

Araştırma Makalesi / Research Article

## Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Motorda Farklı Piston Malzemelerinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Termal Davranışlarının İncelenmesi

Mehmet Kutay Bayram<sup>1</sup>, Emrah Kantaroğlu<sup>2\*</sup>

<sup>1,2</sup> Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kırıkkale.

e-posta: mehmetkutaybayram@outlook.com, ORCID ID: 0009-0000-9744-2363

e-posta\*: emrahkantaroğlu@kku.edu.tr, ORCID ID: 0000-0002-6127-4318

Geliş Tarihi: 03.02.2024 ; Kabul Tarihi: 25.03.2024

### Öz

Silindir içinde yanma sonu oluşan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar yapısal ve termal yüklere neden olmaktadır. Termal yüke maruz kalan piston, çalışma sırasında sıcaklık değişimleri nedeniyle termal gerilmelere de maruz kalmaktadır. Bu çalışmada, Renault F8Q706 motoru için seçilen 3 farklı piston malzemesi için sıcaklık dağılımı, 2500 dk<sup>-1</sup> motor hızında ve tam yük koşullarında sonlu elemanlar metodu (SEM) hesaplanmıştır. Bu piston malzemeleri alüminyum alaşım-6061, yapısal çelik ve magnezyum alaşım-AZ91D' dir. Analizlerde, yanma sonu yüksek basınç ve sıcaklığa maruz kalan piston yüzeyleri incelenmiştir. Hesaplamalarda silindir içi sınır şartları, bu motor için 1-Boyutlu (1B) olarak Ricardo-Wave yazılımı ile oluşturulan motor modelinden ve literatürden alınmıştır. Pistonun 3-Boyutlu (3B) çizimi SolidWorks yazılımında ve SEM analizleri ANSYS Steady State Thermal modülünde yapılmıştır. Analizler sonunda, pistonun yüzey sıcaklıkları ile piston yüzeyi ve komşuluğundaki gazların ısı transfer performansları hesaplanmıştır. Analizlerde, 1B motor modelinde hesaplanan silindir içi yanma sonu ortalama gaz sıcaklığı 1238,8 K iken, yapısal çelikte 1310,4 K ve magnezyum alaşım-AZ91D' de ise 1372,9 K olarak hesaplanmıştır. Bu sıcaklıklar, kullanılan her malzeme için benzer sıcaklık dağılımı göstererek, yanmaya direkt maruz kalan piston üst yüzeyi ve hemen alt yüzeyinde en yüksek değerlerde, piston etek bölgesinde ise en az değerlerde hesaplanmıştır. Piston malzemesi olarak kullanılan alüminyum alaşım-6061 malzemesinin pistondaki ısı yayılımı arttırdığı görülmüştür.

### Anahtar kelimeler

Sonlu elemanlar metodu; Isı transferi; Piston; Termal yük.

## Investigation of Thermal Behaviors of Different Piston Materials in a Compression Ignition Engine Using the Finite Element Method

### Abstract

High pressure and temperature gases formed as a result of combustion cause structural and thermal loads. Thermal load also causes thermal stresses in the piston. In this study, the temperature distribution of 3 different piston materials for the Renault F8Q706 engine was calculated with the finite element method (FEM) at 2500 min<sup>-1</sup> and full load. These materials are aluminum-alloy-6061, structural-steel and magnesium-alloy-AZ91D. In the analyses, piston surfaces be examined. In the calculations, in-cylinder boundary conditions were taken from the 1-dimensional engine model created with Ricardo-Wave software for this engine and from the literature. The 3-D drawing of the piston was made in SolidWorks software and FEM analyses were made in ANSYS Steady State Thermal module. At the end of the analyses, the surface temperatures of the piston and the heat transfer of the piston surface and adjacent gases were calculated. As a result, while the average in-cylinder combustion end gas temperature calculated in the 1-dimensional engine model is 1238.8 K, it is calculated as 1310.4 K in structural steel and 1372.9 K in magnesium alloy-AZ91D. These temperatures are similar for each material used. Temperatures were calculated at the highest values on the upper surface and immediately lower surface of the piston, and at the lowest values in the piston skirt region. It has been observed that the aluminum alloy-6061 material increases the thermal dissipation in the piston.

### Keywords

Finite element method; Heat transfer; Piston; Thermal load.

## 1. Giriş

İçten yanmalı motorlarda kullanılan petrol türevi yakıt bağımlılığı günden güne yeni yakıt teknolojilerinin veya mevcut motor teknolojilerinin geliştirilmesini zorunlu kılmıştır. Hem azalan petrol rezervleri hem de bununla birlikte artan maliyetler, çevresel kirlilik sorunlarıyla birleştiğinde yeni yakıt arayışları veya motor modifikasyonları sürekli olarak devam etmektedir. Uzun süreler boyunca, devletler ve devletler özelindeki stratejik kamu/özel sektör temsilcileri, içten yanmalı motorları yüksek verimlilikte, maksimum yakıt faydası sağlanarak daha çevreci bir şekilde kullanmayı amaçlamışlardır. Bunun için ise en klasik yöntemler olarak motor geometrisi değişiklikleri yapılmış ve yeni yakıt arayışları denenmiştir. Ancak bu yöntemler, günümüz dünyasında gelişen dijital teknolojiler yanında geçerliliğini kaybetmeye başlamıştır. Bu da ulaşımda içten yanmalı motor kullanımını iyiden iyiye kısıtlamaya başlamış ve alternatif bir ulaşım imkânı sağlayacak olan elektrikli motor teknolojileri hızla bu çalışmaların esas konusu haline gelmiştir. Dünyada içten yanmalı motor kullanımına bakıldığında, 2035'ten itibaren başta AB ülkeleri olmak üzere, ABD, Kanada, Hindistan, Çin gibi birçok ülke benzin ve dizel yakıt kullanımını sıfırlayacağını ve içten yanmalı motora sahip araç satışını yasaklayacağını açıklamıştır. Türkiye'nin ise tarafı olduğu Paris Anlaşmasına göre 2030-2050 yılları arasında bu geçişi tamamlamış olması gerekmektedir <https://www.mfa.gov.tr/paris-anlasmasi.tr.mfa> (12.12.2023). Bu bağlamda Ocak 2024'te yayınlanan TÜİK verilerine bakıldığında, Türkiye'deki 15.333.952 otomobilin %1,5'i hibrit ve %0,6'sı tamamen elektrikli. Yani hali hazırda kullanılmakta olan 15.011.939 adet içten yanmalı motora sahip otomobil bulunmaktadır <https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Motorlu-Kara-Tasitlari-Ocak-2024> (04.03.2024). Bahsedilen sınırlamalar ve anlaşmalar gereğince, hedeflenen tarihlere kadar elektrikli araç geçişinin sağlanması beklenmektedir. Ancak halihazırda içten yanmalı motorlar hem dünyada hem de ülkemizde kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlar özelinde

