

**TURBO DİZEL BİR MOTORDA BİR PİSTONUN TERMAL  
VE MEKANİK YÜKLER ALTINDA SONLU ELEMENLAR  
YÖNTEMİYLE GERİLİM ANALİZİ**

**STRESS ANALYSIS OF A PISTON OF A TURBO DIESEL  
ENGINE UNDER THERMAL AND MECHANICAL LOADS  
USING FINITE ELEMENT METHOD**

**BARAN VAROL**

Hacettepe Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
olarak hazırlanmıştır.

2012



**TURBO DİZEL BİR MOTORDA BİR PİSTONUN TERMAL  
VE MEKANİK YÜKLER ALTINDA SONLU ELEMANLAR  
YÖNTEMİYLE GERİLİM ANALİZİ**

**STRESS ANALYSIS OF A PISTON OF A TURBO DIESEL  
ENGINE UNDER THERMAL AND MECHANICAL LOADS  
USING FINITE ELEMENT METHOD**

**BARAN VAROL**

Hacettepe Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
olarak hazırlanmıştır.

2012

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Bu çalışma jürimiz tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'**nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Dr. Volkan PARLAKTAŞ.....

Danışman : Doç. Dr. Bora YILDIRIM.....

Üye : Prof. Dr. Suat KADIOĞLU.....

ONAY

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri uyarınca yukarıdaki jüri üyeleri tarafından 01/10/2012 tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulunca ...../...../..... tarihinde kabul edilmiştir.

Prof.Dr. ....  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

# TURBO DİZEL BİR MOTORDA BİR PİSTONUN TERMAL VE MEKANİK YÜKLER ALTINDA SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE GERİLİM ANALİZİ

Baran VAROL

## ÖZ

Termal bariyer kaplamaları, bir bileşenin en az bir yüzeyini tamamen kaplayarak, yanma odasındaki yüksek ısının malzemenin içine nüfuz etmesini engellemektedir. İçten yanmalı motorlarda termal bariyer kaplaması kullanılarak, yanma odasının sıcaklığı artırılmakta ve yanmanın daha verimli olması sağlanmaktadır.

Bu tezde 1,9lt silindir hacmine, 130 hp maksimum çıkış gücüne sahip, VW tarafından üretilen turbo beslemeli bir dizel motor ve bu motora ait piston modellenmiştir. Ricardo Wave® yazılımıyla motorun modeli oluşturulmuştur; motorda oluşan yükler bu modelden, kaplama uygulamasından önce ve kaplama uygulamasından sonra, ayrı olarak hesaplanmıştır. Pistonun 3 boyutlu CAD modeli Solidworks® yazılımıyla oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar analizi için Ansys® yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi, motorun krank açısına göre değişen yükler kullanılarak, süreksiz olarak yapılmıştır. Pistonun yorulma ömrü N-code DesignLife yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır. Motor modelinden, kaplama uygulamasından önceki ve sonraki güç çıkışı, spesifik yakıt tüketimi, CO emisyonu, yanmamış yakıt miktarı, NO<sub>x</sub> emisyonu, egzoz gazı sıcaklığı verileri alınarak karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda, termal bariyer kaplamasının yanmanın verimini artırdığı ve buna bağlı olarak; spesifik yakıt tüketimi, CO emisyonu ve yanmamış yakıt miktarının düşmesini, aynı zamanda motor gücünün artmasını sağladığı ve NO<sub>x</sub> emisyonunun artmasına da neden olduğu görülmüştür. Kaplamanın, pistonun ömrü üzerinde olumsuz etkisi olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Dizel motor, termal bariyer kaplaması, sonlu elemanlar analizi, süreksiz analiz

Danışman: Doç. Dr. Bora YILDIRIM, Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

# **STRESS ANALYSIS OF A PISTON OF A TURBO DIESEL ENGINE UNDER THERMAL AND MECHANICAL LOADS USING FINITE ELEMENT METHOD**

**Baran VAROL**

## **ABSTRACT**

Thermal barrier coatings prevent the penetration of the heat inside combustion chamber to the material with covering at least one surface of a component. By using thermal barrier coatings in internal combustion engines, the temperature of combustion chamber is increased and the combustion can be more efficient.

In this thesis, a turbocharged diesel engine manufactured by VW, with 1.9lt displacement and 130 hp power output is modeled with the piston of this engine. Engine model is produced by Ricardo Wave® software; the loads generated inside the engine are taken from this model for before and after coating application. The 3 dimensional CAD model of the piston is generated with Solidworks® software. For finite element analysis Ansys® software is used. The finite element analysis is done with transient conditions using loads varying with crank angle. The fatigue life of the piston is calculated with N-code DesignLife® software. Power output, specific fuel consumption, CO emission, unburned fuel amount, NO<sub>x</sub> emission, exhaust gas temperature data are taken from the engine model before and after coating application and they are compared.

As a result of the current studies, it is observed that thermal barrier coating increases the combustion efficiency which leads to a decrease in specific fuel consumption, CO emission and unburned fuel amount while increasing power output and NO<sub>x</sub> emission. It is also determined that the coating has a negative effect on the fatigue life of the piston.

**Keywords:** Diesel engine piston, thermal barrier coating, finite element analysis, transient analysis

Advisor: Assoc. Prof. Bora YILDIRIM, Hacettepe University, Department of Mechanical Engineering

## TEŞEKKÜR

Tezimin yapılıő süresi boyunca, benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Bora Yıldırım'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca başta Sayın Doç. Dr. Murat Köksal olmak üzere, yüksek lisans eğitimim süresince üzerimde emeği geçen Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki bütün akademisyenlere teşekkür ederim.

Bu çalışmam süresince, onlardan çok uzakta olsam da, her zorlukta yanımda olan ailelerime maddi ve manevi destekleri için çok teşekkür ederim. Son olarak, bana olan güvenini bir an olsun kaybetmeyen, çalışmamın başlangıcından sonuna kadar desteğini bir an olsun eksiltmeyen, karşılaştığım zorlukların üstesinden gelebilmemde yardımcı olan sevgili eşim Aslıhan Bahadır Varol'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZ.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Önceki Çalışmalar.....	2
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı.....	6
2. KULLANILAN TEORİ VE YÖNTEMLER.....	8
2.1. Sonlu Elemanlar Analizi.....	8
2.2. Motorun Modellenmesi.....	12
3. TERMAL ANALİZ.....	26
3.1. Termal Yüklerin Bulunması.....	26
3.2. Sonlu Elemanlar Analizi.....	35
4. MEKANİK ANALİZ.....	38
5. YORULMA ANALİZİ.....	41
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	45
6.1. Genel Sonuçlar.....	70
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	73
EKLER.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	78



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Tezde Kullanılan Pistonun CAD modeli.....	8
Şekil 2.2. Çemberin Çevresinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bulunması.....	10
Şekil 2.3. Sonlu Elemanlar Analizinde Kullanılan Bazı Eleman Çeşitleri.....	11
Şekil 2.4. Pistonun Sonlu Elemanlar Modeli.....	11
Şekil 2.5. Piston/Krank Mekanizması.....	14
Şekil 2.6. Yanma Odasında Kullanılan Termal Ağ Modeli.....	17
Şekil 2.7. Tezde Kullanılan Motorun Modeli.....	25
Şekil 3.1. Pistonun İzotropik Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri.....	26
Şekil 3.2. Pistonun Alttan Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri.....	27
Şekil 3.3. Pistonun Kesit Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri.....	27
Şekil 3.4. Pistonun Isı Transfer Bölgeleri ve Karşılık Geldikleri Renkler.....	27
Şekil 3.5. Motor Modelinden Elde Edilen Yanma Odası Sıcaklıkları.....	29
Şekil 3.6. Motor Modelinden Elde Edilen 1. Bölge Isı Transfer Katsayıları.....	30
Şekil 3.7. Kaplama Öncesindeki ve Sonrasındaki Yanma Odası Sıcaklıkları.....	34
Şekil 3.8. Kaplama Öncesindeki ve Sonrasındaki 1. Bölge Isı Transfer Katsayıları.....	35
Şekil 3.9. Kaplama Uygulanmış Pistonun Ağ Modeli.....	36
Şekil 4.1. Yanma Odasında Oluşan Basınçlar.....	38
Şekil 4.2. Pistonun Hızı.....	39
Şekil 5.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Bağlı Yorulma Verileri.....	42
Şekil 6.1. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, İzometrik Görünüm.....	45
Şekil 6.2. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, Kesit Görünüm.....	46
Şekil 6.3. Kaplama Uygulanmış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, İzometrik Görünüm.....	46
Şekil 6.4. Kaplama Uygulanmış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, Kesit Görünüm.....	47
Şekil 6.5. Kaplama Uygulanmış Pistonun Kaplama Altındaki Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları.....	47
Şekil 6.6. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	49
Şekil 6.7. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, Alttan Görünüm.....	50

Şekil 6.8. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	51
Şekil 6.9. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm.....	51
Şekil 6.10. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	52
Şekil 6.11. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm.....	52
Şekil 6.12. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	53
Şekil 6.13. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, Alttan Görünüm.....	54
Şekil 6.14. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	55
Şekil 6.15. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm.....	55
Şekil 6.16. Kaplama Uygulanmış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm.....	56
Şekil 6.17. Kaplama Uygulanmış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm.....	56
Şekil 6.18. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Yorulma Ömrü, İzometrik Görünüm.....	58
Şekil 6.19. Kaplama Uygulanmış Pistonun Yorulma Ömrü, İzometrik Görünüm.....	59
Şekil 6.20. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Gücü Değerleri.....	60
Şekil 6.21. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Fren Spesifik Yakıt Tüketimi Değerleri.....	61
Şekil 6.22. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Çıkışındaki Egzoz Gazı Sıcaklıkları.....	62
Şekil 6.23. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Turboşarjdan Elde Edilen Güç.....	63
Şekil 6.24. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motora Sağlanan Hava Akışı.....	64
Şekil 6.25. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Enjektelerde Edilen Yakıt Miktarı.....	65
Şekil 6.26. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki CO Emisyon Değerleri.....	66
Şekil 6.27. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki NOx Emisyon Değerleri.....	67
Şekil 6.28. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Hidrokarbon Emisyon Değerleri.....	68

