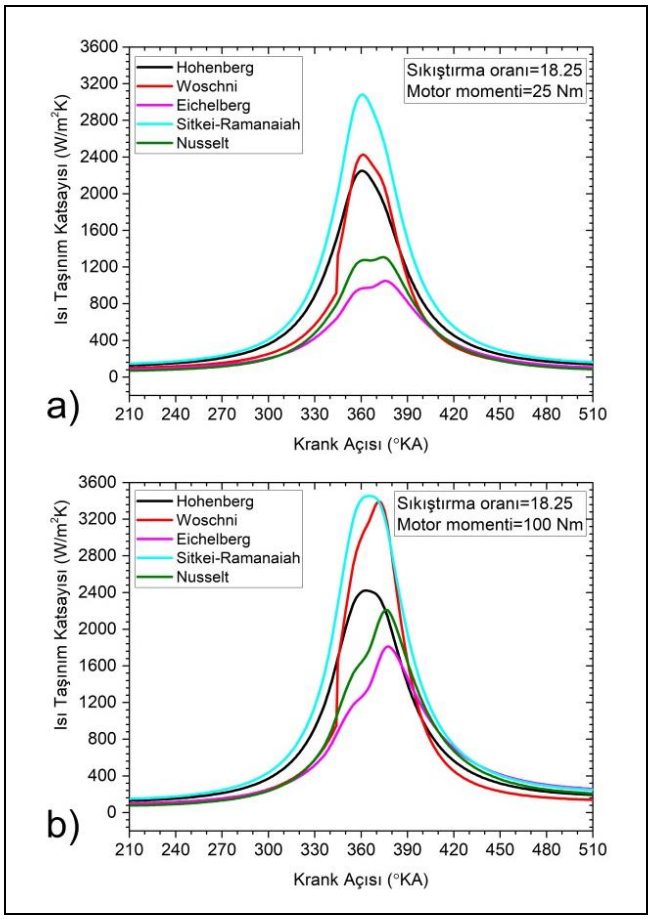
Şekil 3. Faklı çalışma şartlarında ortalama gaz sıcaklığı ve silindir basıncı.

Figure 3. Mean gas temperature and cylinder pressure at different operating conditions.

Örneğin, 18.25 sıkıştırma oranında motor momenti 100 Nm'de iken, maksimum gaz sıcaklığı 385° KA'da meydana gelirken maksimum silindir basıncı 374° KA'da meydana gelmektedir. Silindir basıncı tepe noktalarıyla karşılaştırıldığında, ortalama gaz sıcaklığı tepe noktaları değişik yükler altında moment şartlarında sırasıyla 11-25° KA daha geç meydana gelmektedir. Artan motor momentiyle birlikte maksimum basınç ve sıcaklıkların meydana geldiği tepe noktaları arasındaki fark azalmaktadır.

4.2 Isı taşınım katsayılarının kıyaslanması

İncelenen ısı taşınım katsayılarının farklı çalışma şartlarında krank açısına göre değişimi Şekil 4'te verilmiştir. Birbirinden farklı parametreler ve sabit katsayılar içermesinden dolayı çalışmada kullanılan ısı taşınım denklemleri birbirine göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 4. İncelenen ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması.

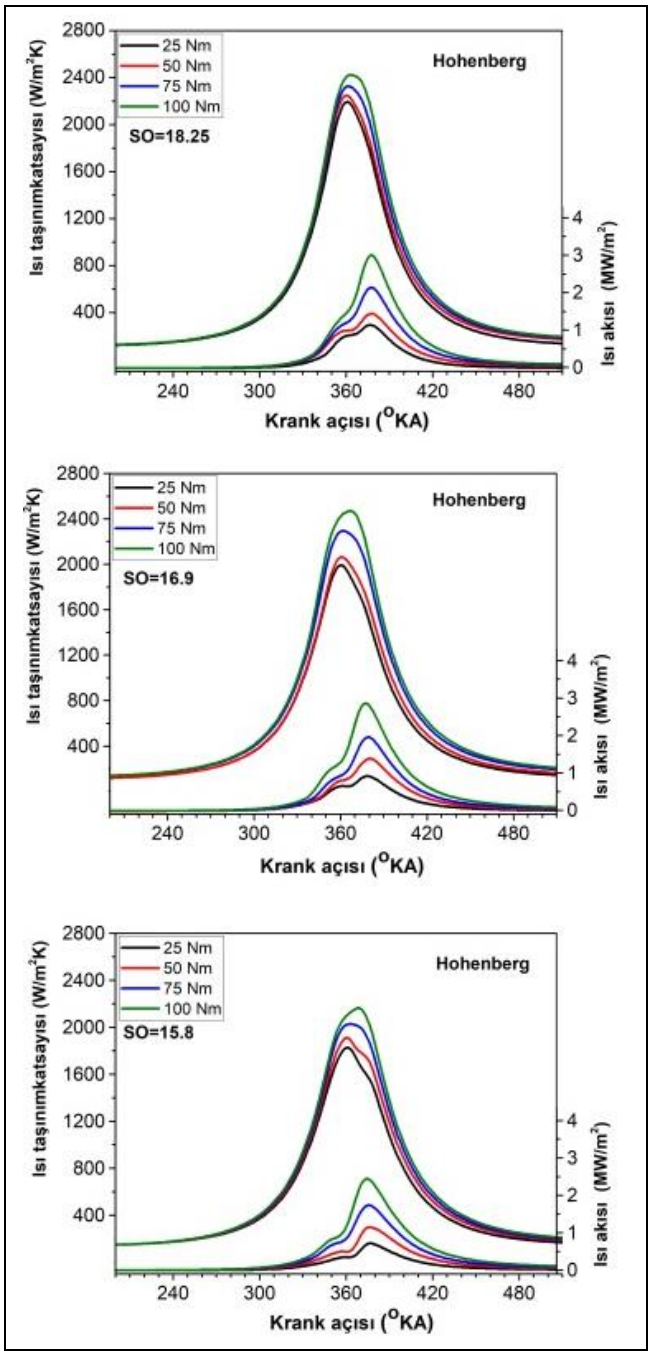
Figure 4. Comparison of the examined heat transfer correlations.