dizel yakıt kullanan sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar da hem büyük tonajlı ulaştırma hizmetlerinde hem de elektrik üretiminde oldukça önemli yere sahiptir. Bu nedenle sıkıştırma ile ateşlemeli motorların kullanımı yeni yakıt teknolojileri kullanılarak hafifletilen emisyon salınımları ile devam edecektir. Bir sıkıştırma ile ateşlemeli motorda kullanılan yakıt kaynaklı sağlanan yakıt enerjisi, ekzotermik bir özellikte olan yanma olayı sonunda elde edilen ısı üretimi ile termal ve mekanik kayıplara maruz kalarak efektif iş olarak ortaya çıkmaktadır. Motordaki ısı efektif işe dönüşürken elde edilen kayıplar neticesinde, motor parçalarının sıcaklığında da artışa neden olmaktadır. Bu nedenle yanma odasında gerçekleşen ısı transferinin neticesinde, malzeme dayanımları gözetilerek motor istenilen sıcaklıkta tutulmaktadır. Bu işlemin sağlanması için gerçekleşen motor soğutması her zaman için önemini koruyan bir alan olmuştur (Paratwar ve Hulwan 2013). Sıkıştırma ile ateşlemeli motorda yeterli soğutma olmadığı durumda, yanma odasını çevreleyen piston üst yüzeyi, ateşleme segmanı, silindir kafası ve supaplarda ortalama sıcaklık 1273 K ile 1773 K aralığındaki gaz sıcaklıklarına maruz kalmış olacaktır (Aktaş 2022). Bu durum da bu metal motor komponentlerinin ısınmasına ve malzeme dayanımının azalmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda direkt yüksek sıcaklık nedeniyle ya da silindir içi kontrolsüz yüksek sıcaklıklarının yanma stabilitesini bozmasından dolayı emisyonların artması da kaçınılmaz olarak gerçekleşir. Çevresel kirliliğin en önemli bölümünü, içten yanmalı motorlardan çıkan egzoz gazı emisyonları oluşturmaktadır (Abuşoğlu ve Kanoğlu 2008). Motor içinde gerçekleşen yanma sonucunda, çevreye verilen egzoz gazının içeriğinde karbondioksit (CO<sub>2</sub>) ve su buharı (H<sub>2</sub>O) gibi temel yanma ürünlerinin yanında, çok çeşitli kirlilik bileşenleri de bulunur. Bu bileşenlerden en önemli üçü; karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (HC) ve azot oksit (NO<sub>x</sub>) bileşenleridir (AbdelRahman 1998) Yüksek motor sıcaklıklarında, yanma stabilitesinin bozulmasına bağlı olarak CO emisyonu ve yakıt tüketimi artar.

Motorda artan yakıt tüketimi, daha fazla fosil yakıt kullanımına neden olarak yanmamış hidrokarbonlar (UHC) gibi kirletici emisyon gazı salınımlarını arttırır. Bunun yanında yüksek sıcaklıklara direkt olarak bağlı olan, insan sağlığı ve bitkisel üretim üzerinde ciddi etkileri olan  $NO_x$  emisyonlarının salınımı da artar (Hao vd. 2023). Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda yakıtın yanması ile silindir içine giren enerjinin efektif olarak %30-37'si kullanılabilir işe dönüştürülmektedir. Silindir içine giren bu enerji, efektif işe dönüştürülürken %30-35'i egzoz gazları tarafından egzoz ile dışarı atılır, %10-12'si iletim, taşınım ve ışıyım ile silindir dışına transfer olur, %17-26'sı gazlardan silindir duvarlarına enerji akışı şeklinde kaybolur. Silindir duvarına olan bu enerji akışı piston ve silindir duvarlarının sıcaklığının yükselmesine neden olur. Bu yüksek sıcaklıklar daha yüksek ısıl verim ve azaltılmış sürtünme kayıpları sağlayacak olsa da yüksek sıcaklık, termal gerilmelerin neden olduğu mekanik genleşme ve bozulma nedeniyle motorun belirli hayati parçalarına zarar vermektedir. Piston, silindir şeklindeki bir piston gömleğinin içerisinde doğrusal olarak hareket eden bir hareket elemanıdır. Silindirik bir kesite sahip olan piston, silindir içerisinde üst ölü nokta ve alt ölü nokta arasında belirli zamanlara göre hareket eder. Pistonun ana görevi, içinde bulunduğu silindir içindeki hava/yakıt karışımını sıkıştırmak, ardından da bu karışımın yanması sonucu yanma hacminde oluşan yüksek sıcaklık ve buna bağlı yüksek genleşme basıncıyla hareket sağlamaktır. Pistonlar genellikle metal alaşımlarından yapılır. Bu alaşımlar, alaşımlı çelikler, dökme demirler ve alaşımlı alüminyumlardır. Motor imalatçıları tarafından, hafif ve şekil verme kolaylıkları gibi özelliklerinden dolayı alüminyum alaşımları sıkça tercih edilmektedir. Bununla beraber alüminyum alaşımların genellikle ısı iletim katsayılarının yüksek olmasından kaynaklı olarak ısıyı iyi iletmeleri ve böylece daha erken dönemde soğutulabilmeleri de kullanımları açısından avantaj sağlamaktadır. Pistonun yapısal yüke ve termal yüklere fazlasıyla maruz kalan bölümüne piston yüzeyi denilmektedir.

Piston geometrik olarak karmaşıktır bir yapıdadır, çünkü motor değişken ortam koşullarında çalışmaktadır. Piston, bir devirde gazlar ve ivme kuvvetleri tarafından değişen basınç ve sıcaklığa maruz kalır. Piston yüzeyindeki basınç ve sıcaklık dağılımlarının hesaplanması oldukça önemlidir. Termal analiz bir nesnedeki sıcaklık dağılımını belirlemek için kullanılır (Singh ve Parmanik 2015). Bir pistonun tasarımı sırasında, pistonun termal gerilmelerini ve deformasyonlarını bulmak için piston sıcaklık dağılımını bulmak önemlidir (Wannatong ve Sanitjai 2008). Morel ve Keribar (1990) bir buji ile ateşlemeli motorun sıcaklık ve ısı akış dağılımını analitik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında teorik yaklaşım ve sayısal simülasyon olmak üzere iki yöntemle hesaplamalar yapmışlardır. Teorik yaklaşım, her bir krank dönüş açısında basınç, sıcaklık ve hacim hesaplaması ile yapılmıştır. Sayısal simülasyon ise, ANSYS yazılımı kullanılarak eliptik piston profili analiz edilerek yapılmıştır. Sayısal ve teorik sonuçlar karşılaştırmalar sonucunda sayısal sonuçların teorik sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Douglas Baker (1994), bir dizel motor için eşleştirilmiş termodinamik ve ısı transfer analizi metodolojisini 1B ve 2B olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, ısı akışı sonlu eleman modelleri ile, piston ve silindir sıcaklıkları ve ısı transfer oranını bulmak için kullanılmıştır. Pistonun modellenmesi CATIA yazılımında gerçekleştirilirken, Sonlu Elemanlar Analizi için ANSYS workbench kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde Von Mises gerilme kriteri kullanılmıştır. Kajiwara vd. (2011) çalışmalarında, FEM kullanarak piston için beş farklı malzemenin gerilme dağılımını, termal gerilmelerini ve mekanik özelliklerini incelemişlerdir. Simülasyon için kullanılan parametreler; çalışma gazı basıncı, sıcaklık ve pistonun malzeme özellikleri olarak belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan motor, Bajaj Kawasaki motosikletinin dört zamanlı tek silindirli motorudur. Sonuçlar, FEA kullanılarak farklı malzeme pistonları üzerindeki maksimum gerilimi ve kritik bölgeyi tahmin etmektedir. Catia v5 yazılımı kullanılarak tasarım ve Ansys 14.5 Statik ve termal stres analizinde Ansys yazılımı kullanılarak analizler gerçekleştirilmişlerdir. Yapısal ve termal analizler gözlemlenerek sonuçlara göre uygun

malzeme optimize edilmiştir. Winkler ve Parker (1993), termal bariyer kaplamanın dizel motor performansı ve bileşen ömrü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel ve simülasyon karşılaştırması yaptıkları çalışmalarında sonuçlar arasında yüksek derecede uyum gözlemişlerdir. Kendilerinin geliştirdikleri simülasyon programı ile piston segmanı hareketlerini ve blow-by/blow-back akışını simüle etmişlerdir. Segman profilinde cebirsel bir denklem bulunmadığından, sunulan simülasyon tekniğinin piston ve segmanların karmaşık yüzeyleri için uygun olduğunu tespit etmişlerdir. Hamzehei (2006), gerçek testte bir 4 silindirli benzinli motorun piston ve silindir kafasının sıcaklığını farklı parametrelerde ölçmüşlerdir. Sonuçlarda, piston ve silindir kapağı üzerindeki çeşitli noktalarda sıcaklığın zaman ve motor hızıyla değiştiği ve artan devirlerde arttığını tespit etmişlerdir Uzuneanu vd. (2008), etanol-benzin karışımıyla beslenen bir ateşleme motorunun piston başındaki ısı transferini, basit termal ağlardan çok boyutlu diferansiyel denklem modellemesine kadar modellemişlerdir. Etanol-petrol karışımlarının, saf benzin muadillerine kıyasla düşük enerji içeriğiyle tanınmasına rağmen, daha yüksek hacimsel verimliliğe, daha yüksek araştırma oktan sayısına, daha hızlı yanmaya ve daha az hassasiyete sahip olduğunu bildirmişlerdir. Bu nitelikler karışım yakıtlara gelişmiş güç çıkışı, gelişmiş sıkıştırma oranı ve daha az vuruş eğilimi kazandırmıştır. Gustof (2009), turboşarjlı dizel motorun çalışma başlangıcındaki piston içindeki sıcaklık dağılımını, iki bölge yanma modeli ve sonlu eleman yöntemi kullanarak belirlemişlerdir. Pistonun ısı yüklerinin sayısal hesaplamalarının sonuçları, orijinal iki bölge yanma modelinin ve sonlu elemanlar metodunun pistonun bireysel yüzeylerindeki değerlerin ve geçici sıcaklık dağılımının analizi için kullanılabileceğini göstermiştir.