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1. Çemberin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bulunan Çevresi.....	10
Çizelge 3.1. Motorun Modelinde Kullanılan Parametreler.....	28
Çizelge 3.2. AL 4032 Alaşımının Termofiziksel Özellikleri.....	29
Çizelge 3.3. 353 K Sıcaklığında Motor Yağının Termofiziksel Özellikleri.....	33
Çizelge 3.4. Termal Bariyer Kaplamasının Termofiziksel Özellikleri.....	33
Çizelge 4.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Göre Değişen Mekanik Özellikleri.....	40
Çizelge 5.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Bağlı Yorulma Verileri.....	41
Çizelge 5.2. Yorulma Analizinde Kullanılan Noktalar ile İvme ve Basınç Değerleri.....	43
Çizelge 6.1. Pistonun Maksimum ve Minimum Yüzey Sıcaklıkları.....	48
Çizelge 6.2. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Gücü Değerleri.....	60
Çizelge 6.3. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Spesifik Yakıt Tüketimi Değerleri.....	61
Çizelge 6.4. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Çıkışındaki Egzoz Gazı Sıcaklıkları.....	62
Çizelge 6.5. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Turboşarjdan Elde Edilen Güç Değerleri.....	63
Çizelge 6.6. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motora Sağlanan Hava Akışı Değerleri.....	64
Çizelge 6.7. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Enjekte Edilen Yakıt Miktarı.....	65
Çizelge 6.8. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki CO Emisyon Değerleri.....	67
Çizelge 6.9. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki NOx Emisyon Değerleri.....	68
Çizelge 6.10. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Hidrokarbon Emisyon Değerleri.....	69

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$V_d$	: Silindir hacmi
$D$	: Silindir çapı
$St$	: Strok
$CR$	: Sıkıştırma oranı
$TDC$	: Pistonun en üst konumu
$V_{tdc}$	: Piston en üst konumdayken oluşan boşluk hacmi
$V$	: Silindir içinin anlık hacmi
$s$	: Pistonun en üst konumuyla (TDC) arasındaki mesafe
$a$	: Krank yarıçapı
$pinoff$	: Piston piminin sapması
$l$	: Biyel kolunun uzunluğu
$\theta$	: Krank açısı
$P$	: Silindir içindeki basınç
$T$	: Silindir içindeki sıcaklık
$v_c$	: Karakteristik hız
$c_1, c_2$	: Katsayılar
$v_m$	: Ortalama piston hızı
$T_r$	: Referans sıcaklık
$P_r$	: Referans basınç
$V_r$	: Referans hacim
$P_{mot}$	: Motor çalışmasından kaynaklanan basınç
$v_s$	: Girdap hızı
$R_{swirl}$	: Girdap yarıçapı
$RPM$	: Motor devri
$p_f$	: Ön karışım yanmasındaki kütle oranı
$d_f$	: Difüzyon yanmasındaki kütle oranı
$t_f$	: Kuyruk yanmasındaki kütle oranı
$cd_3$	: Difüzyon yanmasındaki yanma süresi katsayısı
$ct_3$	: Kuyruk yanmasındaki yanma süresi katsayısı
$\tau$	: Yanma süresi
$\alpha$	: Düzeltilmiş denge oranı
$\varphi$	: Hapsedilmiş denge oranı
$\theta_b$	: Yanmanın başlangıcındaki krank açısı

BRPM	: Motorun referans devri
F	: Yakıt sabiti
$T_{\text{topl}}^{\text{am}}$	: Toplam etkin sıcaklık
$P_{\text{topl}}^{\text{am}}$	: Toplam etkin basınç
Setan	: Yakıtın setan sayısı
$T_c^n$	: Silindir içindeki anlık sıcaklık
$P_c^n$	: Silindir içindeki anlık basınç
$T_c^0$	: Enjeksiyonun başladığı andaki sıcaklık
$P_c^0$	: Enjeksiyonun başladığı andaki basınç
$\Delta\theta_n$	: Krank açısı cinsinden zaman adımı
$\theta_0$	: Enjeksiyonun başladığı andaki krank açısı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
m, n	: Konveksiyon katsayıları
C	: Sürtünme sabiti
$P_{\text{avg}}$	: Ortalama silindir basıncı
k	: Isı iletim katsayısı
$D_h$	: Hidrolik çap
$D_i$	: Pistonun çapı
$h_2$	: İkinci bölgedeki konveksiyon katsayısı
$h_3$	: Üçüncü bölgedeki konveksiyon katsayısı
$h_4$	: Dördüncü bölgedeki konveksiyon katsayısı
$h_5$	: Beşinci ve altıncı bölgelerdeki konveksiyon katsayısı
$D_{ic}$	: Piston iç yüzeyinin çapı
$\rho_{\text{yag}}$	: Yağın yoğunluğu
$\mu_{\text{yag}}$	: Yağın vizkozitesi
$k_{\text{yag}}$	: Yağın ısı iletkenliği
$Pr_{\text{yag}}$	: Yağın Prandtl sayısı
$A_{CF}$	: Harici sürtünme sabiti
$B_{CF}$	: Maksimum silindir basıncına bağlı sürtünme sabiti
$C_{CF}$	: Hidrodinamik sürtünme sabiti
$Q_{CF}$	: Pistonun hava sürtünmesi sabiti
$P_{\text{max}}$	: Maksimum silindir basıncı
$ncyl$	: Motordaki silindir sayısı

$S_{fact}$	: Hız faktörü
[K]	: İletim matrisi
{T}	: Noktasal sıcaklık vektörü
$K_{pW}$	: Gaz özelliklerine bağlı denge katsayısı
$K_{pN}$	: Newhall tarafından önerilen denge katsayısı
A	: Üstel öncesi sabit
ARC1	: Arrhenius üstel öncesi katsayısı
$T_a$	: Reaksiyonun aktivasyon sıcaklığı
AERC1	: Arrhenius üstel katsayısı
$T_b$	: Yanan bölge sıcaklığı

## 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüşmesini sağlamaktadırlar. İçten yanmalı motorlarda bir yakıt yakılarak yakıtın sahip olduğu kimyasal enerjiden termal enerji elde edilmekte ve termal enerji kullanılarak mekanik enerji üretilmektedir. İçten yanmalı motorlarda bu enerji dönüşümleri aynı hacim içerisinde gerçekleşmektedir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan içten yanmalı motorlar 1876 yılında "Nikolaus August Otto" ve 1892 yılında "Rudolf Diesel" tarafından geliştirilen Otto ve Dizel çevrimlerini kullanmaktadır. Bu iki çevrim birbirine termodinamik ve mekanik açıdan benzer olmakla birlikte önemli farkları bulunmaktadır. Otto çevriminde yakıt-hava karışımı bir kıvılcım yardımıyla ateşlenmekte, dizel çevriminde ise bu karışım sıkıştırılarak kendiliğinden yanması sağlanmaktadır (Heywood, 1988). Dizel motorlarda bitkisel yağlar gibi ağır yakıtlar dahi kullanılabilen ancak Otto çevriminde daha kolay ateşlenebilen benzin ve türevleri kullanılmaktadır. Bu nedenle Otto çevrimi kullanan motorlar sıklıkla benzinli motor olarak tarif edilmektedir.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan motorlarda yakıtın yanması sonucu elde edilen termal enerjinin benzinli motorlarda yaklaşık %25-30'u, dizel motorlarda ise yaklaşık % 30'u mekanik enerjiye dönüştürülebilmektedir. Bu enerjinin geri kalan kısmı; egzoz gazları ile dışarı atılmakta, sürtünme yoluyla ısıya dönüşmekte ve yanma odasını çevreleyen bileşenler tarafından absorbe edilmektedir. Egzoz gazının sahip olduğu enerjinin bir bölümü turboşarj-kompresör kullanılarak motora basınçlı hava alınmasında harcanabilmektedir. Sürtünme yoluyla oluşan ve emilen ısı ise soğutma sistemi aracılığıyla dışarı atılmaktadır (İnal, 2005).

Motorun içinde gerçekleşen enerji dönüşümlerinden, yüksek sıcaklıklardan ve basınçlardan en çok motorun "kalbi" olan pistonlar etkilenmektedir. Dizel motorlarda pistonun üzerinde, bir başka deyişle yanma odasında, 1500 C°nin üzerinde sıcaklıklar ve 150 barın üzerinde basınçlar oluşabilmektedir. Bu yüklerle dayanabilecek ve yanmanın daha verimli olmasını sağlayabilecek pistonun geliştirilmesi motorun tasarımının en kritik aşamalarından birini oluşturmaktadır.

## 1.1. Önceki Çalışmalar

Pistonun geliştirilmesi için öncelikle pistonun çevresinde gerçekleşen yanma reaksiyonlarının, termodinamik değişimlerin, mekanik ve akışkanlar mekaniğinin detaylı bir şekilde analiz edilmesi gerekmektedir. Bu analizlerden elde edilecek sonuçlar hangi yönde bir çalışmanın etkili olacağını ve bu çalışmanın nasıl elde edilebileceğinin belirlenmesini sağlamaktadır.