ÜÖN civarında artan hava hareketleri, yüksek silindir basınçları ve yanma gazı sıcaklıklarından dolayı ısı taşınım katsayıları (ITK) en yüksek değerlerine ulaşmaktadır. Şekil 4'te görüldüğü üzere, sabit sıkıştırma oranında düşük (a) ve yüksek motor momentlerinde (b) ITK tepe değerleri sırasıyla Sitkei-Ramanaiah, Woschni, Hohenberg, Nusselt ve Eichelberg denklemleriyle azalmaktadır. Woschni, Sitkei-Ramanaiah ve Hohenberg ampirik denklemleri temelde aynı teoriye dayalı olmalarına rağmen ($Nu = aRe^m$) birbirlerinden farklı sonuçlar üretmiştir. Her ITK formülünde silindir basıncının, ortalama gaz sıcaklığının, motor geometrik karakteristiklerinin (çap, hacim, silindir yanal alanı vs), gaz hızının farklı üs değerlere sahip olması ve denklemlerde kullanılan sabit katsayıların (C_1, C_2, a, b) farklı değerlerinden dolayı elde edilen bulgular farklılık göstermektedir. Şekilde, Woschni ve Sitkei-Ramanaiah denklemleri ile elde edilen ısı taşınım sonuçlarının 100 Nm motor momentinde, tepe değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. 25 Nm motor momentinde Hohenberg ve Woschni denklemlerinin tepe değerleri birbirine yakın sonuçlar göstermiştir. Sıkıştırma ve genişleme periyodlarında Hohenberg ve Woschni denklemiyle elde edilen ITK değişimleri literatürle oldukça uyumludur [1]. Hohenberg'e göre, Woschni denklemiyle elde edilen ısı geçişi değerleri sıkıştırma ve genişleme periyodlarında deneysel olarak ölçülen ısı geçişi değerlerinden daha düşüktür, tepe değerleri ise deneysel olarak ölçülen değerlerden daha yüksektir [25], [28]. Grafiklerde, Eichelberg ve Nusselt denklemlerinin birbirine benzer eğilim gösterdiği ve diğer modellerden daha düşük sonuçlar meydana getirdiği görülmektedir. Nusselt ve Eichelberg bağıntılarında (2 ve 3 nolu bağıntılar), krank açısına bağlı olarak değişen parametreler yalnızca silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığıdır ve verilen denklemlerde bu parametreler ITK ile doğru orantılı olarak değişmektedir. [1] ve [20]'de, Eichelberg ve Nusselt denklemlerinin zorlanmış taşınım bağıntılarından ziyade doğal taşınım bağıntılarıyla elde edildiği belirtilmektedir. Gerçek motor çalışma şartları için geliştirilecek ısı taşınım katsayısının zorlanmış taşınım bağıntılarıyla elde edilmesi daha doğru bir yaklaşımdır. Bu denklemlerde göze çarpan bir diğer husus ise, ITK'nın artan gaz sıcaklığıyla artmasıdır. Hohenberg'in çalışmasında ITK'nın artan sıcaklıkla azaldığı belirtilmektedir [28]. (5) bağıntısı esas alınarak ve deneysel sonuçlara dayanarak geliştirilen Woschni, Hohenberg ve Sitkei-Ramanaiah bağıntılarında ITK'nın artan sıcaklıkla azaldığı görülmektedir. Buna ek olarak, diğer denklemlerin basınç üs değerleriyle kıyaslandığında Nusselt ve Eichelberg denklemlerinin basınç üs değerleri daha azdır. Genel olarak, burada sunulan ITK denklemleri birbirinden farklı motorlarda ve farklı çalışma koşullarında deneysel veriler esas alınarak düzenlenmiştir. Dolayısıyla, sunulan ITK sonuçları arasındaki farklılıklar elde edilen denklemlerdeki farklı değişkenlerden kaynaklanmaktadır [25]. [20] ve [26]'de, Woschni, Eichelberg, Hohenberg ve Sitkei-Ramanaiah modelleriyle KA'ya göre elde edilen ITK değişimlerinin buradaki sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.

4.3 Farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında ısı akısı ve ısı taşınım katsayılarının kıyaslanması

İçten yanmalı motorlarda yanma odasında meydana gelen ısı geçişine en fazla etki eden çalışma parametreleri, motor momenti ve sıkıştırma oranıdır [6],[29],[33]-[35]. Düşük motor momentinde hava/yakıt oranı daha yüksektir. Dolayısıyla, silindirlere daha fazla hava emilmektedir. Bu yanma sonu sıcaklığına etki etmektedir. Sıkıştırma periyodunun ortasına kadar gaz sıcaklığı, duvar sıcaklığının altında olduğu için belirli bir süre yanma odası yüzeylerinden gaza doğru ısı akısı olmaktadır, bu noktadan sonra ısı geçişi yön değiştirmektedir [10]. Sıkıştırma oranı azaldığında ise sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı azalmaktadır. Aynı zamanda, sıkıştırma oranıyla birlikte yüzey/hacim oranı değişmektedir [28]. Bu faktörler yanma esnasında gaz-duvar arası sıcaklık farkına etki edeceğinden ısı geçişi karakteristikleri de değişmektedir. Aşağıda, ele alınan bağıntılarla krank açısına göre ITK ve ısı akılarının farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında değişimleri ele alınmıştır.

Hohenberg denklemi, uygulaması kolay olduğundan dolayı günümüzde yanma ve modelleme çalışmalarında sıkça kullanılmaktadır. Şekil 5'te farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında Hohenberg denklemiyle elde edilen ısı taşınım katsayılarının ve ısı akılarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Bu ITK ifadesi (Eşitlik 11), silindir basıncı ve ortalama piston hızıyla doğru orantılı, ancak ortalama gaz sıcaklığı ve silindir hacmiyle ters orantılıdır. Krank açısına bağlı olarak ısı akısı ve ısı taşınım katsayısının, yanma başlangıcıyla birlikte hızla arttığı ve ÜÖN'den sonra en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Yanma esnasında, genişleme periyodunda artan hacimden dolayı silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığı azalmakta ve böylece yanma odası duvarlarına ısı geçişi azalmaktadır.



Şekil 5. Farklı motor momenti ve sıkıştırma oranlarında Hohenberg denklemiyle hesaplanan ısı akısı ve ısı taşınım katsayının kıyaslanması.

Figure 5. Comparison of heat transfer coefficient and heat flux calculated by Hohenberg correlation under different compression ratios and engine torques.