Bu çalışmada, Renault F8Q706 motorunun demontajı gerçekleştirilerek, birebir silindir ölçüleri alınmış ve piston geometrisi oluşturulmuştur. Motorun fiziksel ve kimyasal özellikleri kullanılarak motor ilk olarak 1B modellenmiş ve buradan hesaplanan silindir içi karakteristikler ANSYS Steady

State Thermal Modülünde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Yapılan termal analizlerde farklı piston malzemelerinin termal davranışları incelenmiştir. Bu çalışmada literatürden farklı olarak, motorun silindir içi parametrelerinin belirlenmesi için motor testleri ile doğrulanmış bir 1B modelinin oluşturulması ve buna bağlı olarak kombine bir yaklaşımla 3B termal piston modelinin geliştirilmesi farklı bölgelerin farklı sayısal modellerle incelenmesi yaklaşımını sergilemektedir. Bunun sonucunda, farklı piston malzemelerinin incelenmesi ve çoklu model kullanımı çalışmanın geniş bir kapsama sahip olduğunu göstermektedir. 1B motor modelinde ısı transferi, yanma ve türbülans fiziği, 3B termal piston modelinde de bunlara ilave, malzeme yapısı ve ısı iletim mekanizmalarının tanımlamaları yapılmıştır. Hem motor hem de piston termal modellerinin birbirinden bağımsız çalıştırılması, ancak sonuçların birbirinin temellerini oluşturması bakımından bu çalışma zincirleme etkilerin görüldüğü bir inceleme bütünüdür. Bu çalışmadaki yaklaşımlar ile, pistonda oluşan termal yükler, testlere göre daha kolay ve hızlı bir ilerleme sağlanarak incelenmiştir.

## **2. Materyal ve Metot**

Bu çalışmada, motor pistonunun termal analizlerinin yapılabilmesi için Renault F8Q706 motoru öncelikle Ricardo-Wave yazılımında 1B olarak modellenmiştir. 1B motor modeli analizlerinin, literatürde yer alan test sonuçlarıyla doğrulanmasının ardından, elde edilen silindir içi karakteristikler 3B Piston Termal Yük Analizinde sınır şartı olarak kullanılmıştır.

### **2.1 1B motor modeli**

Bu çalışmada Ricardo-WAVE 2019.1 yazılımı kullanılarak 1B model oluşturulmuştur. Motor boyunca ana akış yolu için bu 1B motor modeli, her bir bileşenin ilgili özelliklerini tanımlayarak motor bileşenleri arasında bir ağ kurma mantığı ile oluşturulmuştur. 1B motor modeli akış yolu için akışkan akışı, ısı transferi, termodinamik, yanma ve emisyonun birçok fiziğini içerir. WAVE simülasyon

yazılımı, sıkıştırılabilir gaz akışları için kütle, momentum ve enerji transferini yöneten Navier-Stokes denklemlerinin 1B formunu çözmektedir. Bunun yanında modellemede yanma ve emisyonlar için alt modeller bulunmaktadır. 1B motor modeli oluşturulurken akış sürtünmesi, türbülans, ısı transferi, yanma, emisyon için bu modeller kullanılır. Birçok motor bileşeni, 1B motor modeli yazılımı kütüphanesinde modüler olarak mevcuttur. 1B motor modelindeki her bir bileşen, test donanımı ve test edilen motor için geçerli olan ilgili geometrik ve fiziksel parametreler kullanılarak tanımlanmıştır. Motorla ilgili parametreler motorun teknik özelliklerinden elde edilmiştir (Lapuerta vd. 2000). Bu özellikler Çizelge 1 ve Çizelge 2'de verilmiştir. Motorun 1B modeli oluşturulurken akış ağındaki ilgili tüm geometriler ve fizik (geometri, yanma, emisyonlar, türbülans, ısı transferi ve sürtünme) tanımlanmıştır. Genel olarak Wave programı 1B simülasyonlar için aşağıdaki modelleri kullanır:

- Isı transferi analizleri için Woschni (Woschni 1967),
- Yanma için Diesel Wiebe (Ghojel 2010, Wiebe 1956),
- Emisyonlardan CO ve CO<sub>2</sub> için Newhall emisyon modeli (Newhall 1969), HC için Cheng (Cheng vd. 1993), NO<sub>x</sub> için Zeldovich mekanizmalarına dayanan Fenimore (Fenimore 1971) ve Heywood korelasyonları kullanılmıştır (Heywood 1988).
- Mekanik kayıpların hesaplanmasında literatürde %10 hata payına sahip olduğu bilinen Chen-Flynn korelasyon modeli kullanılmıştır (Pipitone 2009).

Yakıt tanımlaması Wave içerisindeki hazır dizel yakıt kütüphanesi kullanılarak yapılmıştır. 1B motor modeli, motor testlerindeki benzer koşullar altında çalıştırılmıştır. Krank açısına göre sıcaklık, basınç ve emisyon gibi temel fiziksel büyüklükleri okumak için modelin belirli noktalarına sensörler yerleştirilmiştir. Modelde motor devri, valf zamanlaması ve ateşleme zamanlaması gibi çalışma koşulları tanımlanmıştır. Her bir motor test koşulu için, veriler okunmadan önce tamamen kararlı durum koşullarının sağlanması amacıyla 250 motor çevrimi üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Zaman adımı çarpanı ve yakınsama kriteri sırasıyla