Pistonun en yüksek derecedeki yüklere maruz kalan bölümü yanma odasına bakan üst yüzeyidir. Dizel motorların pistonlarında benzinli motorlardan farklı olarak yakıtın içerisine enjekte edildiği bir yuva bulunmakta ve yanma işlemi burada başlamaktadır. Piston üzerinde değişiklik yaparak daha verimli yanmayı elde edebilmek için yanma odasının geometrisi ve kullanılan malzemeler ile ilgili çok sayıda çalışma yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir.

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte, ileri mühendislik malzemeleri olarak bilinen malzemeler motorun yapısında da kullanılabilir. Motor bileşenlerince absorbe edilen termal ısının azaltılması için termal bariyer kaplamalarının kullanımı da güncel çalışma alanlarından birini oluşturmaktadır.

Termal bariyer kaplamaları bir bileşenin bir veya birden çok yüzeyini tamamen kaplamakta, yanma odasındaki yüksek ısının malzemenin içine nüfuz etmesini engellemektedir. Termal bariyer kaplamaları için düşük ısı iletim katsayısına sahip malzemeler tercih edilmektedir. Öyle ki piston yapısında kullanılan bir alüminyum alaşımının termal iletim katsayısı 130-150 W/mK arasındayken termal kaplamanın termal iletim katsayısı 1 W/mK civarlarında olmaktadır.

Termal yüklerin piston üzerindeki etkileri üzerine birçok araştırma yapılmış olup bunların birçoğunda sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapılmış, bazılarında ise deneysel olarak ölçümler ve geliştirmeler yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi kullanılan araştırmalarda termal ve mekanik yükler ortalama değer alınarak modellenmiş ve buradan elde edilen verilerle sonuca varılmıştır (İnal, 2005;Panayi, 2006;Al-Beirut et al, 2009). Oysaki piston üzerinde termal ve mekanik yükler krank milinin her açısında değişmekte ve bu değişim çok ciddi boyutlarda olmaktadır.



Örneğin dizel motorlarda yanma odasındaki basınç pistonun her bir döngüsü sırasında 1 bar'a düşmekte, 150 bar civarlarına çıkmakta ve 1 bar'a geri düşmektedir. Pistonun bir tam döngüsü ise çok kısa bir zaman diliminde gerçekleşmektedir. Öyle ki dakikada 4000 devir çeviren 4 çevrimli ve 4 pistonlu bir motorun bir pistonunun bir döngüsü 0,03 saniyede tamamlanmaktadır. Bu kadar kısa sürede gerçekleşen bir işlemin sabit bir değer kullanılarak modellenmesi çalışmanın hata payını yükseltmektedir. Rakopoulos ve Giakoumis'in (2009) belirttiği gibi, motordaki yükler, sürtünme ve emisyonlar süreksiz olarak ölçüldüğünde kararlı durumdakinin 15 katına kadar çıkabilmektedir.

Termal bariyer kaplamalı pistonların sonlu eleman analizinin yapıldığı çalışmalarda ise kaplama uygulanmadan önce ve kaplama uygulandıktan sonra oluşan sıcaklık ve basınç farkları göz ardı edilmiştir (Büyükkaya ve Cerit, 2007). Ancak termal bariyer kaplamasının silindir içi sıcaklığın artmasına sebep olduğu bilinmektedir. Örneğin Büyükkaya vd. (2006) tarafından yapılan araştırmada, dizel bir motorun pistonuna termal bariyer kaplaması uygulandığında yanma odası sıcaklığında ve egzoz gazı sıcaklığında 65 °C civarında artış olduğu tespit edilmiştir. Aynı çalışmada sıcaklık farkları nedeniyle motorun NO<sub>x</sub> salınımının arttığı da sıcaklık artışına bağlı olarak tespit edilmiştir.

Termal bariyer kaplamalarının etkileri konusunda birçok araştırma yapılmış, her birinde termal bariyer kaplamalarının yanma odası sıcaklıklarının artışına sebebiyet verdiği belirlenmiştir.

Hejwowski ve Weronki (2002) dizel bir motorun pistonunu farklı termal bariyer malzemeleri kullanarak kaplamışlar ve bu motorun güç, tork ve spesifik yakıt tüketimi değerlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada üç farklı malzemedan termal bariyer kaplaması uygulamasının etkileri de incelenmiştir. Sıcaklık ve stres dağılımlarının elde edilebilmesi için sonlu elemanlar analizi yapılmış ve bu analizde ortalama sınır koşulları tanımlanmıştır. Motor performansındaki değişim bir deney düzeneği kullanılarak ölçülmüştür. Kaplama uygulanmış pistonların kullanıldığı motorun spesifik yakıt tüketiminin %15-20 daha düşük olduğu, motor gücünün yaklaşık %8 arttığı ve egzoz gazı sıcaklığının yaklaşık 200 K yükseldiği gözlemlenmiştir.

Hazar ve Öner'in (2004) yaptığı, seramik kaplamanın motor performansına etkisini inceleyen bir çalışmada, bir deney düzeneği kullanılarak, kaplamanın kullanıldığı motorun torkunun ve çıkış gücünün en yüksek devirlerde %8 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

Yonushonis'in (1997) yaptığı çalışmada ise dizel bir motorun pistonunda zirkonya bazlı bir termal bariyer kaplaması kullanıldığında, motorun spesifik yakıt tüketiminin %1 ila %3 arttığı belirtilmiştir.

Turboşarjlı bir dizel motorda termal bariyer kaplamasının performansa ve egzoz gazının enerjisinin kullanımına etkisinin araştırıldığı bir çalışmada termal bariyer kaplaması uygulamasının spesifik yakıt tüketimini % 6 oranında düşürdüğü deneysel olarak bulunmuştur. Bu çalışmada 6 silindirli, 6 litre silindir hacmine sahip bir dizel motorun performansı ve yakıt tüketimi ölçülmüş, sonrasında pistonlar 0.15 mm kalınlığında NiCrAl ara bağlayıcı üzerine 0.35 mm Mg-ZrO<sub>2</sub> termal bariyer kaplamasıyla ve valfler ile silindir kapağı da CaO-ZrO<sub>2</sub> termal bariyer kaplamasıyla kaplanmıştır. Kaplama uygulanmış motorun fren spesifik yakıt tüketiminin %1 ila %6 daha düşük olduğu tespit edilmiştir (Parlak et al., 2005).

Dizel motorlarda seramik kaplamanın efektif verime olan etkisinin incelendiği bir deneysel çalışmada motorun pistonları, valfleri ve silindir kapağı 0.15 mm kalınlığında NiCrAl ara bağlayıcı kaplamayla kaplandıktan sonra pistonlara 0.35 mm kalınlığında Mg-ZrO<sub>2</sub> termal bariyer kaplaması ve valfler ile silindir kapağına da CaO-ZrO<sub>2</sub> termal bariyer kaplaması uygulanmıştır. Bu uygulama sonrasında motorun farklı yüklerdeki efektif verimi incelenmiş ve kaplama öncesi verilerle karşılaştırılmıştır. Kaplama uygulanmış motorun efektif veriminin düşük yükte (maksimum yükün %20'si) %2, orta yükte (maksimum yükün %50'si) %5 ve yüksek yükte (maksimum yükün %80'i) %3 arttığı tespit edilmiştir (Taymaz et al., 2005).

Uzun et al. (1999) yaptıkları çalışmada, termal bariyer kaplaması uygulamasının turbo beslemeli bir dizel motorda egzoz gazı sıcaklığını 15 ila 65 °C artırdığı, CO emisyonunu %35 ila %40 oranında düşürdüğü, termal verimin %10 oranında ve

efektif verimin %2 oranında artmasını sağladığı ve spesifik yakıt tüketiminin %2 oranında düşmesini sağladığı tespit edilmiştir.

Chan ve Khor'un (2000) yaptığı çalışmada piston üst yüzeyine termal bariyer kaplaması uygulamasının motor karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada 3 silindirli benzinli bir motorun pistonlarının üst yüzeyi 0.15 mm kalınlığında bağlayıcı yüzey ve üzerine 0.45 mm itriya ile dengelenmiş zirkonyum kaplaması uygulanmıştır. Bu çalışmada motor, 1000, 2000, 3000, 4000 devir/dakikada farklı güçlerde çalıştırılmıştır. Kaplama uygulamasından sonra alınan değerler kaplama öncesi değerlerle karşılaştırıldığında, fren spesifik yakıt tüketiminin %6' ya varan oranda düştüğü, egzoz gazı sıcaklığında özellikle düşük devirlerde bir artışın görüldüğü ve hidrokarbon emisyonunun düştüğü gözlemlenmiştir.

Pierz (1993) yaptığı çalışmada dizel motorlarda kullanılan alüminyum pistonların zirkonya ve mullit malzemelerinden termal bariyer kaplaması ile kaplanmasının etkilerini araştırmıştır. Bu çalışmada Pierz (1993), pistonu aksisimetrik olarak kabul edip bu şekilde bir sonlu elemanlara analizi ve çatlak oluşumunu takip edebilmek için bir deney düzeneği kullanmıştır. Bu çalışmada kaplama sayesinde pistonun ısı akısının kaplamayla düştüğü, kaplama kalınlığı arttıkça piston yüzey sıcaklığının arttığı ve çatlak oluşumunun daha erken gözlemlendiği, kaplamadan kaynaklı ısı artı stresler nedeniyle aksi simetrik analizin doğru sonuç vermediği, ortalama sıcaklık ve ısı iletim katsayısı kullanımının gerçekçi sonuçlar üretmekten uzak olduğu sonuçlarına varılmıştır.