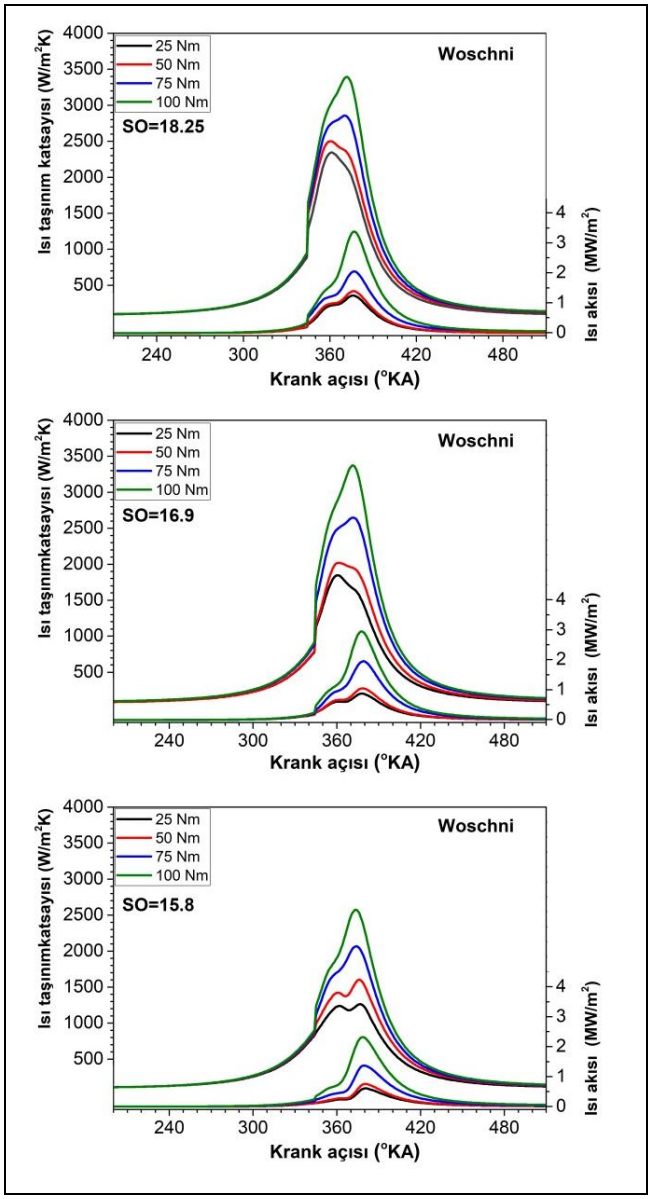
Bu denklemle elde edilen sonuçlar incelendiğinde motor momentinin artışıyla birlikte KA'ya bağlı olarak ITK ve ısı akısında önemli bir artış göze çarpmaktadır. Oluşan ITK profili incelendiğinde sıkıştırma başlangıcında ve genişleme zamanı sonuna doğru ısı akısı ve ısı taşınım katsayısının motor momentiyle pek fazla değişmediği ancak motor momentinin artmasıyla birlikte ısı akısının ve ısı taşınım katsayısının önemli oranda arttığı görülmektedir. Çevrim boyunca yanma odası duvarlarına ısı geçişinin büyük bir kısmı yanma başlangıcından itibaren genişleme zamanının ortalarına kadar sürmektedir. Düşük motor momentinde, yanma odasına püskürtülen yakıt fakir karışımla yandığından dolayı yanma esnasında nispeten daha az sıcaklık oluşmakta ve böylece daha az ısı geçişine neden olmaktadır. Bu yüzden, düşük motor momentinde ısı taşınım katsayısı ve ısı akısı değerleri yüksek motor momentine kıyasla daha azdır [13].

Motor momentinin artmasıyla birlikte artan yakıt miktarı daha zengin karışımla yanmayı sağlamaktadır. Artan sıcaklık ve basınçla birlikte ısı akısı ve ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Motor momenti arttıkça meydana gelen gaz sıcaklığı genişleme zamanında artmakta ve maksimum değerleri ÜÖN'den uzaklaşmaktadır (gecikmektedir). Hohenberg denklemi, ortalama gaz sıcaklığıyla ($T^{-0.4}$) ve motor hacmiyle ($V^{-0.06}$) ters orantılı, ancak silindir basıncıyla ($P^{0.8}$) doğru orantılı olarak değişmektedir. Grafiklerde motor momenti arttıkça ITK'nın arttığı görülmektedir. Bu durumda, ITK oluşumunda silindir basıncı etkisi daha baskındır. Diğer taraftan ısı akısı, ortalama gaz sıcaklığı ve ITK ile doğru orantılıdır. Krank açısına göre elde edilen ısı akısı değerlerine ortalama gaz sıcaklığı doğrudan etki ettiğinden bunların meydana geldiği maksimum noktalar motor momentiyle birlikte artmakta ve ÜÖN'den uzaklaşmaktadır. Sıkıştırma oranı azaldığında ise ITK ve ısı akısının azaldığı görülmektedir. Örneğin, 75 Nm sabit motor momentinde sıkıştırma oranı 18.25'den 15.8'e azaldığında ITK %13 ve ısı akısı %19 azalmaktadır. Düşürülen sıkıştırma oranıyla, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığın azalması ITK ve ısı geçişinin azalmasında etkili rol oynamaktadır. Bunun yanında, krank açısına göre motor hacminin de etkisi bulunmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi Hohenberg denkleminde (denklem 10) motor hacmi ITK ile ters orantılıdır ($V^{-0.06}$). Dolayısıyla, sıkıştırma oranı azaldıkça artan yanma odası hacmi genel olarak ITK'yı azaltıcı yönde etki etmektedir. Bu durum ısı akısını da azaltmaktadır.

Woschni denklemi literatürde en sık karşılaşılan ITK bağıntılarından biridir ve benzetim çalışmalarında sıkça kullanılmaktadır [26]. Şekil 6'da, farklı sıkıştırma oranı ve motor momenti şartlarında Woschni denklemi ile elde edilen ITK ve ısı akısının krank açısına göre değişimleri görülmektedir. Woschni bağıntısına göre yanma başlangıcında dik bir artış görülmektedir. Herhangi bir motor momentinde, sıkıştırma oranının ITK'ya etkisi Hohenberg bulgularına benzer eğilim göstermektedir. Azalan sıkıştırma oranıyla birlikte ITK azalmaktadır. Örneğin; 25 Nm'de sıkıştırma oranı 18.25'den 15.8'e azaldığında ITK değeri 2345 W/m²K'den 1262 W/m²K'e azalmaktadır. Yaklaşık yarı yarıya bir azalma söz konusudur. Bu durum ısı akısına da yansımaktadır. Sabit bir sıkıştırma oranında motor momenti arttığında ise genel olarak ısı akısı ve ITK artmaktadır. Momentle birlikte artış oranı Hohenberg ITK modelinden daha fazladır. Motor momenti 25 Nm'den 100 Nm'ye yükseltildiğinde, 18.25 sıkıştırma oranında maksimum ısı akısı 2.7 kat, 16.9 sıkıştırma oranında 3.9 kat ve 15.8 sıkıştırma oranında 3.85 kat artmıştır. Artan motor momentiyle birlikte yükselen silindir basıncı ve yanma gazları sıcaklığı bu artışta başlıca etkendir. Ayrıca, ısı akısı tepe noktalarının ITK tepe noktalarından daha geç oluştuğu görülmektedir. Bu durum, Hohenberg bulgularına benzerlik göstermektedir.