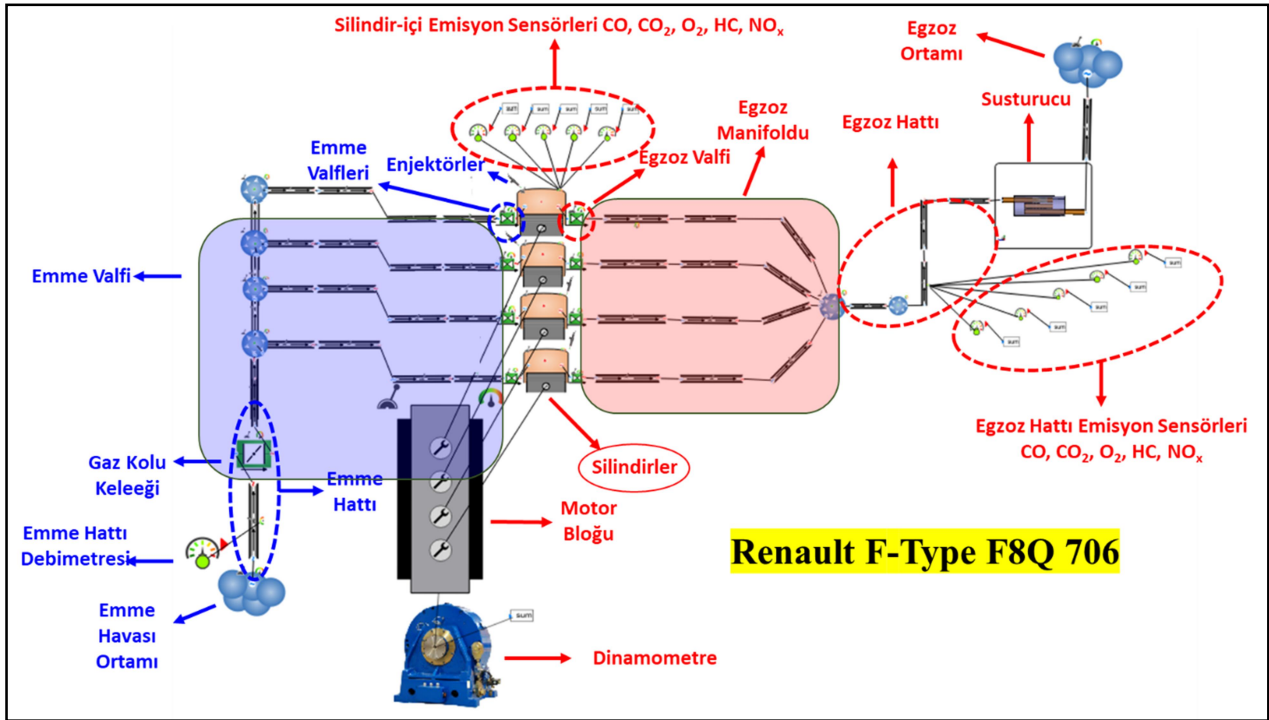
0,1 ve 0,001 olarak ayarlanmıştır. Şekil 1'de gösterildiği gibi, 1B motor modeli, motor testindeki emme hattının başından egzoz hattının sonuna kadar tüm ana akış bileşenlerini içerir. Bu bileşenler temel olarak filtre, emme hattı, emme havası debimetresi, gaz kelebeği valfi, emme manifoldu portu, emme valfi, yakıt hattı, silindir, piston, motor bloğu, egzoz valfi, egzoz manifoldu portu ve egzoz hattından oluşur. 1B motor modelinde her bir bileşenin ilgili özellikleri tanımlanarak ayrı ayrı oluşturulmuştur. Bu bileşenler arasında uygun ilişkiler kurularak, sınır koşullarıyla birbirine bağlanmıştır. Modelde, bir bileşenin çıktısı, bir sonraki bileşenin girdisi olarak tanımlanır. Bu şekilde, sıkıştırılabilir gaz akışları için kütle, momentum ve enerji transferini yöneten Navier-Stokes denklemlerinin tek boyutlu formu çözülmektedir. Kodda sınır koşulları olarak tanımlanması gereken bazı önemli sıcaklık değerleri vardır. Bu değerler yaygın literatürden alınarak Çizelge 2' de verilmiştir (Heywood 1988, Mahle 2012, Winterbone 2015). Bu değerler motor hızına bağlı olarak piston sıcaklığı, silindir kafası/duvar sıcaklığı, emme/egzoz valfi sıcaklığıdır. 1B motor modeli, literatürdeki motor testlerinde var olan koşullar altında çalıştırılmıştır (Caro vd. 2001). Sıcaklık, basınç, emisyon gibi gerekli fiziksel büyüklüklerin okunması için model üzerinde belirli noktalara birçok sensör yerleştirilmiştir.

**Çizelge 1.** Motor özellikleri (Caro vd. 2001).

Motor modeli	Renault F-Type F8Q 706
Silindir sayısı	4
Strok hacmi, cc	1870
Piston çapı, m	0,08
Strok mesafesi, m	0,093
Sıkıştırma oranı	21,5: 1
Maksimum tork, Nm 2500 dk <sup>-1</sup>	118
Maksimum güç, kW 4500 dk <sup>-1</sup>	47

**Çizelge 2.** Sınır şartları (1B model) (Heywood 1988, Mahle 2012, Winterbone 2015, Aktaş 2022).

Sınır şartları	Basınç (Bar)	Sıcaklık (K)
Giriş (Hava)	2,56	327,5
Çıkış (Egzoz gazları)	2,83	904
Piston	-	595
Emme portu	-	323
Egzoz portu	-	490
Silindir gömleği	-	616
Silindir kafası	-	635
Emme supabı	-	345
Egzoz supabı	-	500

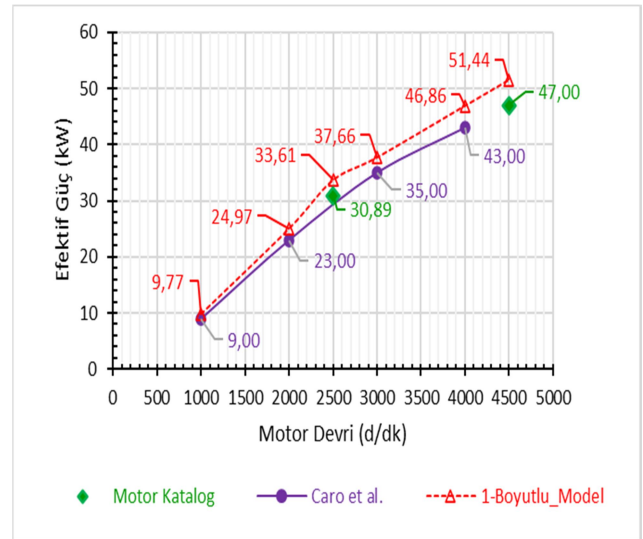


Şekil 1. 1B motor modeli.

1B model doğrulamalarında motor katalog güç değerleri ve literatürde aynı motor için yapılan deneysel çalışmalardan yararlanılmıştır. 1B modelin doğrulanmasına yönelik karşılaştırmalar Şekil 2'de verilmiştir. 1B modelde dizel yakıt için tam yükte elde edilen güç parametresi incelendiğinde, katalog ve literatür çalışmasında yer alan güç parametrelerinin de aynı artışı gösterdiği görülmektedir (Caro vd. 2001, Engine Catalog 2021). 1B motor modelindeki güç parametresi, literatür test çalışmasında yayınlanan güç parametresinden 1000-2000-3000-4000 dk<sup>-1</sup> için sırasıyla %8,526-%8,555-%7,596-%8,965 daha fazladır. Benzer şekilde 1B motor modelinde hesaplanan güç parametresi motor katalog güç parametresine göre 2500 dk<sup>-1</sup>'da %8,785 ve 4500 dk<sup>-1</sup>'da %9,457 daha yüksektir.

Motor katalog gücü ile literatürdeki diğer çalışmalardan elde edilen motor güçleri ile mevcut 1B motor modeli koşulları (dizel içeriği, ortam koşulları, motor aşınması vb.) arasında farklılıklar bulunmaktadır. Yani 1B modelde gözlenen farklılıklar model yaklaşımlarından kaynaklanmaktadır. 1B model analizlerindeki bu farklılığın temel nedeni, emme havası ve egzoz gazı

basınç ve sıcaklıklarındaki farklılıktır. Buradan da anlaşılacağı üzere bu çalışmada modellere test koşulları mümkün olduğu kadar doğru şekilde uygulanmıştır. 1B modellemede motorun maksimum tork devri olan 2500 dk<sup>-1</sup> ve tam yük koşulları için silindir içi gaz sıcaklığı ve basıncı hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler Denklem 4'teki silindir içi ısı taşınım katsayısı hesaplamasında kullanılmıştır. Bu değerler Çizelge 3'te verilmiştir.



Şekil 2. 1B motor modeli doğrulamaları.