Ayatollahi et al. (2011) yaptığı çalışmada bir dizel motor pistonunun termo-mekanik yükler altındaki yorulma ömrü incelenmiştir. Bu çalışmada Ansys® yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Yüksek çevrim yorulmasının hesaplanabilmesi için bir makronun kullanıldığı belirtilmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizinde piston strok eksenini dik kesen eksenlerden, simetrik kabul edilen dörtte birlik bir piston modeli kullanılmışlardır. Termal analizle pistonun sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Sonrasında basınç ve eylemsizlikten kaynaklı yükler, termal yükler ile birlikte eklenerek pistonun stres dağılımı elde edilmiştir. Yapılan analizler sonrasında piston pimi bağlantı bölgesinin ve yağ kanalı girişinin en kritik bölgeler olduğu tespit edilmiştir.

Pistonun üst yüzeyiyle yanma odası arasındaki ısı transferinin modellenmesi, kompleks yanma reaksiyonları ve değişken yapıda türbülanslar sebebiyle oldukça detaylı bir işlemdir. Annand (1963) ve Woschni (1967) yanma gazları ile pistonun üst yüzeyi arasındaki anlık ısı iletim katsayılarını yüksek doğrulukta hesaplayabilen korelasyonlar geliştirmişlerdir. Woschni (1979) korelasyonları dizel motorlarda da kabul edilebilir sonuçlar alınabilecek şekilde düzenlemiştir.

## **1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı**

Bu tezde zamana bağlı değişken ısı ve basınç değerlerinin kullanımının piston modeli üzerindeki etkileri elde edilecek ve pistonun yanma odasına bakan yüzeylerine termal bariyer kaplaması uygulanarak pistonun mekanik ömrü, motor performansı, yakıt tüketimi, egzoz gazı emisyonu değerleri üzerindeki değişim elde edilecektir.

Yanma odasında oluşan daha yüksek yükler nedeniyle dizel bir motor ve bu motorun pistonu tercih edilerek analizler bu piston üzerinde yapılacaktır. Bu motor bilgisayar ortamında simüle edilecek, piston üzerinde etkili olan yükler zamana göre değişken olarak bu simülasyon aracılığıyla elde edilecektir. Ayrıca pistonun 3 boyutlu bir modeli oluşturularak sonlu elemanlar analizi yapılacak, simülasyondan elde edilen yükler sonlu elemanlar analizi yönteminde kullanılacaktır. Yüklerin etkisiyle oluşan gerilimler hesaplanacaktır.

Bu tezde (%46 termal verime), 1,9lt silindir hacmine, 130 hp maksimum çıkış gücüne sahip VW tarafından üretilen turbo beslemeli bir dizel motor ve bu motora ait piston örnek olarak modellenecektir. Bu motorun tercih edilmesindeki en önemli etkenler güncel ve yaygın olmasıdır.

Motorun modellenmesi için Ricardo Wave<sup>®</sup> yazılımı, pistonun 3 boyutlu CAD modelinin oluşturulması için Solidworks<sup>®</sup> ve sonlu elemanlar analizini gerçekleştirebilmek için Ansys<sup>®</sup> yazılımı kullanılacaktır. Sonlu elemanlar analizinden elde edilecek farklı sıcaklık değerlerindeki yorulma ömrünü hesaplayabilmek için N-code DesignLife<sup>®</sup> yazılımı kullanılacaktır.

Ricardo Wave<sup>®</sup> yazılımıyla oluşturulan motor modelindeki piston termal bariyer kaplama parametreleri uygulanacak, kaplamalı piston için sıcaklık, ısı transfer katsayısı, basınç değerleri yeniden elde edilecektir. Kaplamadan sonra değişen silindir içi sıcaklık değerleri göz önüne alınarak sonlu elemanlar analizi yapılacak ve pistonun sıcaklık değişimleri incelenerek yorulma ömrü yeniden hesaplanacaktır.

Yapılacak analizler sırasında pistonun hareketinden kaynaklanan dinamik yüklerin etkileri de göz önüne alınacaktır. Analizlerde, piston üzerindeki yüklerin en yüksek seviyelere ulaştığı, motorun maksimum güç ürettiği motor devri, örnek motor için 4000 rpm, kullanılacaktır. Pistonun yanma odasına bakan yüzeyleri dışındaki yüzeylerindeki ısı iletimi steady state (kararlı durum) olarak varsayılacaktır.

Termal bariyer kaplaması uygulanmadan önceki ve sonraki motor parametreleri incelenecektir. Bu parametreler motor gücü, spesifik yakıt tüketimi, CO emisyonu, yanmamış yakıt miktarı, NO<sub>x</sub> emisyonu, egzoz gazı sıcaklığı verilerini içermektedir.

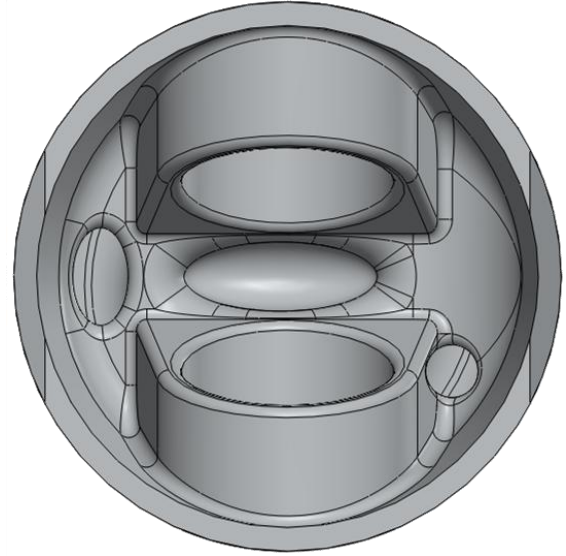
## 2. KULLANILAN TEORİ VE YÖNTEMLER

### 2.1. Sonlu Elemanlar Analizi

Bu tezde yapılacak olan mekanik ve termal yüklerin piston üzerindeki etkisinin analizi işlemleri, sonlu elemanlar analizi yöntemiyle gerçekleştirilecektir. Sonlu elemanlar analizinin amacı karmaşık bir problemi daha basit ve çok sayıda probleme bölerek kolaylaştırmak, hatta çoğu zaman analitik yöntemlerle çözülemeyecek problemleri çözülebilir hale getirmektir. Örneğin şekil 2.1'de görüldüğü üzere piston geometrisi karmaşık bir yapıdadır. Bu geometriye sahip bir parçanın mevcut mekanik ve termal analitik yöntemlerle analiz edilmesi; sıcaklık, gerilim, deformasyon vb. değerlerin mevcut analitik yöntemlerle elde edilmesi mümkün değildir.



a. İzometrik görünüş



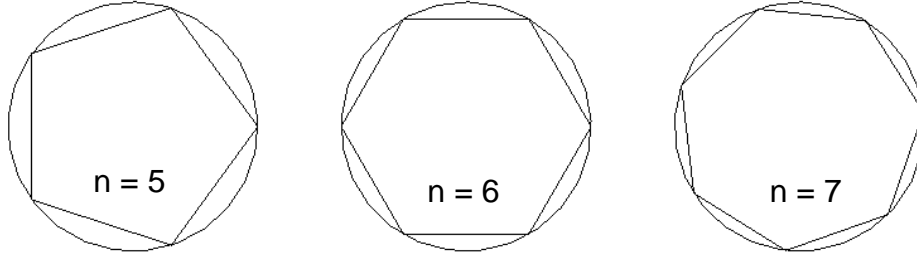
b. Alttan görünüş

Şekil 2.1. Tezde Kullanılan Pistonun CAD Modeli

Ancak sonlu elemanlar yönteminde, geometri ne kadar karmaşık olursa olsun yaklaşık bir çözüm elde etmek mümkündür. Uygun bir model aracılığıyla kesin sonucu elde etmek de mümkün olabilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde çözüm bölgesi küçük, basit ve birbirine bitişik çok sayıda bölgeye, sonlu

elemanlara ayrılmaktadır. Bu elemanlar belirli noktalarda birleşmektedir, bu noktalara düğüm (node) denilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi yapısal mekanik problemlerin yanı sıra, ısı iletimi, akışkanlar mekaniği, elektriksel ve manyetik alanlar gibi çeşitli mühendislik alanlarında sıklıkla kullanılmaktadır. Tüm bu alanlarda izlenen prosedür aynıdır. Problem ilk olarak çok sayıda elemana ayrılmakta, düğümler oluşturulmakta ve tüm problem bir büyük ağ (mesh) halinde modellenmektedir. Sonrasında model üzerinde etkisi bulunan yükler ve sınırlamalar (deplasman, hız, ivme, kuvvet, basınç, moment, sıcaklık, ısı iletimi vb.) tanımlanmaktadır. Ağın oluşturulması, yüklerin ve sınırlamaların tanımlanması işlemlerine ilk işlem “pre-process” adı verilmektedir. Tanımlanan düğümlerin ve elemanların birbiriyle etkileşimleri göz önüne alınarak, her bir eleman için bulunmuş olan katılık matrisleri, yük vektörleri ve denge denklemleri uygun bir şekilde birleştirilmekte ve genel denge denklemleri elde edilmektedir. Genellikle matris denklemleri şeklinde olan bu denklemlerin çözülmesi ile de değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri elde edilmektedir. Yaklaşık fonksiyonların, değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmiş olmaları nedeni ile de, bu denge denklemlerinin her bir eleman için çözülmesiyle tüm bilinmeyenler elde edilebilmekte ve bu işlemlerin modeli oluşturan tüm elemanlar için zincirleme bir şekilde çözülmesiyle elemanların davranışı elde edilebilmektedir. Bu işleme çözüm adımı denilmektedir. Ardından elemanların davranışları birleştirilerek modelin davranışları bulunabilmektedir. Elde edilen davranışlar görsel olarak model üzerinde gösterilmekte veya verisel olarak oluşturulmaktadır. Bu işleme de son işlem (“post-process”) adı verilmektedir.