Woschni denklemi ile hesaplanan ITK (Eşitlik 7), Hohenberg denkleminde olduğu gibi gaz sıcaklığıyla ters orantılıdır. Ancak, bu durum, Hohenberg ITK denklemi ile kıyaslandığında daha fazladır ($T^{-0.53}$). Woschni denkleminde ortalama piston hızından ve yanmayla artan türbülanstan kaynaklanan gaz hızı W'nin Hohenberg denklemindeki sabit ortalama piston hızı ve

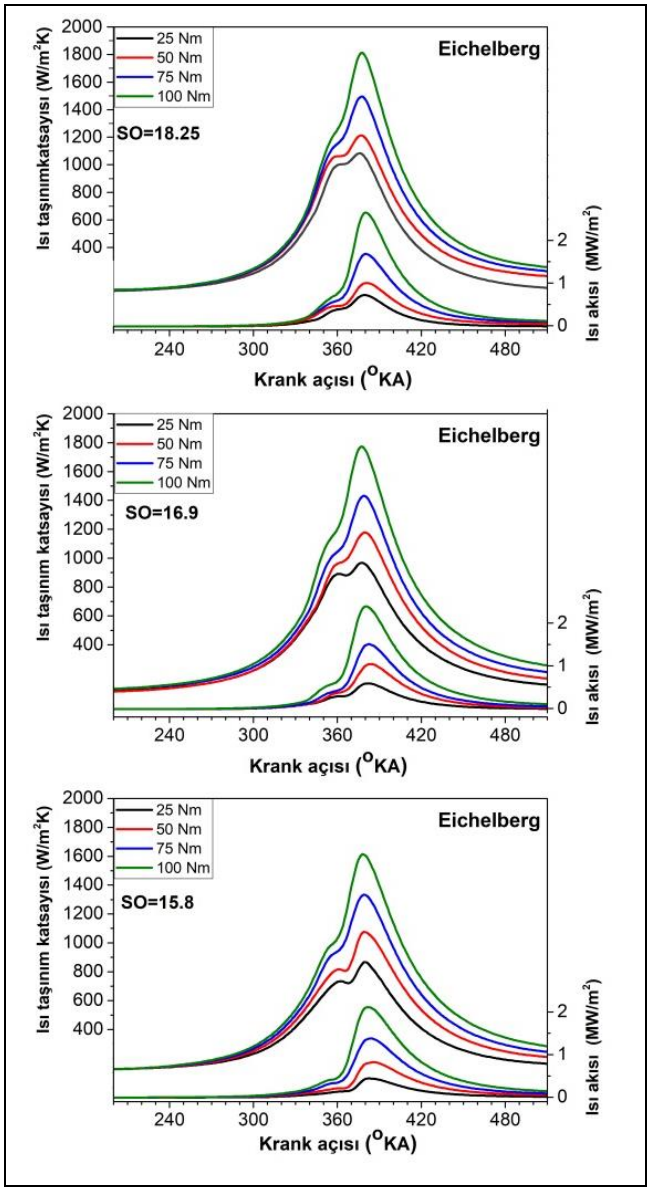
gaz hızı sabitiyle kıyaslandığında ITK'ya sayısal olarak etkisi daha fazladır. Ancak, değişken gaz hızı parametresi Woschni denklemi için hesaplama zorluğunu beraberinde getirmektedir.



Şekil 6. Farklı motor momenti ve sıkıştırma oranlarında Woschni denklemiyle hesaplanan ısı akısı ve ısı taşınım katsayının kıyaslanması.

Figure 6. Comparison of heat transfer coefficient and heat flux calculated by Woschni correlation under different compression ratios and engine torques.

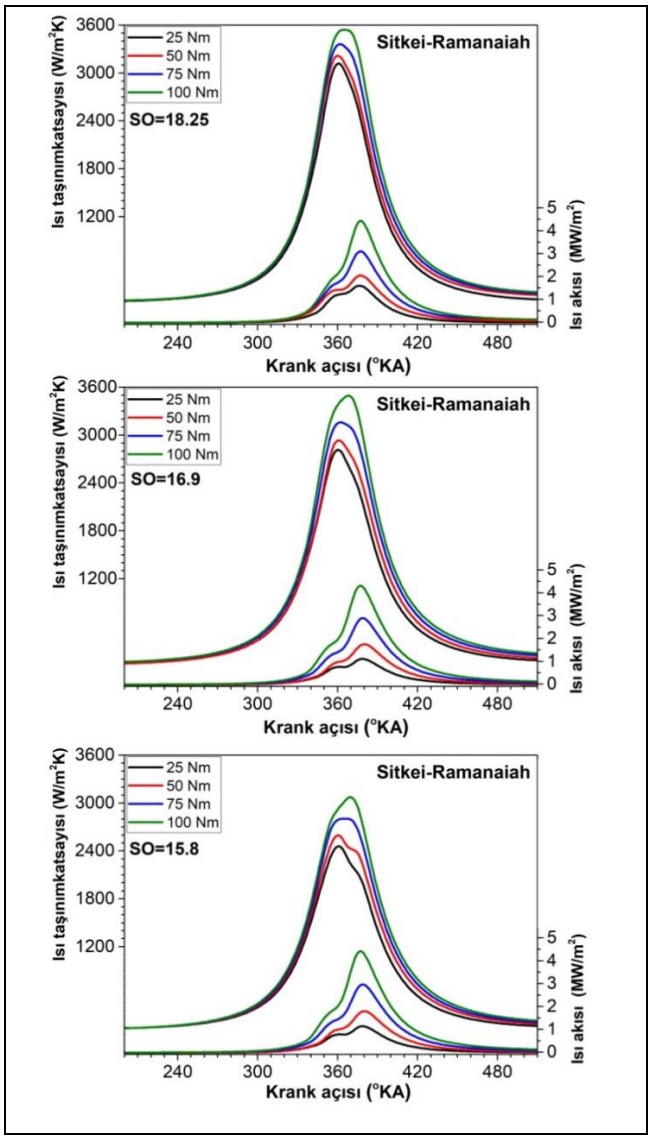
Farklı sıkıştırma oranı ve motor momentlerinde Eichelberg denklemi ile elde edilen ITK ve ısı akısının krank açısına göre değişimleri Şekil 7'de gösterilmektedir. Sabit sıkıştırma oranında motor momentinin değişimi ITK'ya ve ısı akısına önemli oranda etki etmektedir. 18.25 sıkıştırma oranında motor momenti 100 Nm'den 25 Nm'ye azaltıldığında ITK değeri 1815 W/m²K'den 1085 W/m²K'e azalmıştır. Benzer şekilde 16.9 sıkıştırma oranında 1830 W/m²K'den 938 W/m²K'e, 15.8 sıkıştırma oranında ise 1618 W/m²K'den 868 W/m²K'e azalmıştır. Eichelberg denkleminde (Eşitlik 3), krank açısına bağlı değişkenler yalnızca silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığıdır. Ayrıca, diğer denklemlerden farklı olarak bu denklemde ortalama gaz sıcaklığı, ITK ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Dolayısıyla, Eichelberg denklemiyle elde edilen ITK profilinin silindir basıncına ve ortalama gaz sıcaklığına benzer değişim sergilediği gözlenmektedir.