**Çizelge 3.** 1B motor modelinden hesaplanan silindir içi parametreler.

1B model silindir içi parametreleri	
Maks. silindir içi basınç, MPa	11
Maks. silindir içi sıcaklık, K	3000

## 2.2 3B piston termal analizi

Piston geometrisi, Çizelge 1 ve Çizelge 8' den boyutları belirlenerek modellenmiştir. Bu çizelgeler oluşturulurken geometrik özellikler, Şekil 3'te demonte hali verilen Renault F8Q706 motorunun demontaj edilmesinden sonra ölçülmüş ve piston modellenmiştir. 3B çizimi yapılan ve Şekil 3'te demonte motor üzerinden gösterilen piston geometrisi, bileşen ve yüzey modellemede, sanal montajda ve mühendislik çizimlerinin oluşturulmasında kullanışlı olan 3B modelleme yazılımı SolidWorks paket programı kullanılarak Şekil 4'teki gibi oluşturulmuştur. Çizilen katı model birden fazla yöntemle oluşturulabilmektedir. Çizim sırasında bütün parçalar tek bir çizim dosyası olarak çizilmiştir. Şekil 4'te 3B termal analizlerinde kullanılan model geometrisi verilmiştir. Bu çalışmada, Renault marka F8Q706 motorunda piston malzemesi olarak, alüminyum alaşım-6061, yapısal çelik ve magnezyum alaşım-AZ91D malzemeleri kullanılarak oluşturulmuştur. Malzeme özellikleri Çizelge 4' te verilmiştir.



Şekil 3. Modellenen motor ve piston görüntüleri.



Şekil 4. Piston geometrisi.

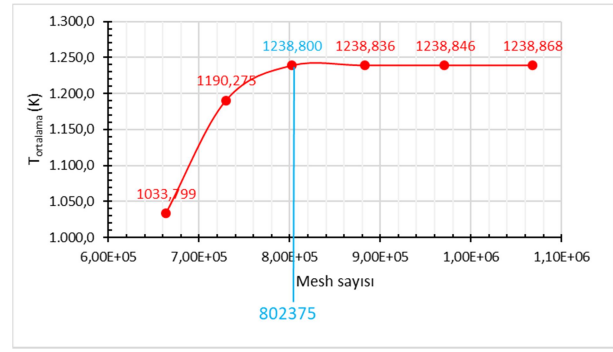


**Çizelge 4.** Malzeme özellikleri (Ashby 2021).

Özellikler	Alüminyum Alaşım 6061	Yapısal Çelik	Magnezyum Alaşım AZ91D
Yoğunluk, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	2713	7850	1810
Isı iletim katsayısı, $k$ (W/m°C)	167,6	60,5	71,97
Sabit basınçta özgül ısı, $c_p$ (J/kg°C)	896,8	434	1050
Isıl yayılım katsayısı, $\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$6,9 \times 10^{-5}$	$1,8 \times 10^{-5}$	$3,8 \times 10^{-5}$

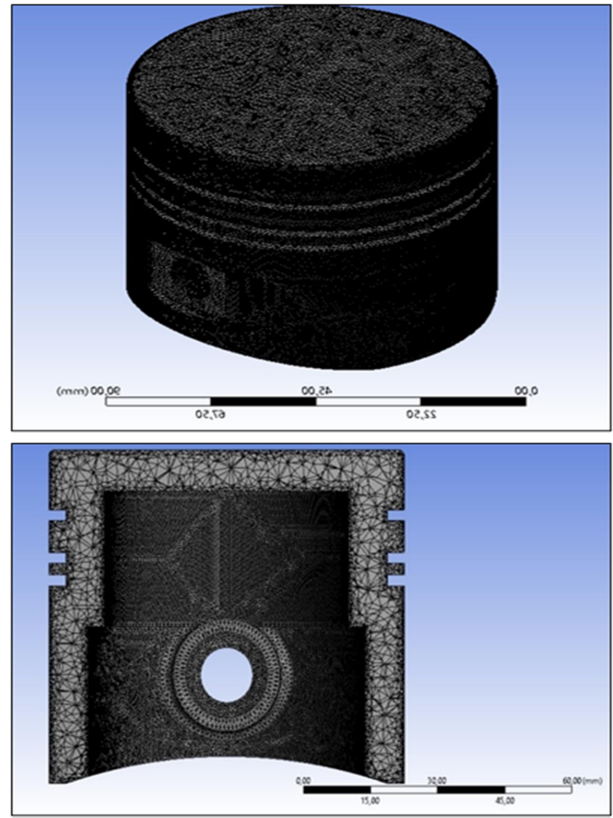
Bir termal sistem çözümlenmesinde, kısmi diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözümü SEM (sonlu elemanlar metodu) analizlerinin temel amacıdır. Karmaşık geometrilere oluşturulan ağ yapıları sayesinde, geometri daha küçük parçalara ayrılarak Navier-Stokes denklemleri çözülmektedir. Ağ yapıları, problem durumuna göre iki ve üç boyutlu olarak kullanılabilir. Ağ yapısı; parça tabanlı, montaj tabanlı ve dinamik olarak üçe ayrılır. Buna bağlı olarak ağ yapıları farklı boyutlarda ve farklı geometrik şekillerde oluşturulabilir. Bu çalışmada oluşturulan piston geometrisi modelinin mesh yapısı Ansys-Workbench modülü ile oluşturulmuştur. Ansys-Workbench’de termal analizler sırasında mesh metrikleri olan en-boy oranı (aspect ratio) (1 ve 2 arasında) ve narinlik (skewness) (0,9’dan küçük) önemli parametrelerdendir.

Sayısal analizlerde mesh bağımsızlığı testleri, çözüm sonuçlarının mesh sayısına duyarlılığını değerlendirmek ve en uygun mesh sayısını belirlemek amacıyla yapılır. Bu yöntem, farklı sayılarda mesh kullanarak, sonuçlar arasında önemli bir tutarlılık sağlayarak analiz güvenilirliğini artırır. Sonuç olarak, daha uygun bir mesh sayısının kullanılması, daha kısa bir zaman diliminde daha hızlı, daha güvenli ve daha verimli simülasyonlara olanak tanır. Şekil 5’te alüminyum alaşım-6061 için yapılan mesh bağımsızlık çalışması ve seçilen uygun mesh sayısı gösterilmiştir.



**Şekil 5.** Mesh bağımsızlık testi.

Şekil 6’da piston modeline tanımlanan mesh yapısı Çizelge 5’te ise mesh sayıları verilmiştir.



**Şekil 6.** Mesh yapısı.

**Çizelge 5.** Mesh istatistikleri.

Mesh yapısı	Düğüm sayısı (Adet)	Eleman sayısı (Adet)
İnce Ağ	1351241	802375

### 2.3 Analitik hesaplar

Bu çalışmada piston termal analizi sürekli durumda gerçekleştirilmiştir. Pistonun ısı transfer analizi, iletim ve taşınım ile ısı transferi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Piston sınırlarındaki ısı taşınım katsayısı ve ortam sıcaklığını hesaplamak için yüzeydeki enerji dengesi sağlanarak ve 1B model kullanılarak sınır şartları buna göre kullanılmıştır.



(Zhang ve Xing 1998). Denklem 1'de Fourier ısı iletim denklemi verilmiştir.

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = h (T_y - T_g) \quad (1)$$

Denklem 2'de termal yüke neden olan ve diğer yüzey sınır koşullarının hesaplanmasında kullanılan ortalama gaz sıcaklığının denklemi verilmiştir. Gaz sıcaklığı bir motorda krank mili açısının bir fonksiyonu olup krank mili açısıyla değişir. Bu nedenle, sürekli durum termal analizi için aşağıdaki ilişkiyi kullanarak ortalama gaz sıcaklığı ortalama gaz basıncından elde edilebilir (Heywood 1988).

$$T_g = \frac{P_{ort} \cdot V_M}{m R_u} \quad (2)$$

1B motor modelinden hesaplanan Çizelge 3' de verilen maksimum silindir içi basınç ve sıcaklıklar kullanılarak silindir içi ısı taşınım katsayısının hesaplandığı ampirik ilişki Denklem 3' de hesaplanmıştır (Shudo 2002). Burada maksimum silindir içi basınç ve sıcaklık için hesaplanan silindir içi ısı taşınım katsayısı, Çizelge 7'de gösterildiği gibi 3B termal analizlerde sınır koşulu olarak kullanılır.

$$h = 5,41 \times 10^{-4} P^{2/3} T_g^{1/3} (1 + 1,24 C_{ort}) \quad (3)$$

Ayrıca literatürden alınan ve yük analizi tanımlamalarında kullanılan gaz parametreleri Çizelge 6'da verilmiştir.