Elemanların boyutu ne kadar küçültülürse, yani düğümler birbirlerine ne kadar yaklaşırsa sonlu elemanlar analiziyle elde edilen sonuçlar da gerçeğe o kadar yaklaşmaktadır. Örneğin bir çemberin çevresini hesaplamak için sonlu elemanlar yöntemi kullanıldığında çemberin içine ya da dışına bir çokgen çizilmektedir. Bu çokgenin kenar sayısı ne kadar artarsa çokgenin çevresi çemberin çevresine o kadar yaklaşmaktadır (şekil 2.2). Örnek olarak yarıçapı 30 mm olan bir çemberin çevresi ve sonlu elemanlar yöntemiyle bulunan değerler çizelge 2.1’de görülebilir. Buradan da anlaşıldığı gibi kenar sayısının artması ya da kenarların kısalması sonucun gerçeğe yaklaşmasını sağlamaktadır (Arıkan, 2005).



Şekil 2.2. Çemberin Çevresinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bulunması

Çizelge 2.1. Çemberin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Bulunan Çevresi

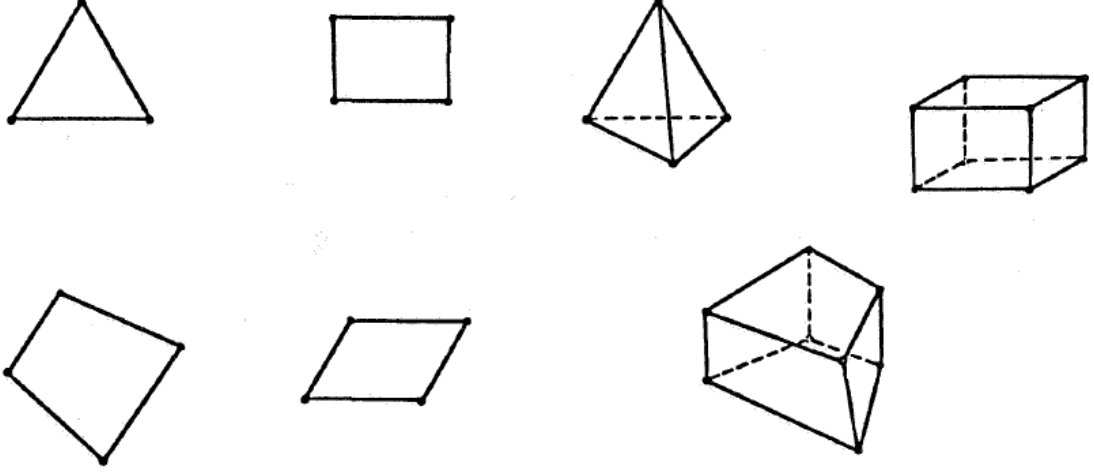
Kenar sayısı	Çemberin Çevresi (mm)
n = 5	176.3
n = 6	180.0
n = 7	182.2
Gerçek	188.5

Analizi yapılan yapı karmaşıklıktıkça ve modeldeki eleman ve düğüm sayısı arttıkça sonlu elemanlar analizi manüel olarak yapılamayacak kadar zorlaşmaktadır. Bu nedenle bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sonlu elemanlar analizini gerçekleştiren yazılım programları geliştirilmiş olup, bu yazılımların ardından sonlu elemanlar analizi günden güne daha yaygın kullanılabilir hale gelmiştir. Günümüzde sonlu elemanlar analizi yapan çok sayıda yazılım bulunmaktadır (Ansys<sup>®</sup> , I-Deas<sup>®</sup> , Nastran<sup>®</sup> , Abaqus<sup>®</sup> , Cosmos<sup>®</sup> vs.). Bu yazılımların her biri bazı mühendislik alanlarındaki analizlerde kullanılmaktadır. Bu tezde, mekanik hesaplamalarda sıklıkla kullanılan, Ansys<sup>®</sup> yazılımı kullanılmıştır.

Karmaşık bir yapının herhangi bir yük altındaki deplasmanının kesin olarak tahmin edilmesi imkansız olduğundan, bir eleman için, bilinmeyen çözümü yaklaşık olarak ifade edilebilecek uygun bir deplasman modeli seçilmelidir. Bu model hesaplamalar açısından basit olmalı, ancak bazı yakınsama gereklerini de yerine getirmelidir. Çoğunlukla bu model bir polinom şeklinde olmaktadır. Denge denklemleri ve yaklaşık deplasman modeli kullanılarak, eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri bulunmalıdır. Bu model içerisinde kullanılan elemanlar problemin türüne göre değişmektedir. Bu tezde kullanılan eleman, işlem kolaylığı ve sonuç



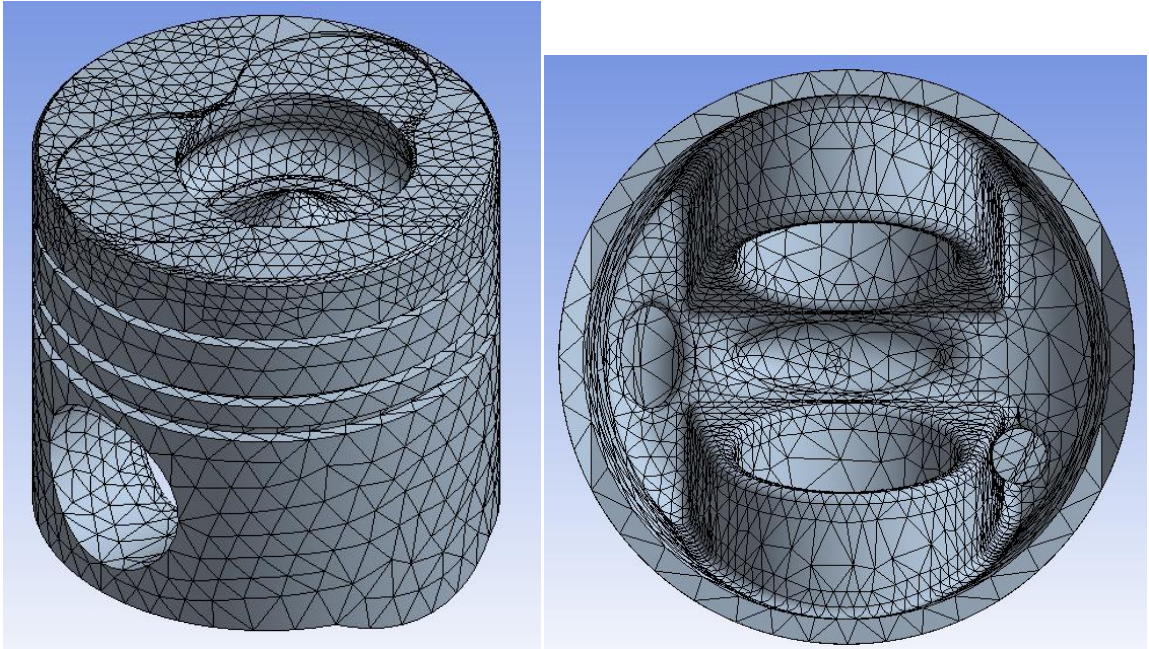
doğruluğunu bir arada bulundurması sebebiyle 3 boyutlu, 8 düğümlü tuğla (brick) elemanıdır. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan bazı eleman çeşitleri Şekil 2.3'te belirtilmiştir. Tezde incelenen pistonun sonlu elemanlar modeli Şekil 2.4'te yer almaktadır. Bu modelde 64617 düğüm noktası ve 40676 eleman bulunmaktadır.



a. İki Boyutlu Elemanlar

b. Üç Boyutlu Elemanlar

Şekil 2.3. Sonlu Elemanlar Analizinde Kullanılan Bazı Eleman Çeşitleri



a. İzometrik Görünüş

b. Alttan Görünüş

Şekil 2.4. Pistonun Sonlu Elemanlar Modeli

## 2.2. Motorun Modellenmesi

İçten yanmalı motorlar, içerdikleri çok sayıda eleman, sürekli olarak gerçekleşen kimyasal yanma reaksiyonları ve çıkan yüksek miktarda enerji, elemanların hareketleri ve çok sayıda değişkenin (alınan havanın sıcaklık, basınç değerleri, motorun ve bileşenlerinin geometrik özellikleri, yakıtın özellikleri, malzeme çeşitleri, motor yağının özellikleri, parçaların sürtünme karakteristikleri, gaz akışının gerçekleştiği boruların, manifoldların özellikleri vs.) her birinin farklı etkiler yaratması sebebiyle basit analitik yöntemlerle modellenememektedir. Ancak, günümüze kadar yapılan çok sayıda çalışmada bu değişkenlerin birçoğunun etkileri bağımsız olarak hesaplanabilmekte ya da yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir. Etkilerin adım adım hesaplanmasıyla motorun modeli oluşturulabilmektedir. Böylelikle motor üzerindeki en ufak bir değişikliğin yaratacağı etkiler elde edilebilmektedir.

Günümüze kadar yapılan çalışmaların birçoğunda motorda yapılan değişikliklerin etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Deneysel yöntemde orijinal motor üzerinde ölçülecek tüm değerler için çeşitli algılayıcılar yerleştirilmektedir. Termal çiftler, gerinim ölçerler, dinamometre, basınçölçerler vb. algılayıcılar motorun çeşitli yerlerine monte edilerek referans değerler elde edilmekte, sonrasında etkisi öğrenilmek istenilen değişiklik uygulanarak yeni değerler elde edilmektedir. Bu yöntemde yapılacak her bir değişiklik için yüksek maliyet ve zaman harcanmaktadır. Örneğin burada bahsedilen değişiklik bir valfin çapının değiştirilmesiyle valfle birlikte silindir başlığının da modifiye edilmesi gerekmektedir. Aynı işlem motorun modeli kullanılarak yazılımsal olarak gerçekleştirilmek istendiğinde ise sadece valf çapına karşılık gelen rakamın değiştirilmesi olacak değişimin elde edilmesini sağlamaktadır. Bu nedenden ötürü bu tezde, motor modelini detaylı ve yüksek doğrulukta oluşturabilen Ricardo Wave® yazılımı kullanılmıştır. Ricardo Wave®, tek boyutlu motor & gaz dinamiği simülasyonu gerçekleştiren bir yazılım paketidir. Bu yazılım sanal olarak herhangi bir giriş, yanma ya da egzoz sistemi konfigürasyonuna bağlı olarak simülasyon yapabilmekte hatta yürüyen aksam modeliyle birlikte araç simülasyonunu gerçekleştirebilmektedir.