Şekil 7. Farklı motor momenti ve sıkıştırma oranlarında Eichelberg denklemiyle hesaplanan ısı akısı ve ısı taşınım katsayının kıyaslanması.

Figure 7. Comparison of heat transfer coefficient and heat flux calculated by Eichelberg correlation under different compression ratios and engine torques.

Farklı motor momentleri ve sıkıştırma oranlarında Sitkei ve Ramanaiah denklemine göre krank açısının fonksiyonu olarak hesaplanan ITK ve ısı akısı değişimleri Şekil 8'de görülmektedir. Yukarıda incelenen ısı geçişi sonuçlarına benzer şekilde, sabit bir sıkıştırma oranında motor momenti arttıkça ITK ve ısı akısının düzenli şekilde arttığı görülmektedir. 18.25 sıkıştırma oranında 25 Nm, 50 Nm, 75 Nm ve 100 Nm için ITK değerleri sırasıyla 3120 W/m²K, 3217 W/m²K, 3362 W/m²K ve 3541 W/m²K olarak değişmektedir.



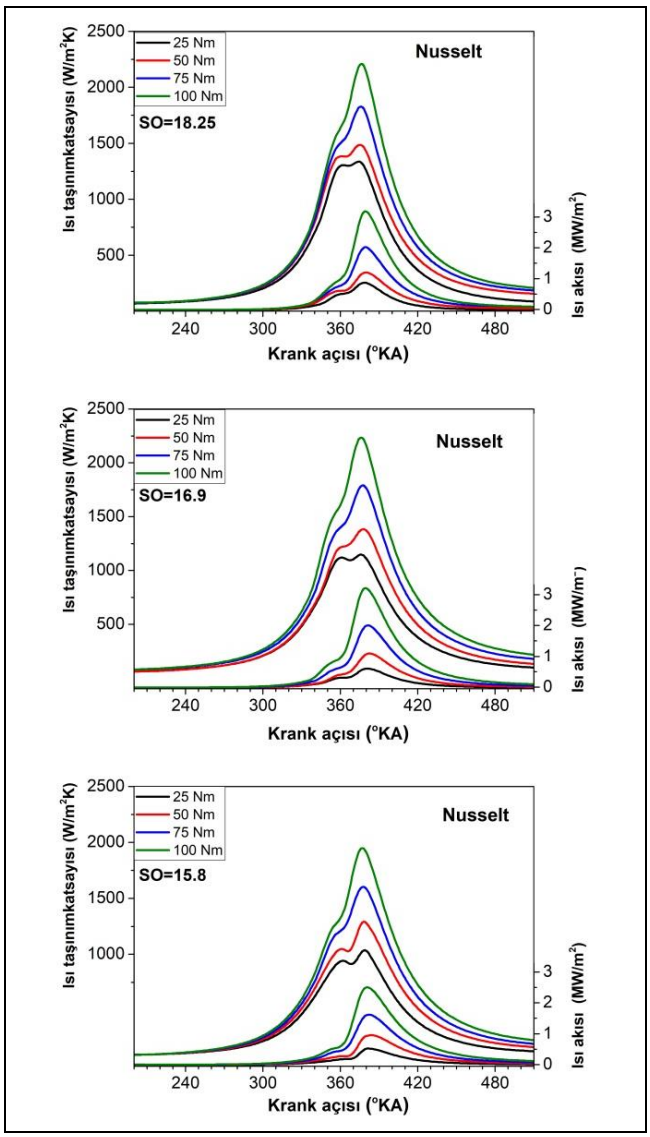
Şekil 8. Farklı motor momenti ve sıkıştırma oranlarında Sitkei-Ramanaiah denklemiyle hesaplanan ısı akısı ve ısı taşınım katsayının kıyaslanması.

Figure 8. Comparison of heat transfer coefficient and heat flux calculated by Sitkei-Ramanaiah correlation under different compression ratios and engine torques.

Benzer şekilde, 18.25 sıkıştırma oranında ısı akıları sırasıyla 1.6 MW/m², 2.04 MW/m², 3.1 MW/m² ve 4.43 MW/m² olarak değişmiştir. 18.25 ve 16.9 sıkıştırma oranlarında 100 Nm motor momentinde ITK tepe noktaları birbirine oldukça yakındır. Sıkıştırma oranı 15.8'e azaldığında maksimum ITK 3075 W/m²K ve maksimum ısı akısı 3.5 MW/m²'dir. ITK'yı ve gaz ile duvar arası sıcaklık farkını $(T_g(\theta) - T_d)$ azaltan her etken ısı akısını da azaltmaktadır. Elde edilen ITK sonuçlarının motor momentiyle değişimi orijinal literatür çalışmasıyla oldukça uyumludur [27].

Sitkei-Ramanaiah denkleminin (Eşitlik 10) diğer ITK denklemlerinden daha yüksek değerler verdiği daha önce gösterilmişti. Bunun sebepleri olarak, Sitkei-Ramanaiah denkleminde Hohenberg denkleminde olduğu gibi krank açısına bağlı silindir hacmini içermesinin yanında yanma odası toplan yüzey alanı da rol oynamaktadır. Ayrıca, bu denklemde, Woschni ve Hohenberg denklemlerinde olduğu gibi ortalama gaz sıcaklığının $(T^{-0.2})$ daha etkin olduğu görülmektedir. Fakat silindir basıncının etkisi $(P^{0.7})$ biraz daha azdır. Ayrıca, kullanılan motor tipine göre değişik değerlerin katkısı bağıntıda mevcuttur. Böylece, Sitkei-Ramanaiah bağıntısıyla elde edilen sonuçlar yüksektir. Ancak, yapılan modelleme çalışmalarında bu denklemin sonuçlarının deneysel sonuçlardan uzak çıkması Sitkei-Ramanaiah denklemindeki sabitlerin yeniden değerlendirilmesi gerektiğini ve bu denklemin kabul edilebilirliğinin tartışılır olduğunu göstermektedir [2], [11].

Diğer bağıntılar kadar sık olmasa da literatürde zaman zaman karşılaşılan ITK bağıntılarından biri de Nusselt bağıntısıdır. Şekil 9'da Nusselt bağıntısına göre farklı motor momentlerinde ve sıkıştırma oranlarında krank açısına göre elde edilen ITK ve ısı akısı değişimleri görülmektedir.



Şekil 9. Farklı motor momenti ve sıkıştırma oranlarında Nusselt denklemiyle hesaplanan ısı akısı ve ısı taşınım katsayının kıyaslanması.