**Çizelge 6.** Gaz parametreleri (Kumar, 2017).

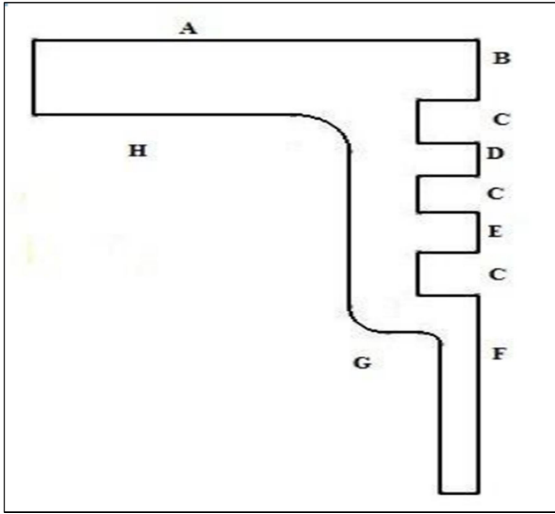
Parametreler	Değerler
Gaz sıcaklığı, $T_g$	3000 K
Gaz ısı taşınım katsayısı, $h$	637,63 W/m <sup>2</sup> K
Silindir duvar sıcaklığı, $T_y$	245 °C
Duvar termal iletkenliği, $k$	46 W/mK
Duvar kalınlığı, $t_d$	4,2 mm
Soğutma su sıcaklığı, $T_{su}$	80 °C
Soğutma suyu ısı taşınım katsayısı, $h_{su}$	1400 W/m <sup>2</sup> K

Piston yüzeylerinin sınır koşulları, A bölgesinden H bölgesine kadar sayısal yüzey araçlarıyla hesaplanmıştır. Piston tepe yüzeyinde (A bölgesi), yanma odasında yanma sonucu oluşan yüksek basınç ve sıcaklığa maruz kalan yüzeydir. B bölgesi, piston tepesi ile silindir gömleği arasında küçük bir boşluk olduğundan, yakalanan gaz sıcaklığı boşluk

yüzeylerinin ortalama sıcaklığıdır (Buyukkaya 2008). Bu nedenle, ısı transferi taşınım ile gerçekleşir. Diğer halka yüzeylerindeki (D ve E) ısı taşınım katsayısı, gaz ısı taşınım katsayısının üçte biri olarak alınır ve ortam sıcaklığı sırasıyla D ve E için ilk halka yüzey sıcaklığının %69,5 ve %66,5'idir (Esfahanian vd. 2006). Etek yüzeylerindeki (F) ısı transferi, düşük bir katsayı ile taşınım ile ısı transferi yoluyla gerçekleşir (Zhang ve Xing 1998). Piston alt yüzeyi (G ve H) iki bölgeye ayrılmıştır: H bölgesi, piston tepe yüzeyinin alt yüzeyi motor yağından faydalanılarak sıçrama soğutma tipi ile soğutulur. Bu bölgede ortam sıcaklığı yağ sıcaklığı olarak alınır. Bu bölgelerdeki her iki ısı taşınım katsayısı da Denklem 4' te verilen aynı formül ile hesaplanmıştır (Esfahanian vd. 2006).

$$h_{G,H} = 900 \left( \frac{n}{4600} \right)^{0,35} \quad (4)$$

Termal analizlerde kullanılan ve 1B model yardımıyla elde edilen silindir içi basınç ve sıcaklıklara dayanarak hesaplanan piston yüzey sınır şartları Şekil 7' deki isimlendirmelere göre Çizelge 7'de verilmiştir.



Şekil 7. Pistonun ısı değişim yüzeyleri.

Çizelge 7. Piston yüzey sınır koşulları.

Termal sınır	Hesaplama yöntemi	Yüzey sıcaklığı (K)	Isı transferi katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
Piston tepe yüzeyi, A	1B model ve Denklem 3	3000,00	637,63
B bölgesi	1B model	1337,32	204,56
Segman yüzeyleri, C	1B model	911,34	1055,46
D bölgesi	(Esfahanian vd. 2006)	1143,69	213,27
E bölgesi		1123,04	213,27
Piston eteği, F	1B model	911,34	141,45
G bölgesi	Denklem 4	1014,61	727,04
H bölgesi	Denklem 4	1014,61	727,04

İncelenen motora ait özellikler, termal analizi yapmak ve sıcaklık dağılımını belirlemek için Çizelge 1 ve Çizelge 8’de verilmiştir. Çizelge 8’de, pistonun boyutları birebir Renault F-Type F8Q706 motorundan ölçülerek verilmiştir.

Çizelge 8. Piston boyutları ve özellikleri.

Piston parametresi	Değer (mm)
Kompresyon yüksekliği	42,25
Yanma odası derinliği	0,7
Tam boy	70,5
Piston ateşleme seti ölçüsü	12,5
Pim boyu	63
Piston pimi çapı	24
1. Segman aksel yüksekliği	2
2. Segman aksel yüksekliği	2
3. Segman aksel yüksekliği	3

Analizlerde kullanılan başlangıç giriş koşulları 1B modelden ve analitik denklemlerden hesaplanarak Çizelge 9’da verilmiştir.

Çizelge 9. Başlangıç parametreleri.

Tanımlamalar	Değerler
T <sub>g</sub> (K)	3000
h (W/m <sup>2</sup> K)	637,63
P (MPa)	11
Mesh (Adet)	802375
Düğüm sayısı (Adet)	1351241
İterasyon sayısı (Adet)	1000