Ricardo Wave<sup>®</sup> modelinde motorun performansıyla ilgili girişten egzozu kadar tüm parçalar ve parametreler göz önüne alınmaktadır. Yanma odasında gerçekleşen tüm işlemler uygun alt-model (Diesel Wiebe, Multi Wiebe vs.) kullanılarak modellenmektedir. Bu işlemlerin oluşturduğu termal ve mekanik yükler hesaplanabilmektedir. Değişken geometri tırbin ve kompresörler dâhil süperşarj sistemleri ve etkiler modellenmektedir. Yanma modellerinde her türlü enjeksiyon sistemi uygulanabilmekte ve farklı yakıtların buharlaşma ve karakteristikleri modellenmektedir.

Bu tezde daha önceden de belirtildiği gibi VW üretimi 1,9lt silindir hacmine, 130 hp maksimum çıkış gücüne sahip turbo beslemeli bir dizel motor modellenmiştir.

Ricardo Wave<sup>®</sup> programında motorun modeli oluşturulurken aşağıdaki alt modeller kullanılmaktadır:

- Geometri
- Piston hareketi
- Sürtünme
- Isı transferi
- Yakıt buharlaşması
- Yanma
- Emisyonlar

Motor geometrisinin ve piston hareketinin hesaplanması için motorun çevrim sayısı, silindir sayısı, silindir çapı ve stroku, biyel kolu uzunluğu, piston pimi sapması ve sıkıştırma oranı değerleri kullanılmaktadır. Silindir hacminin hesaplanması için denklem 2.1'den yararlanılmaktadır. Bu denklemde  $V_d$  silindir hacmine,  $D$  silindir çapına ve  $St$  stroka karşılık gelmektedir.

$$V_d = \frac{\pi}{4} * D^2 * St \quad (2.1)$$

Bu hacim değeri ( $V_d$ ) ve sıkıştırma oranı (CR) kullanılarak piston en üst konumdayken oluşan boşluk hacmi ( $V_{tdc}$ ) denklem 2.2'deki gibi hesaplanmaktadır.

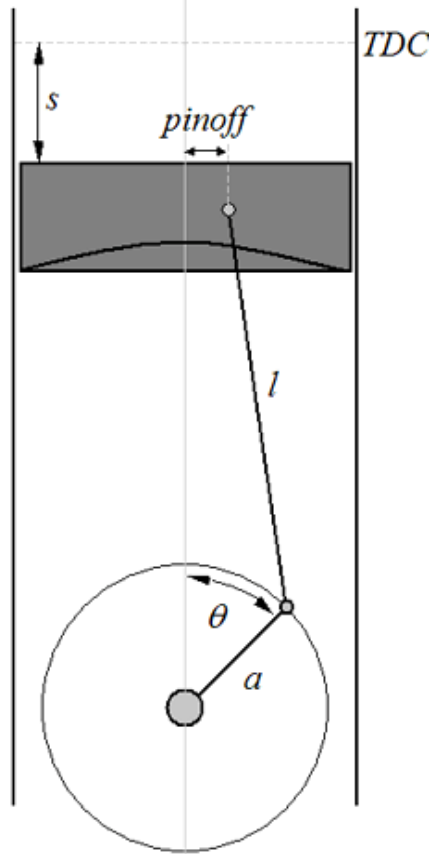
$$V_{tdc} = \frac{V_d}{CR-1} \quad (2.2)$$

Sonrasında silindir için anlık hacmi (V) denklem 2.3 aracılığıyla bulunabilmektedir. Bu denklemde s değeri pistonun en üst konumuyla (TDC) arasındaki mesafeyi simgelemektedir.

$$V = V_{tdc} + \frac{\pi}{4} * D^2 * s \quad (2.3)$$

Pistonun pozisyonu, şekil 2.5'deki standart piston/krank mekanizması hesaplamaları kullanılarak bulunmaktadır (Ricardo Wave®, 2007). Bu hesaplamalar denklem 2.4'te belirtilmiştir. Denklem 2.4'teki a değeri krank yarıçapını (strokun yarısı), pinoff değeri piston piminin sapmasını, l değeri biyel kolu uzunluğunu ve  $\theta$  değeri krank açısını simgelemektedir.

$$s = \sqrt{((a + l)^2 - pinoff^2)} - a * \cos\theta - \sqrt{l^2 - (a * \sin\theta + pinoff)^2} \quad (2.4)$$



Şekil 2.5. Piston/Krank Mekanizması

Wave motor modelinde kullanılan IRIS sürtünme alt modeli, segman ve piston sürtünmelerinin krank açısına bağlı detaylı hesaplamasını yapmakta; krank mili, biyel kolu, eksantrik mili gibi bileşenler ile pompalama sürtünme kayıplarını çevrim ortalama değeri olarak hesaplamaktadır.

Piston sürtünmesi piston eteğinin hidrodinamik yağlamasından etkilenmektedir. Anlık piston yan kuvveti piston krank hareketinin her zaman adımıında dinamik olarak çözümlenmesiyle elde edilmektedir. Bu kuvvet piston ve silindir yüzeyi arasında sınır sürtünmesi oluşturmaktadır, bu da toplam piston sürtünme kuvvetine eklenmektedir.

Sürtünme modelinde kullanılan girdi verileri aşağıdaki gibidir:

- Yakıt enjeksiyon oranı (Harici yük korelasyonunu oranlamak için kullanılmaktadır)
- Motor nominal hızı
- Piston eteği ile silindir arasındaki açıklık
- Piston eteği uzunluğu
- Piston kütlesi
- Biyel kolunun kütlesi
- Piston eteği sınır sürtünme katsayısı
- Segman sayısı
- Segman kalınlığı ve çapı
- Yağ vizkozitesi
- Yağ sıcaklığı

Eğer motor modelinde IRIS silindiri kullanılmıyorsa sürtünme modeli Chen ve Flynn (1965) sürtünmesi korelasyonunu kullanmaktadır. Bu korelasyonda harici sürtünme için bir sabit terim ( $A_{CF}$ ), maksimum silindir basıncına bağlı ikinci bir terim ( $B_{CF}$ ), hidrodinamik sürtünme için ortalama doğrusal olarak ortalama piston hızına bağlı üçüncü bir terim ( $C_{CF}$ ) ve hava sürtünmesi kaybı için ortalama piston hızına ikinci dereceden bağlı bir dördüncü terim ( $Q_{CF}$ ) içermektedir.

Sürtünmenin hesaplanması için denklem 2.5 kullanılmaktadır. Bu denklemde  $A_{CF}$ ,  $B_{CF}$ ,  $C_{CF}$ ,  $Q_{CF}$  kullanıcı tarafından belirtilen katsayılara,  $P_{max}$  maksimum silindir basıncına,  $ncyl$  silindir sayısına, karşılık gelmektedir.

$$FMEP = A_{CF} + \sum_{i=1}^{ncyl} [B_{CF}(P_{max}) + C_{CF} * (S_{fact})_i + Q_{CF} * (S_{fact})_i^2] \quad (2.5)$$

Bu denklemde yer alan  $S_{fact}$  değişkeni hız faktörü olmaktadır ve aşağıdaki denklemle elde edilmektedir. Bu denklemde RPM motor devrine, St motor strokuna eşit olmaktadır.

$$S_{fact} = RPM * St/2 \quad (2.6)$$

Wave motor modeli motor performansıyla simültane bir şekilde termal yükleri ve bileşenlerin sıcaklıklarını hesaplayabilmektedir. Bu ısı transferleri; gaz fazından konveksiyon ve radyasyon ile bileşenlere aktarılmakta, bileşenlerde ise çevrimsel olarak durağan durum analiziyle soğutma sistemine aktarılarak gerçekleştirilmektedir.

Gazlardan duvarlara olan ısı transferi anlık duvar sıcaklıklarıyla bağlantılıdır. Bu duvar sıcaklıkları ise yapıya doğru olan net ısı akısına, motor çevrimi süresince ortalama sıcaklığa ve sıcaklık değişimine etkileyen malzeme özelliklerine bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla motordaki ısı transferi problemi gazlardan duvarlara konveksiyon ve radyasyonun, yüzey üzerindeki ince katmanların çevrimsel sıcaklık değişimlerinin ve yapı içerisinde çok yönlü ısı iletiminin simültane olarak çözümüne ihtiyaç duymaktadır.