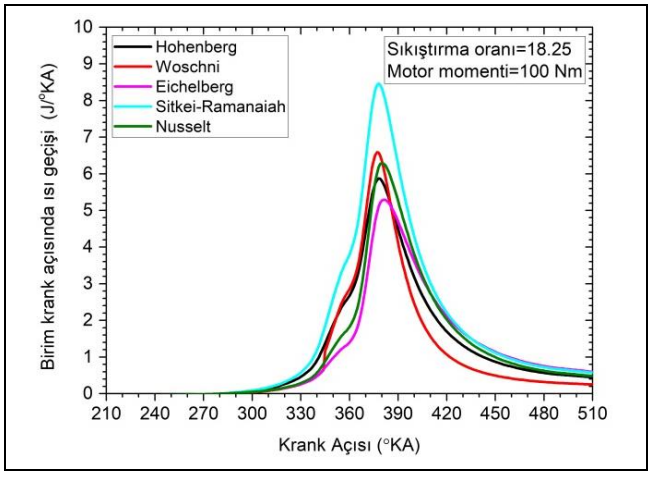
Figure 9. Comparison of heat transfer coefficient and heat flux calculated by Nusselt correlation under different compression ratios and engine torques.

Yukarıda farklı ITK modelleriyle bulunanlara benzer şekilde, tüm sıkıştırma oranlarında motor momenti arttırıldığında ITK ve ısı akısı artmaktadır, ancak artış oranı iki katından fazladır. 18.25sıkıştırma oranında motor momenti 25 Nm'den 100 Nm'ye çıkarıldığından ITK 1276 W/m²K'den 2161 W/m²K'e çıkmıştır. Benzer şekilde, 18.25 sıkıştırma oranında ısı akısı 0.85 MW/m²'den 3.1 MW/m²'e çıkmıştır. Sıkıştırma oranı azaldığında ise maksimum ITK ve ısı akısı değerlerinin düzenli şekilde azaldığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 18.25'den 15.8'a azaltıldığında 100 Nm motor momentinde ITK değeri 2161 W/m²K'den 1905 W/m²K'e, ısı akısı 3.1 MW/m²'den 2.4 MW/m²'ye azalmıştır.

Nusselt ve Eichelberg bağıntıları (Eşitlik 2 ve 3), Woschni, Hohenberg ve Sitkei-Ramanaiah denklemleri gibi silindirik borularda içi akış için geliştirilen zorlanmış taşınım bağıntısından elde edilmemiştir. Bu denklemler doğal taşınım yaklaşımıyla elde edilmiştir [1],[20]. Bu denklemlerdeki temel değişkenler silindir basıncı ve gaz sıcaklığıdır. Ayrıca, bağıntılarda basınç üs değerleri diğer bağıntılardaki değerlerle karşılaştırıldığında daha küçük değerdedirler. Ancak, [23] ve [25]'te Nusselt bağıntısının Woschni ve Eichelberg bağıntılarından daha yüksek ITK değerleri verdiği görülmektedir. Ancak, bu karşılaştırılmaların, yapılan deneysel şartlara ve motor tiplerine göre değişebileceği göz önünde bulundurulmalıdır.

4.4 Birim krank açısı için ısı geçişi değişimi

Şekil 10'da çeşitli ITK modelleriyle birim krank açısı için elde edilen ısı geçişinin (dQ_w/dθ) değişimleri gösterilmiştir. Burada sunulan değerler Eşitlik (15)'ten elde edilmiştir. Çalışma şartı olarak en yüksek silindir basıncı ve gaz sıcaklığının elde edildiği test durumu değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular incelendiğinde, genel olarak sıkıştırma periyodunun sonuna doğru ısı geçişi değişimi yükselmekte ve ÜÖN'den sonra en yüksek değerlere ulaşılmaktadır. Genişleme periyodunun sonlarına doğru egzoz gazlarının sahip olduğu ısıdan dolayı ısı geçişi değişimi azalmıştır. Şekil 10'da görüldüğü gibi farklı ITK formülleriyle elde edilen ısı geçişleri çoğunlukla birbirine yakın değerler vermektedir.



Şekil. 10. Çeşitli ısı taşınım katsayılarıyla birim KA'da ısı geçişi.

Figure 10. Heat transfer rates calculated by the various heat transfer correlations.

Ancak, Sitkei-Ramanaiah eşitliğiyle elde edilen ısı geçişi değişimi diğerlerine göre daha büyüktür. Birim krank açısından en düşük ısı geçişi değişimi Eichelberg bağıntısıyla elde edilmiştir. Yüksek sıkıştırma oranı ve yüksek motor momentlerinde motordaki ısıl yük artmaktadır. Yüksek ısı geçişi sonuçları yanma odasında parçalar üzerinde daha fazla ısıl yüke sebep olmaktadır. Ayrıca, yüksek ısı geçişi değerleri daha fazla ısı kaybını işaret ettiğinden hesaplanan motor performans değerlerinin daha düşük olmasına yol açmaktadır.

4.5 Yanma odası elemanlarında meydana gelen ısı geçişi

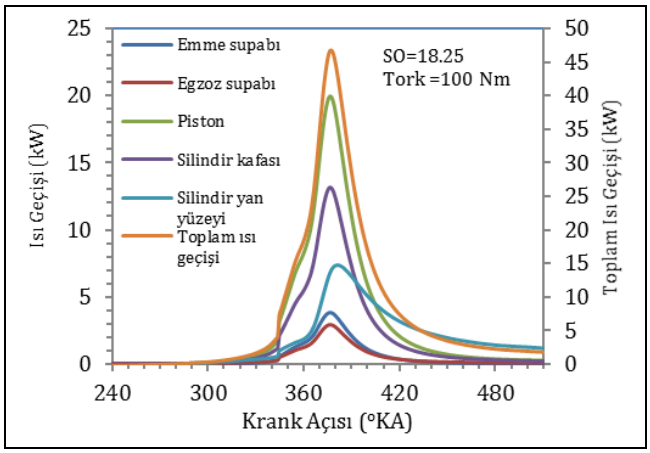
Yanma için silindire emilen havanın sıcaklığı ortalama 40-50 °C iken yanma esnasında gazların sıcaklığı 2000 °C'ye kadar çıkmaktadır. Bu yüksek sıcaklıklar yanma odası elemanları üzerinde ısıl gerilmelere yol açmaktadır. Aşağıda çeşitli yanma odası elamanları üzerinde meydana gelen ısı geçişi incelenmektedir. Yanma odasında çeşitli büyüklükte yüzey alanlarına sahip emme supabı, egzoz supabı, piston yüzeyi, silindir kafası (supaplar hariç) ve silindir yan yüzey alanında meydana gelen ısı geçişi ele alınmıştır. Yanma odasında yanma gazlarıyla temas eden çeşitli elemanların yüzey alanları gerçek motor ölçüleri esas alınarak hesaplanmış ve bu değerler Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Yanma odası elemanları yüzey alanı.

Table 4. Surface area of the combustion chamber parts.