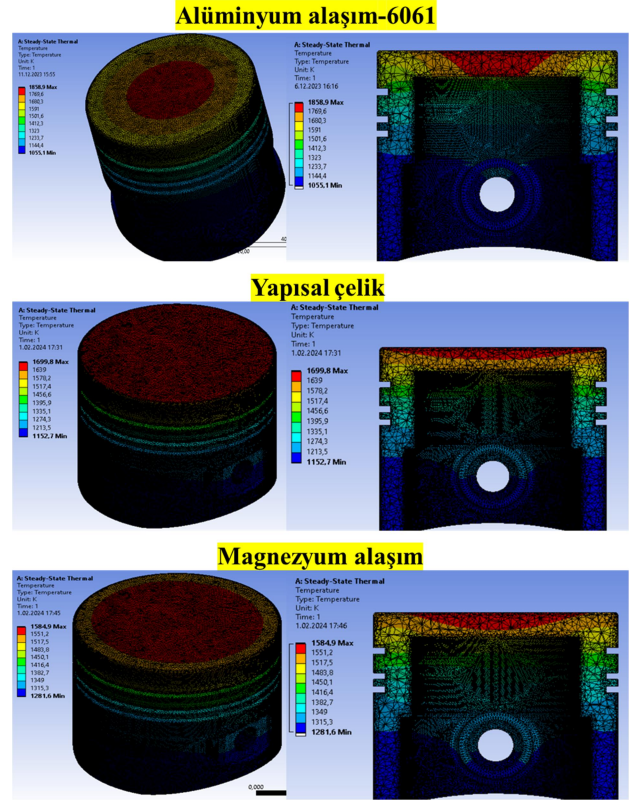
### 3. Bulgular

Geliştirilen 3B termal piston analizlerinde, farklı malzeme kullanımı için pistonun yüzeyindeki sıcaklık değişimi ve ısı akısı değişimi incelenmiştir. Çizelge 10’da maksimum, minimum ve ortalama sıcaklık değerleri verilmiştir. Pistonun sıcaklığı her üç malzeme için de genel olarak 1055,1 K ile 1858,9 K arasında değişmiştir. Bütün malzemeler için, maksimum sıcaklık piston üst yüzeyinde, minimum sıcaklık ise piston eteğinin altında görülmüştür. Piston sıcaklığı her üç malzeme için, üst yüzeyden itibaren düzenli bir şekilde değişmektedir. Piston malzemesi olarak Alüminyum alaşım-6061’ de en yüksek yüzey sıcaklığı, üst yüzeyde çok daha dar bir alanda kalmakla beraber 1858,9 K olarak hesaplanmıştır. Ancak alüminyum alaşım-6061’in Çizelge 4’ te verilen özelliklerinden de anlaşılacağı üzere ısı iletim katsayısı diğerlerinden yüksektir. Bu da iletimin daha iyi olduğunu ve sıcaklıkların yüzeyden içeriye doğru daha fazla iletilmiş olduğunu göstermektedir. Bir diğer termal parametre olan ortalama sıcaklık ise en az alüminyumda olacak şekilde 1238,8 K olarak hesaplanmıştır. Burada ortalama sıcaklıklar her bir mesh’ deki sıcaklık toplamının, toplam mesh sayısına oranıdır. Yani bir yüzeyde bölgesel olarak daha yüksek sıcaklık hesaplanmasına rağmen ısıyı iletme kabiliyetinin yüksek olması nedeniyle ortalama sıcaklık düşük sıcaklıklar verebilir. Bu nedenle ortalama sıcaklığın minimum sıcaklığa daha yakın olması pozitif termal davranış için önemlidir.

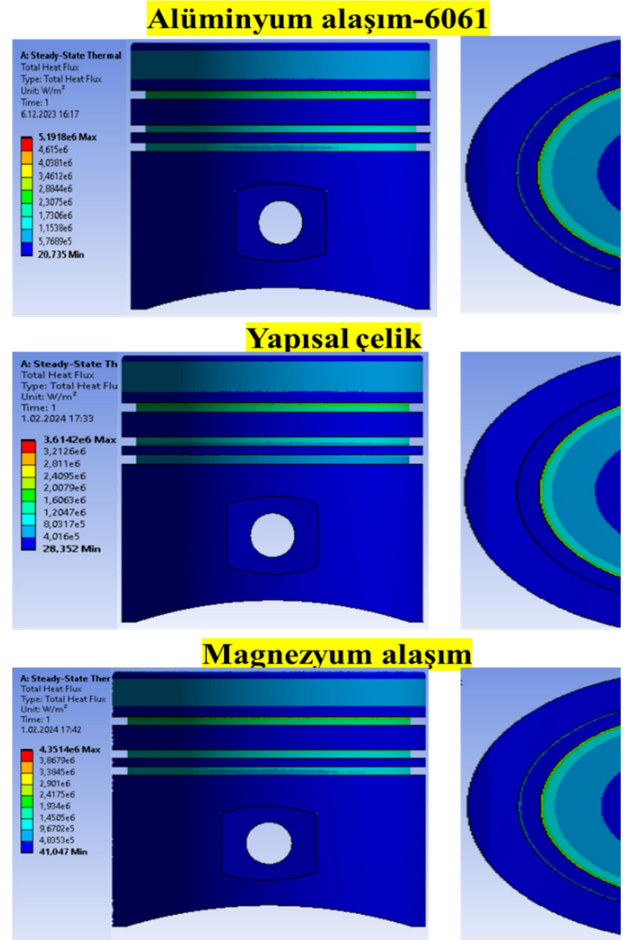
Çizelge 10. Analiz sonuçları

Parametreler	Alüminyum alaşım-6061	Yapısal çelik	Magnezyum alaşım-AZ91D
T <sub>max</sub> (K)	1858,9	1699,8	1584,9
T <sub>min</sub> (K)	1055,1	1152,7	1281,6
T <sub>ortalama</sub> (K)	1238,8	1310,4	1372,9

Tanımlanan bölgelere göre Şekil 8’de termal olarak incelenen yüzeylerdeki sıcaklıklar verilmiştir. Burada görüldüğü gibi daha yüksek yüzey sıcaklıklarına sahip olan alüminyum alaşımının ısıyı iletme kabiliyetinin de yüksek olduğu görülmektedir. Çizelge 4’ de verilen ısı yayılım katsayıları düşünüldüğünde en yüksek ısı yayılım alüminyum-6061’ de en düşük ısı yayılım da yapısal çelikte gerçekleşmektedir. Hem Çizelge 4’ deki özellik tablosu hem de Şekil 8’deki sıcaklık konturları birbirini bu anlamda desteklemektedir. Isıl yayılımın yüksek olması malzemede depolanan ısıya karşılık, iletilen ısının daha fazla olması anlamına gelmektedir. Bu nedenle, soğutma sistemleri düşünüldüğünde malzemenin ısıyı iyi iletmesi ve kendisinden uzaklaştırması büyük bir avantajdır. Şekil 9’da da bölgelere göre yüzeylerde gerçekleşen ısı transferi piston malzemesine göre karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Yanma reaksiyonları özellikle 1B motor modelinde maksimum motor tork devrinde gerçekleştiğinden ve bu devirde motorun maksimum verimle çalışmasından dolayı, pistonda bütün yüzeylerde belli seviyelerde sıcaklık artışı gerçekleşmiştir. Burada yanma reaksiyonlarının ekzotermik davranış sergilemesi ve yanma sonu sıcaklıklarının yüksek olması motor koşullarına bağlıdır. 1B motor modelinde bu koşullar maksimum motor tork devri (2500 dk<sup>-1</sup>) ve tam yük koşullarında (%100 gaz kelebek açıklığı) alınmasından dolayı piston yüzeyinde en yüksek sıcaklığa erişilmiştir. Şekil 9’da ise bölgelere göre ısı transfer miktarları verilmiştir. Burada görüldüğü üzere “C” bölgesinde ısı transferinin yüksek olduğu görülmektedir. Segman kanalları olan C bölgesinde az bir gaz bulunması ve yüksek basınca dayalı bir ısı taşınım katsayısı olması dolayısıyla mevcut diğer bölgelere göre daha yüksek ısı akışı oluşmaktadır. Bu sıcaklık dağılımları her 3 malzeme için de farklı seviyelerde de olsa benzer trend göstererek değişmiştir. Bu durum literatür ile uyumludur (Singh ve Parmanik 2015).



Şekil 8. Sıcaklık konturları.



Şekil 9. Isı transfer konturları.

#### 4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada, 3 boyutlu bir piston geometrisinin termal analizi yapılarak, farklı piston malzemelerinin, maksimum tork devrindeki ısı transfer miktarları incelenmiştir. Kullanılan malzemeler alüminyum alaşım 6061, yapısal çelik ve magnezyum alaşım-AZ91D olmuştur. Yapılan incelemelerde, literatürde aynı motora ait test verileri ve motor katalog verileri ile doğrulanmış, birebir fiziksel ve kimyasal özellikler kullanılarak 1B bir motor modeli oluşturulmuştur. 1B motor modelinde hesaplanan güç, literatürdeki aynı motor için yapılan bir test çalışmasında yayınlanan güç parametresinden 1000-2000-3000-4000 dk<sup>-1</sup> için sırasıyla %8,526-%8,555-%7,596-%8,965 daha yüksektir (Caro vd. 2001). 1B motor modelinde hesaplanan güç, motor kataloğundakine göre 2500 dk<sup>-1</sup>'da %8,785 ve 4500 dk<sup>-1</sup>'da %9,457 daha yüksektir (Engine Catalog 2021). Performans verileri belli seviyelerde 1B modele yakındır. Bu doğrultuda 1B model doğrulanmıştır. Bu 1B modelden silindir içi özellikler alınarak 3B bir termal piston analiz modeli oluşturulmuştur. Bu analizlerde pistondaki sıcaklık dağılımı ve ısı transferi incelenmiştir. Analiz sonucunda her 3 malzeme de piston yüzeyinin ve piston yüzeyinin alt yüzeyinde yanma sonu basınç ve sıcaklıklara bağlı olarak sıcaklık artışı görülmüştür. Aynı zamanda bu sıcaklık artışı yüzeyler ve yüzey komşuluğundaki bölgelerde ısı transfer miktarlarında artışa neden olmuştur. Ayrıca alüminyum alaşımın en yüksek yüzey sıcaklıklarına ulaştığı hesaplanmış ve sıcaklık konturlarına bakıldığında bu malzemenin ısı yayılımının yüksek olduğu görülmüştür. Pistonun sıcaklığı her üç malzeme için de genel olarak 1055,1 K ile 1858,9 K arasında değişmiştir. Piston sıcaklıkları farklı değerlerde de olsa her üç malzeme için, üst yüzeyden itibaren düzenli bir şekilde değişmektedir. Piston malzemesi olarak Alüminyum alaşım-6061' de en yüksek yüzey sıcaklığı, 1858,9 K olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, doğrulanan 1B motor modelinden alınan doğrulanmış veriler kullanılarak motor pistonunun termal analizleri yapılmış ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu doğrultuda incelenen alüminyum alaşım-6061 malzemesinin pistondaki ısı yayılımı arttırdığı görülmüştür.