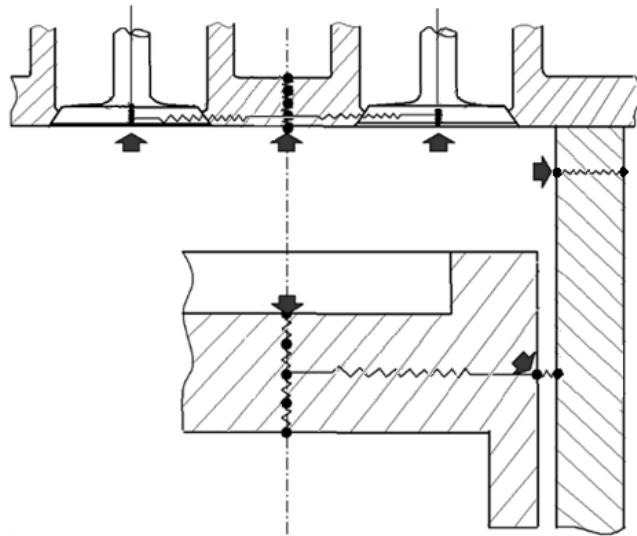
Yanma odasındaki gazlardan, ortalama ısı kaybını doğru bir şekilde tahmin edebilmek için duvar sıcaklıklarına ihtiyaç duyulmaktadır. Duvar sıcaklıkları önceki çalışmalarda deneysel olarak elde edilen veriler olabildiği gibi ısı iletimi modeli kullanılarak hesaplanabilmektedir. Isı iletimini hesaplamaları yapı içerisindeki sıcaklık dağılımını, çevrim simülasyonundaki duvar ısı transferinin hesaplanması için gereken duvar sıcaklıkları ile birlikte elde etmektedir. Çevrim simülasyonunun iterasyonel olarak çalışmakta, gazlardan yapıya ve yapıdan soğutma sıvısına olan ısı transferi bir dengeye ulaşana kadar devam etmektedir. Termal dengeye

ulaşıldığı noktada bileşen sıcaklıkları, sıcaklık dağılımlarıyla birlikte elde edilmektedir.

Yapısal ısı iletimi modeli genel sonlu elemanlar yöntemi kullanmakta ve durağan durum profilleri oluşturmaktadır. Genel olarak ısı iletim denklemi aşağıdaki gibi gösterilmektedir (denklem 2.7). Bu denklemde  $[K]$  iletim matrisi ve  $\{T\}$  noktasal sıcaklık vektörüdür.

$$[K]\{T\}=\text{termal yük vektörü} \quad (2.7)$$

Isı iletim modeli motor yapısının önceden belirtilen verilerini (iletim matrisi, düğüm noktaları ve sırası, sınır koşulları) kullanarak işlem yapmaktadır. Bu bilgiler kullanıcı tarafından hazırlanan harici bir dosya (COND dosyası) kullanılarak girilmektedir. COND dosyası aynı ismi taşıyan bir program kullanılarak üretilmektedir. Bu program kullanıcının bir giriş dosyası aracılığıyla aktardığı detaylı motor geometrisini ve malzemelerin termal özelliklerini kullanarak bir termal direnç ağı oluşturmaktadır. Bu tezde kullanılan giriş dosyası EK 1'de yer almaktadır. Oluşturulan ağ için dizel ve benzinli olmak üzere iki tip yanma odası geometrisi tanımlanmıştır. Bu tanımlı model, motor geometrisi hesaplamalarından silindir kapağı, silindir, piston, valfler ile ilgili boyutlar ve konumlar gibi geometrik bilgileri alarak konumlarını belirlemekte ve malzeme özelliklerini kullanarak direnç ağını oluşturmaktadır (şekil 2.6).



Şekil 2.6. Yanma Odasında Kullanılan Termal Ağ Modeli

Ricardo Wave® modelinde yanma odasından motor bileşenlerine gerçekleşen ısı transferinin modellenebilmesi için Woschni (1979) tarafından belirtilen konvektif ısı transferi modeliyle Morel ve Keribar (1986) tarafından geliştirilen radyasyon ısı transfer modeli birlikte kullanılmıştır.

Woschni ısı transfer katsayısı denklem 2.8 ile bulunmaktadır. Bu denklemde D silindir çapına, P ve T silindir içindeki basınç ve sıcaklığa,  $v_c$  karakteristik hıza karşılık gelmektedir.

$$h_g = 0.0128 * D^{-0.20} * P^{0.80} * T^{-0.53} * v_c^{0.8} \quad (2.8)$$

Karakteristik hız, silindir basıncıyla motor çalışmasından kaynaklı oluşan basıncın farkına bağlı bir yanma ilişkili hızın ortalama piston hızıyla toplamına eşittir; denklem 2.9 ile bulunmaktadır. Bu denklemde  $c_1$  boyutsuz bir büyüklük olup denklem 2.10 ve 2.11'deki gibi bulunabilmektedir.  $v_m$  ortalama piston hızına,  $V_d$  silindir hacmine,  $T_r$  referans sıcaklığa,  $P_r$  referans basınca,  $V_r$  referans hacme,  $P_{mot}$  motor çalışmasından kaynaklanan basınca karşılık gelmektedir.  $P_{mot}$  katsayısı silindir içinde yanma gerçekleşmediği durum için varsayılmış bir basıncı temsil etmekte olup, silindir içindeki gazın politropik olarak sıkıştırıldığı varsayılarak hesaplanmaktadır.  $c_2$  katsayısı yanma sırasında  $3.24 * 10^{-3}$  [m/sK] olarak bulunmuş olup yanma dışındaki zamanlarda 0'a eşittir.

$$v_c = c_1 * v_m + c_2 * \frac{V_D * T_r}{P_r * V_r} * (P - P_{mot}) \quad (2.9)$$

$$c_1 = 6.18 + 0.417 * \frac{v_s}{v_m} \quad \text{valfler açıkken} \quad (2.10)$$

$$c_1 = 2.28 + 0.308 * \frac{v_s}{v_m} \quad \text{valfler kapalıyken} \quad (2.11)$$

Denklemler 2.10 ve 2.11'de belirtilen  $v_s$  değeri girdap (swirl) hızına karşılık gelmekte olup denklem 2.12'deki gibi yaklaşık olarak bulunabilmektedir. Bu denklemde  $R_{swirl}$  girdap katsayısına, D silindir çapına ve RPM motor devrine karşılık gelmektedir.  $R_{swirl}$  katsayısı girdap oluşmayan motorlarda 0 a eşit olup, silindir içindeki gazın açısal hızının, motorun açısal hızına oranına eşittir. Güncel motorlarda  $R_{swirl}$  katsayısının değeri 0 ile 0.3 aralığındadır.



$$v_s = \pi * R_{swirl} * D * \frac{RPM}{60} \quad (2.12)$$

Yanmanın modellenmesi için dizel Wiebe alt-modeli kullanılmıştır.

Wiebe yanma modelinde yanma üç aşama olarak ele alınmaktadır. İlk aşama olan havayla karışmış yakıtın yanmasına ön karışım (premix), ikinci aşama olan yakıtın havayla tamamen karışarak yanmasına difüzyon (diffusion), üçüncü aşama olan yanmanın yavaşlayarak sonlandığı bölüme kuyruk yanması (tail burning) işlemi denilmektedir. Wiebe modelinde yanan yakıt oranının ( $W$ ) bulunması için denklem 2.13 kullanılmaktadır. Bu denklemin temelleri Watson (1980) tarafından atılmış olup Wiebe tarafından kuyruk yanması için bir ekleme yapılmıştır.

$$W = p_f \{1 - [1 - (0.75\tau)^2]^{5000}\} \quad (2.13)$$

$$+ d_f \{1 - [1 - (cd_3\tau)^{1.75}]^{5000}\}$$

$$+ t_f \{1 - [1 - (ct_3\tau)^{2.5}]^{5000}\}$$

Denklem 2.13'de  $p_f$ ,  $d_f$  ve  $t_f$  sırasıyla; ön karışım, difüzyon ve kuyruk yanması işlemlerindeki kütle oranlarıdır.  $cd_3$  ve  $ct_3$  sırasıyla difüzyon ve kuyruk yanması işlemlerindeki yanma süresi katsayılarıdır.  $\tau$  yanma süresine karşılık gelmektedir. Ön karışım işlemindeki kütle oranı ateşleme gecikmesinden elde edilebilmektedir. Difüzyon ve kuyruk yanması işlemlerindeki kütle oranı sırasıyla denklem 2.14 ve 2.15'deki gibi bulunabilmektedir.

$$d_f = (1 - p_f)(1 - \alpha) \quad (2.14)$$

$$t_f = (1 - p_f)\alpha \quad (2.15)$$

Bu denklemlerdeki  $\alpha$  değişkeni ise denklem 2.16'daki gibi bulunabilmektedir. Bu denklemdeki  $\varphi$  değeri hapsedilmiş denge oranına eşittir. Bu oran denklem 2.16 ile bulunabilir. Buradaki yakıt/hava oranları kütleli olarak hesaplanmakta olup dizel yakıt için stokiometrik yakıt/hava oranı yaklaşık 0.069'a eşittir.

$$\alpha = 0.6 * [\min(\varphi, 0.85)]^2 \quad (2.16)$$

$$\varphi = \frac{\left(\frac{\text{yakıt}}{\text{hava}}\right)_{kullanılan}}{\left(\frac{\text{yakıt}}{\text{hava}}\right)_{stokiyometrik}} \quad (2.17)$$

$cd_3$  ve  $ct_3$  yanma süresi katsayıları aşağıdaki denklemler 2.18 ve 2.19 aracılığıyla bulunmaktadır.

$$cd_3 = \frac{0.055}{1+0.5*\min(\varphi,0.85)} \quad (2.18)$$

$$ct_3 = \frac{3.7cd_3}{1+1.12\min(\varphi,0.85)} \quad (2.19)$$

$\tau$ , yanma süresi denklem 2.20'deki gibi elde edilmektedir. Burada  $\theta$  anlık krank açısına,  $\theta_b$  yanmanın başlangıcındaki krank açısına, RPM anlık motor devrine, BRPM ise motorun referans devrine karşılık gelmektedir.

$$\tau = \frac{\theta - \theta_b}{125 * \left(\frac{RPM}{BRPM}\right)^{0.3}} \quad (2.20)$$

Yanma süresi motorun referans hızıyla ters orantılıdır; yüksek referans hızları daha kısa yanma süresine, düşük referans hızlar uzun yanma süresine karşılık gelmektedir.