Yanma odası elamanı	Yüzey alanı
Emme supabı, cm²	8.81
Egzoz supabı, cm²	6.60
Piston, cm²	45.34
Silindir kafası, cm²	29.93
Silindir yan yüzeyi, cm² (ÜÖN'de)	10.27
Silindir yan yüzeyi, cm² (AÖN''de)	202.38

Isı taşınım katsayısı için Woschni bağıntısı kullanılmıştır. Yüzey sıcaklıkları tüm yüzey alanları için sabit kabul edilmiştir [14]-[16]. Isı geçişi Q_W, yanma odası elemanının sıcak gaza maruz kalan yüzey alanını göz önüne alarak Eşitlik (14)'ten hesaplanmıştır. Yapılan bu kabuller ve hesaplamalardan elde edilen sonuçlar Şekil 11'de gösterilmektedir.



Şekil 11. Yanma odası elemanları üzerinde meydana gelen ısı geçişi.

Figure 11. Heat transfer occurred on the combustion chamber parts.

Şekilde görüldüğü üzere yanma odası elemanları üzerinde en yüksek ısı geçişi ÜÖN'den sonra meydana gelmektedir. Tepe noktasından sonra silindir basıncı ve ortalama gaz sıcaklığının azalmasından dolayı genişleme periyodunda parçalardaki ısıl yük azalmaktadır. Aynı çalışma şartlarında, en fazla ısı kaybı

19.92 kW ile (377° KA'da) piston yüzeyinde meydana gelmektedir. Silindir kafasında ise aynı krank açısında 13.15 kW ısı geçişi meydana gelmiştir. Emme ve egzoz supapları nispeten daha az yüzey alanına sahip olduğu için maksimum ısı geçişi değerleri sırasıyla 3.87 kW ve 2.9 kW'dır. Silindir alanı krank açısına bağlı olarak değiştiği için genişleme periyodunda ısı geçişi daha yavaştır. Ayrıca, maksimum ısı geçişi daha geç KA'da meydana gelmiştir. Buna göre, silindir yüzeyinde maksimum ısı geçişi 382° KA'da 7.4 kW'tır. Toplam yüzey alanları göz önüne alınarak yapılan hesaplamada toplam ısı kaybı 377° KA'da 46.75 kW olarak belirlenmiştir.

5 Sonuçlar

Bu çalışmada, doğrudan püskürtmeli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yanma gazları ve yanma odası duvarı arasında krank açısına göre meydana gelen ısı geçişine sıkıştırma oranı ve motor momentinin etkisi incelenmiştir. Isı geçişinin belirlenmesinde literatürde sıkça tercih edilen Hohenberg, Woschni, Nusselt, Eichelberg ve Sitkei-Ramanaiah genel ısı taşınım katsayıları kullanılmıştır. Ayrıca, bu bağıntılarla ısı akısı ve birim krank açısında ısı geçişi değişimi de belirlenmiştir. Yanma odası parçalarında meydana gelen ısı geçişi de araştırılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmektedir.

Sabit sıkıştırma oranında motor momenti arttıkça ısı taşınım katsayısı ve ısı akısı düzenli olarak artmaktadır.

Sabit bir motor momentinde sıkıştırma oranı azaldıkça ısı taşınım katsayısı ve ısı akısı azalmaktadır.

Aynı çalışma şartlarında, Sitkei-Ramanaiah bağıntısı en yüksek ITK değerini verirken Eichelberg bağıntısı en düşük ITK değerini vermektedir.

Yanma odası parçalarına en fazla ısı geçişi piston yüzeyinde meydana gelirken en az ısı geçişi emme ve egzoz supaplarında meydana gelmiştir. Genişleme periyodunda silindir yan yüzeyi üzerinde ısı geçişi diğer yüzeylere göre daha fazladır. Maksimum ısı geçişi 377° KA'da meydana gelmektedir. Birim KA'da ısı geçişi değişimi, Sitkei-Ramanaiah bağıntısı haricinde tüm ITK bağıntıları için birbirine yakın sonuçlar vermiştir.

6 Conclusions

In this study, effects of compression ratio and engine torque on heat transfer between combustion gases and combustion chamber walls in a direct injection compression ignition engine were investigated. For estimation of the heat transfer, the most preferred overall convective heat transfer correlations which are Hohenberg, Woschni, Nusselt, Eichelberg, and Sitkei-Ramanaiah were used. Additionally, heat fluxes obtained by these correlations were determined. Heat loss on the combustion chamber parts is also investigated. Conclusions from this study are summarized as below.

At a constant compression ratio, as increasing the engine torque, heat transfer coefficient and heat flux increased regularly.

At a constant engine torque, as the compression ratio decreased, heat transfer coefficient and heat flux decreased.

At the same operation conditions, of the convective heat transfer correlations, Sitkei-Ramanaiah correlation generated the highest heat transfer coefficient value whereas Eichelberg's correlation was the lowest one.

The highest heat transfer among the combustion chamber parts occurred on piston surface, whereas the lowest heat transfer occurred on inlet and exhaust valves. During the expansion period, more heat transfer happened on the inside surface of the cylinder as compared to other surfaces. The highest heat transfer occurred at 377° CA. Except Sitkei-Ramanaiah correlation, all correlations gave similar results of heat transfer rates.

7 Simgeler ve kısaltmalar

AÖN	:	Alt ölü nokta,
C_1, C_2 , a, b	:	Denklemlerde kullanılan çeşitli sabitler,
$d\theta$	:	Krank açısı değişimi,
dQ_w	:	Birim krank açısı aralığında meydana gelen ısı geçişi değişimi (J/KA),
D	:	Silindir çapı (m),
ITK, h	:	Isı taşınım katsayısı (W/m²K),
KA, θ	:	Krank açısı, (°),
k_g	:	Yanma gazları ısı iletim katsayısı (W/mK),
L	:	Biyel kolu uzunluğu (m),
l	:	Karakteristik uzunluk (m),
N	:	Motor dönme sayısı (dev/dk.),
n	:	Politropik üs,
Nu	:	Nusselt sayısı,
P	:	Silindir basıncı (bar),
P_m	:	Yanmasız durumda silindir basıncı (bar),
Pr	:	Prandtl sayısı,
P_{ref}	:	Referans açıdaki silindir basıncı (bar),
q	:	Isı akısı (MW/m²),
Q_w	:	Birim krank açısında ısı geçişi (kW),
r	:	Krank mili yarıçapı (m),
Re	:	Reynolds sayısı,
S	:	Strok mesafesi (m),
SO	:	Sıkıştırma oranı,
T_d	:	Yanma odası yüzey sıcaklığı K),
T_g	:	Ortalama gaz sıcaklığı (K),
T_{ref}	:	Referans açıdaki gaz sıcaklığı (K),
U	:	Akışkan hızı (m/s),
U_p	:	Ortalama piston hızı (m/s),
ÜÖN	:	Üst ölü nokta,
V	:	Silindir hacmi (m³),
V_s	:	Strok hacmi (m³),
V_c	:	Yanma odası hacmi (m³),
V_{ref}	:	Referans açıdaki silindir hacmi (m³),
W	:	Ortalama gaz hızı (m/s),
ρ	:	Yoğunluk (kg/m³).