#### Semboller

n	Devir
T <sub>s</sub>	Piston yüzey sıcaklığı
T <sub>g</sub>	Silindir içi sıcaklık
T <sub>su</sub>	Soğutma su sıcaklığı
P	Silindir içi basınç
h	Silindir içi ısı taşınım katsayısı
h <sub>su</sub>	Soğ. su ısı taş. katsayısı
k	Isı iletim katsayısı
ρ	Yoğunluk
c <sub>p</sub>	Özgül ısı
α	Isıl yayılım katsayısı
C <sub>ort.</sub>	Ortalama piston hızı
M	Silindir içi gaz mol kütlesi
P <sub>ort.</sub>	Ortalama basınç
V	Silindir hacmi
m	Kütle
R <sub>u</sub>	Üniversal gaz sabiti
t <sub>d</sub>	Duvar kalınlığı
dT/dx	Sıcaklık gradyanı
CO <sub>2</sub>	Karbondioksit
H <sub>2</sub> O	Su
CO	Karbonmonoksit
UHC	Yanmamış hidrokarbon
NO <sub>x</sub>	Azot oksit
FEM	SEM
1B	1-Boyutlu
3B	3-Boyutlu

#### 5. Kaynaklar

- Ashby, M., 2021. Material property data for engineering materials. *Ansys Education Resources*.
- Abdel-Rahman, A., A., 1998. On the emissions from internal combustion engines: A Review. *International Journal of Energy Research*, 22, 483-513.
- Abuşoğlu, A., and Kanoğlu, M., 2009. Emission characteristics analysis of diesel engine powered cogeneration. *Journal of Thermal Science and Technology*, 29, 45-53.

- Aktaş, F., 2022. Numerical investigation of equivalence ratio effects on a converted diesel engine using natural gas. *Journal of Energy Resources Technology*, 236, 1949-1963.
- Baker, D. M., Assanis, D. N., 1994. A methodology for coupled thermodynamic and heat transfer analysis of a diesel engine. *Applied Mathematical Modeling*, 18(11), 590-601. [https://doi.org/10.1016/0307-904X\(94\)90317-4](https://doi.org/10.1016/0307-904X(94)90317-4)
- Buyukkaya, E., 2008. Thermal analysis of functionally graded coating AlSi alloy and steel pistons. *Surface and Coatings Technology*, 202(16), 3856-3865. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2008.01.034>
- Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K. and Norris, M., 1993. An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines. *SAE Int. J. Engines*, <https://doi.org/10.4271/932708>
- Engine Catalog: <https://mymotorlist.com/engines/renault/> (12.12.2023)
- Esfahanian, V., Javaheri, A. and Ghaffarpour, M., 2006. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments. *Applied Thermal Engineering*, 26(2-3), 277-287. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.05.002>
- Fenimore, C. P., 1971. *Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames*. Symposium (International) on Combustion, 13(1), 373-380.
- Ghojel, J. I., 2010. Review of the development and applications of the wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research*, 11(4), 297-312. <https://doi.org/10.1243/14680874JER06510>
- Gustov, P., 2009. The Influence of the engine load on value and temperature distribution in the piston of the turbocharged diesel engine. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 35(2), 146- 153.
- Hamzehei, M. and Rashidi, M., 2006. Determination of piston and cylinder head temperature distribution in a 4-cylinder gasoline engine at actual process. Proceedings Conf. on Heat Transfer Engineering and Environment, Greece, August 2006, pp. 153-158.
- Hao, L., Ren, Y., Lu, W., Jiang, N., Ge, Y., Wang, Y., 2023. Assessment of heavy-duty diesel vehicle NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emissions based on OBD data. *Atmosphere*, 14, 1417.
- Heywood, J. B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.
- Kajiwara, H., Fujioka, Y., Suzuki, T. and Negishi, H., 2011. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines. *JSAE Review*, 23(4), 429-434. [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00234-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00234-5)
- Kumar, M., 2017. Computer aided analysis of piston with thermal barrier coating on crown. *International Journal For Technological Research In Engineering*, 4(10), 2127-2131.
- Lapuerta, L., Armas, O., Ballesteros, R. and Carmona, M., 2000. Fuel formulation effects on passenger car diesel engine particulate emissions and composition. *SAE Int. J. Engines*, 11. <https://doi.org/10.4271/2000-01-1850>
- Mahle GmbH, 2012. *Pistons And Engine Testing* (1st ed), Vieweg – Teubner.
- Morel, T., and Keribar, R., 1990. Detailed analysis of heat flow pattern in a piston. *International symposium COMODIA, USA*.
- Newhall, H. K., 1969. Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide. *Symposium (International) on Combustion*, 12(1), 603-613. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(69\)80441-8](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(69)80441-8)
- Paratwar, A. V. and Hulwan, D. B., 2013. Surface Temperature Prediction and Thermal Analysis of Cylinder Head in Diesel Engine. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 3(4), 892-902.
- Pipitone, E., 2009. A new simple friction model for s. i. engine. *SAE Technical Paper*, <https://doi.org/10.4271/2009-01-1984>
- Satge´ de Caro, P., Mouloungui, Z., Vaitilingom, G. and Berge, J. C., 2001. Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines. *Fuel*, 80(4), 565-574. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(00\)00117-4](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(00)00117-4)

- Shudo, T. and Suzuki, H, 2002. Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion. *JSAE review*, 23(3), 303-308. [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00193-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00193-5)
- Singh, P. and Parmanik D. A., 2015. Structural and Thermal Analysis of Different Piston Materials with Cooling (Due to Combustion Pressure) Using Finite Element Analysis. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 4(2), 110-117. <https://doi.org/10.18245/ijaet.60575>
- Uzuneanu, K., Panait, T. and Dragan, M., 2008. Modeling the heat transfer in the piston head of a spark ignition engine supplied with ethanol-gasoline blend. *COFRET 08*.
- Wannatong, K., Chanchaona, S. and Sanitjai, S., 2008. Simulation algorithm for piston ring dynamics. *Simulation Modelling Practice And Theory*, 16, (1), 127-146. <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2007.11.004>
- Wiebe, I., 1956. Semi-empirical expression for combustion rate in engines. *In Proceedings of Conference on Piston Engines*.
- Winkler, M. F. and Parker, D. W., 1993. Ceramic thermal barrier coatings provide advanced diesel emissions control and improved management of combustion – exhaust system temperatures. *SAE Paper*, 11. <https://doi.org/10.4271/931106>
- Winterbone, D. E. and Turan, A., 2015. *Advanced Thermodynamics For Engineers* (2nd ed). Butterworth-Heinemann An Imprint of Elsevier.
- Woschni, G., 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Int. J. Engines*. <https://doi.org/10.4271/670931>
- Zhang, H., Lin, Z. and Xing, J., 2013. Temperature field analysis to gasoline engine piston and structure optimization. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 48(2), 904-910.

#### **Internet kaynakları**

- 1-<https://www.mfa.gov.tr/paris-anlasmasi.tr.mfa> (12.12.2023)
- 2-<https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=MotorluKara-Tasitlari-Ocak-2024> (04.03.2024)