8 Teşekkürler

Bu çalışma, Marmara Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FEN-C-DRP 090217-0058 No.lu proje ile desteklenmiştir. Ayrıca, yazarlar deneysel çalışmada katkı sağlayan Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi personeline teşekkür eder.

9 Yazar katkı beyanı

Yapılan bu çalışmada Ali ŞANLI fikrin oluşturulması, literatür taraması, deneysel çalışma, bulguların elde edilmesi, sonuçların incelenmesi ve tüm makalenin yazım denetimi başlıklarında; Metin GUMUS fikrin değerlendirilmesi, deneysel sistemin oluşturulması, sonuçların değerlendirilmesi ve makalenin genel kontrolü başlıklarında katkı sunmuşlardır.

10 Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur. Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

11 Kaynaklar

[1] Finol CA, 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.

[2] Lounici MS, Tazerout M, Balistrou M. "Heat transfer correlation choice for two-zone combustion model optimization in the case of natural gas SI engines". *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Antalya, Turkey, 19-21 July 2010.

[3] Rakopoulos CD, Kosmadakis GM, Pariotis EG. "Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation". *Applied Energy,* 87, 1612-1630, 2010.

[4] Abraham J, Magi V. "Modeling radiant heat loss characteristics in a diesel engine". *Society of Automotive Engineering, Journal of Engines*, 106(3), 93-100, 1997.

[5] Alkidas AC, Cole RM. "Heat losses from a divided-chamber diesel engine". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 197(3), 151-158, 1983.

[6] Karamangil MI, Kaynakli O, Surmen A. "Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines". *Energy Conversion Management*, 47(6), 800-816, 2006.

[7] Enomoto Y, Aoki Y, Emi M, Kimura S. "Heat transfer coefficient on the combustion chamber wall surfaces in a naturally aspirated direct-injection diesel engine". *International Journal of Engine Research*, 15(5), 606-625, 2014.

[8] Rashedul HK, Kalam MA, Masjuki HH, Ashraful AM, Imtenan S, Sajjad H, Wee LK. "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.

[9] Demuynck J, Verhelst S, De Paepe M, Huisseune H, Sierens R. "Evaluation of heat transfer models with measurements in a hydrogen-fuelled spark ignition engine". *Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference*, Washington, USA, 8-13 August 2010.

[10] Dabbaghi MF, Baharom MB, Abdul Karim ZA, Aziz ARA, Muhammed SE, Zainal EZA. "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.

[11] Lounici MS, Loubar K, Balistrou M, Tazerout M. "Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines". *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3), 319-328, 2011.

[12] Fadungez JLS, Sari RL, Martins MES, Salau NPG. "Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol". *Applied Thermal Engineering*, 115, 22-32, 2017.

[13] Wu YY, Chen BC, Hsieh FC. "Heat transfer model for small-scale air cooled spark ignition four stroke engines". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(21-22), 3895-3905, 2006.

[14] Hensel S, Sarikoc F, Schumann F, Kubach H, Spicher U. "Investigations on the heat transfer in HCCI gasoline engines". *Society of Automotive Engineering International Journal of Engines*, 2(1), 1601-1616, 2009.

[15] Heywood JB. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1st ed. USA, McGraw-Hill Press, 1988.

[16] Suzuki Y, Shimano K, Enomoto Y, Emi M, Yamada Y. "Direct heat loss to combustion chamber walls in a direct-injection diesel engine: evaluation of direct heat loss to piston and cylinder head". *International Journal of Engine Research*, 6(2), 119-135, 2005.

[17] Luo X, Yu X, Jansons M. "Simultaneous in-cylinder surface temperature measurements with thermocouple, laser-induced phosphorescence, and dual wavelength infrared diagnostic techniques in an optical engine". *Society of Automotive Engineering Technical Paper* 2015-01-1658, 2015.

[18] Eichelberg G. "Some new investigations on old combustion engine problems". *Engineering*, 148(1-2), 446-463, 1939.

[19] Shudo T, Suzuki H. "Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion". *Society of Automotive Engineers of Japan*, 23, 303-308, 2002.

[20] Parra CAF. Heat Transfer Investigations in Modern Diesel Engine. PhD Thesis. Bath University, Somerset, England, 2008.

[21] Choi W, Song HH. "Composition-considered Woschni heat transfer correlation: Findings from the analysis of over-expected engine heat losses in a solid oxide fuel cell-internal combustion engine hybrid system". *Energy*, 2020. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117851

[22] Borman G, Nishiwaki K. "Internal combustion engine heat transfer". *Progress in Energy and Combustion Science*, 13, 1-46, 1987.

[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, https://doi.org/10.4271/670931

[24] Chang J, Güralp O, Filipi Z, Assanis D, Kuo T, Najt P, Rask R. "New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux". *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, 2004, https://doi.org/10.4271/2004-01-2996

[25] Watson N, Janota MS. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. 1st ed. London and Basingstoke, UK, The Macmillan Press, 1982.

[26] Zak Z, Emrich M, Takats M, Macek J. "In-Cylinder heat transfer modeling". *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 14(3), 2-10, 2016.

[27] Sitkei G, Ramanaiah GV. "A rational approach for calculation of heat transfer in diesel engines". *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, 1972, https://doi.org/10.4271/720027

[28] Hohenberg GF. "Advanced approaches for heat transfer calculations". *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, 1979, https://doi.org/10.4271/790825

[29] Jafari A, Hannani SK. "Effect of fuel and engine operational characteristics on the heat loss from combustion chamber surfaces of SI engines". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33, 122-134, 2006.

[30] Sekmen Y, Erduranlı P, Gölcü M, Salman MS. "Buji ile ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranı değişiminin performans parametrelerine etkisi". *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11(1), 23-30, 2005.

[31] Sekmen Y, Erduranlı P, Akbaş A, Salman MS. "Sıkıştırma oranı değişiminin buji ile ateşlemeli motorlarda yakıt tüketimine etkisi". *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8(2), 139-148, 2002.

[32] Parlak A. "Bir dizel motorunda sıkıştırma oranı artışının performansa etkisi". *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9(2), 171-177, 2003.

[33] Sanli A, Sayin C, Gumus M, Kilicaslan I, 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.

[34] Sanli A, Ozsezen AN, Kilicaslan I, Canakci 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(11-12), 1395-1404, 2008.

[35] Rakopoulos CD, Mavropoulos GC, Hountalas DT. "Experimental evaluation of local instantaneous heat transfer characteristics in the combustion chamber of an air-cooled direct injection diesel engine". *Energy,* 33(7), 1084-1099, 2008.