WAVE dizel yanma modelinde her zaman adımında yanan yakıt deneysel bir bağlantıyla hesaplanmaktadır. İçeri alınan hava miktarı sabittir, dolayısıyla yanmış kütle denge oranı yanma devam ederken sürekli değişmektedir. Bu modelde yanan yakıt kütlelerinin güncel oranına bağımlı bir bağlantı kullanılmaktadır; yanma zengin bir şekilde başlamakta ve sürekli olarak zayıflayarak yanma sonundaki yanan hava/yakıt oranının genel hava yakıt oranına eşit olması sağlanmaktadır. Yanan kütlelerin termodinamik durumu onun hava/yakıt oranına bağımlı olduğu için ısı salımının zamana bağımlılığı bu hava/yakıt etkileşimiyle doğrudan bağlantılıdır.

Ateşleme gecikmesinin tahmini Watson (1980) tarafından yapılmış çalışmalar esas alınarak yapılmıştır. Bu formülasyonda ateşleme gecikmesi silindir içindeki sıcaklık

ve basıncın ortalama değerleri kullanılmaktadır. Ayrıca bu formülasyonda yakıtın setan sayısına bağımlılığı sağlayan bir denklem (denklem 2.21) kullanılmaktadır. Bu denklemdeki  $C$ ,  $T_{toplam}$ ,  $P_{toplam}$  değerleri sırasıyla denklem 2.22, 2.23., 2.24'deki gibi bulunabilmektedir. Bu denklemlerde yer alan "Setan" değişkeni motorda kullanılan yakıtın setan sayısına,  $T_c^n$ ,  $P_c^n$  değerleri silindir içindeki anlık sıcaklık ve basınç değerlerine,  $T_c^0$ ,  $P_c^0$  enjeksiyonun başladığı andaki sıcaklık ve basınç değerlerine,  $\Delta\theta_n$  krank açısı cinsinden zaman adımına,  $\theta_0$  enjeksiyonun başladığı andaki krank açısına karşılık gelmektedir.

$$\Delta\theta_{gecikme} = 323 * exp^{\min\left(2100 * \frac{F}{T_{toplam}}, 80\right) / P_{toplam}} \quad (2.21)$$

$$F = \frac{67}{25 + Setan} \quad (2.22)$$

$$T_{toplam} = \sum_n \frac{T_c^n + T_c^0}{2} * \frac{\Delta\theta_n}{\theta_{n+1} - \theta_0} \quad (2.23)$$

$$P_{toplam} = \sum_n \frac{P_c^n + P_c^0}{2} * \frac{\Delta\theta_n}{\theta_{n+1} - \theta_0} \quad (2.24)$$

Tahmin edileceği gibi setan sayısının artmasıyla ateşleme gecikmesi azalmaktadır. Ön karışım işlemindeki kütle oranı, hesaplanmış gecikme sresinde buharlaşan kümülatif yakıt miktarından hesaplanmaktadır.

Ricardo Wave<sup>®</sup> yazılımı karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbon (HC) ve NOx emisyonlarını motor modelini kullanarak ön görebilmektedir.

CO emisyonunun hesaplanması sırasında; zayıf yanma için tam denge hesaplamaları, egzoz gazındaki CO konsantrasyonunu oldukça düşük sunmaktadır. Emisyonları efektif bir şekilde öngörebilmek için, CO konsantrasyonları silindir içi termodinamik hesaplamalarıyla paralel olarak yeniden hesaplanmaktadır. Kullanılan prosedür aşağıdaki gibidir:

Termodinamik denge temel alınarak yanmanın her adımında, yanmada yer alan 11 molekülün mol oranları yanan ve yanmayan bölgeler için hesaplanmakta ve ortalamaları alınmaktadır. Yanma sonunda tek bölge modeli kullanılmaktadır. CO mol oranının maksimum değerine ulaştığı krank açısı belirlenmektedir.

H ve OH'ın yeniden birleşme reaksiyonları üç moleküllü reaksiyonlardır (denklemler 2.25 ve 2.26):



Üç moleküllü tepkime hızları oldukça düşük olduğu için Newhall (1968); CO maksimum seviyeye ulaştığında H ve OH moleküllerinde anlık bir donma olacağını belirtmiştir.

Geri kalan 9 molekülün mol oranları, termodinamik denge denklemleriyle ve H, C, O ve N elementlerinin atom sayılarının korunumu kullanılarak hesaplanmaktadır. CO ve CO<sub>2</sub>'nin mol oranları denklemler 2.27 ve 2.28 kullanılarak hesaplanmaktadır. Gaz özellikleri hesaplamasındaki tepkimeye bağlı olan denklem 2.28, yakıt açısından zengin karışımlar için iyi sonuçlar vermektedir; ancak zayıf karışımlarda kötü sonuçlar üretmektedir. Bu denklemde K<sub>pW</sub> Wave<sup>®</sup> yazılımında kullanılan gaz özelliklerine bağlı denge katsayısına, P anlık basınca karşılık gelmektedir.



$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{1}{\sqrt{K_{pW}P[O_2]}} \quad (2.28)$$

Newhall (1968) tarafından önerilen denklem 2.29 ise zayıf yanma için doğru sonuçlar üretmekte, zengin yanma durumunda zayıf tahminler vermektedir. Denklem 2.30'da kullanılan K<sub>pN</sub> katsayısı Newhall tarafından önerilen denge katsayısıdır.



$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{[H]}{K_{pN}[OH]} \quad (2.30)$$

Kısaca belirtmek gerekirse yanma sonucundaki CO ve CO<sub>2</sub> konsantrasyonları; yanma zengin bölgedeyse O<sub>2</sub> konsantrasyonuna, zayıf bölgedeyse H ve OH

konsantrasyonlarına bağlı olmaktadır. Tüm yakıt konsantrasyonunun kapsanabilmesi için bu iki denklem aşağıdaki şekilde birlikte kullanılmaktadır (denklem 2.31).

$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \max\left(\frac{1}{\sqrt{K_{pWP}[O_2]}}, \frac{[H]}{K_{pN}[OH]}\right) \quad (2.31)$$

Bu prosedür ölçümlerde karşılaştırılmıştır. Yapılan ölçümlerde hesaplanan ve deneysel olarak belirlenen motor çıkışındaki CO konsantrasyonlarının birinci derece yakınlıkta olduğu tespit edilmiştir (Newhall, 1968).

Dizel motorlardaki yanmamış hidrokarbon emisyonunun temel olarak enjektör kesesinde kalan, kontrol edilemeyen yakıttan kaynaklandığı gözlemlenmiştir. Hidrokarbon emisyonu modeli Cheng et al. (1993) tarafından önerilen yöntemlerle çalışmaktadır. Bu modelde yanmamış HC'un enjektör kese hacmiyle orantılı olduğu varsayılmaktadır. Tipik enjektör kese hacmi 0,1 ile 1 mm<sup>3</sup> aralığında olup, her bir yanma sırasında enjektör kesesi hacminin %20 sinin yanmamış HC'a dönüştüğü varsayılmaktadır.

Motordan çıkan NO<sub>x</sub> emisyonu hesaplanırken; sıcaklığı bağlı olan NO<sub>x</sub> kinetiğinin doğru analizi için yanma odasının içerisindeki homojen olmayan sıcaklık bölgesinin incelenmesi gerekmektedir. Dolayısıyla NO<sub>x</sub> emisyonu modeli 2 bölgeli yanma termodinamiğine ihtiyaç duymaktadır. Yanma işleminin her anında yanan bölgeye, anlık yanma hızına ve artan yanan kütle stokiometrisine bağlı olarak bir kütle akısı bulunmaktadır. NO<sub>x</sub> modeli her bir yanan kütle paketi için hazır olan ve artık NO<sub>x</sub>'i temsilen bir başlangıç NO<sub>x</sub> konsantrasyonu atamaktadır. Yanma esnasında, çevrimin başlangıcında yanan paketler daha uzun bir süre boyunca sıkıştırılarak daha yüksek sıcaklıklara ulaşmakta; dolayısıyla NO<sub>x</sub> oluşumuna sonradan yanan paketlerden daha çok etkide bulunmaktadır.

NO<sub>x</sub> modeli hazır NO ya da alevden kaynaklanan NO için hesaplamalar yapmaktadır. Hazır NO, alev bölgesinde denge üzerindeki radikal konsantrasyonundan (oksijen atomu ve hidroksil radikali) kaynaklanmaktadır. Hazır NO değeri, Fenimore (1970) tarafından belirtilen verilerin korelasyonu

yoluyla elde edilmektedir. Fenimore'un (1970) belirttiği bu veriler hazır NO ile denge NO'nun oranını denge oranına bağlı bir fonksiyon olarak vermektedir. Hazır olan NO'nun oluşumu fazında ve aşağıda NO<sub>x</sub> oluşumunun Zeldovich mekanizmalarıyla belirtildiği termal fazda tüm NO<sub>x</sub>'in NO formunda olduğu varsayılmaktadır.



Sonraki NO<sub>x</sub> oluşumunun sıcaklığa, basınca ve yanan paketin denge oranına bağlı olarak meydana geldiği, tüm yanan bölge açık ve katmanlı bir sistem olarak ele alınmaktadır.

O<sub>2</sub>, O, H ve OH türleri için termodinamik denge değerleri kullanılmaktadır. Reaktif N atomları için durağan durum varsayımı yapılmaktadır. NO konsantrasyonunun zamana göre değişimi yukarıdaki temel denge reaksiyonları ve Heywood (1988) tarafından belirtilen oran sabitleri kullanılarak hesaplanmaktadır.

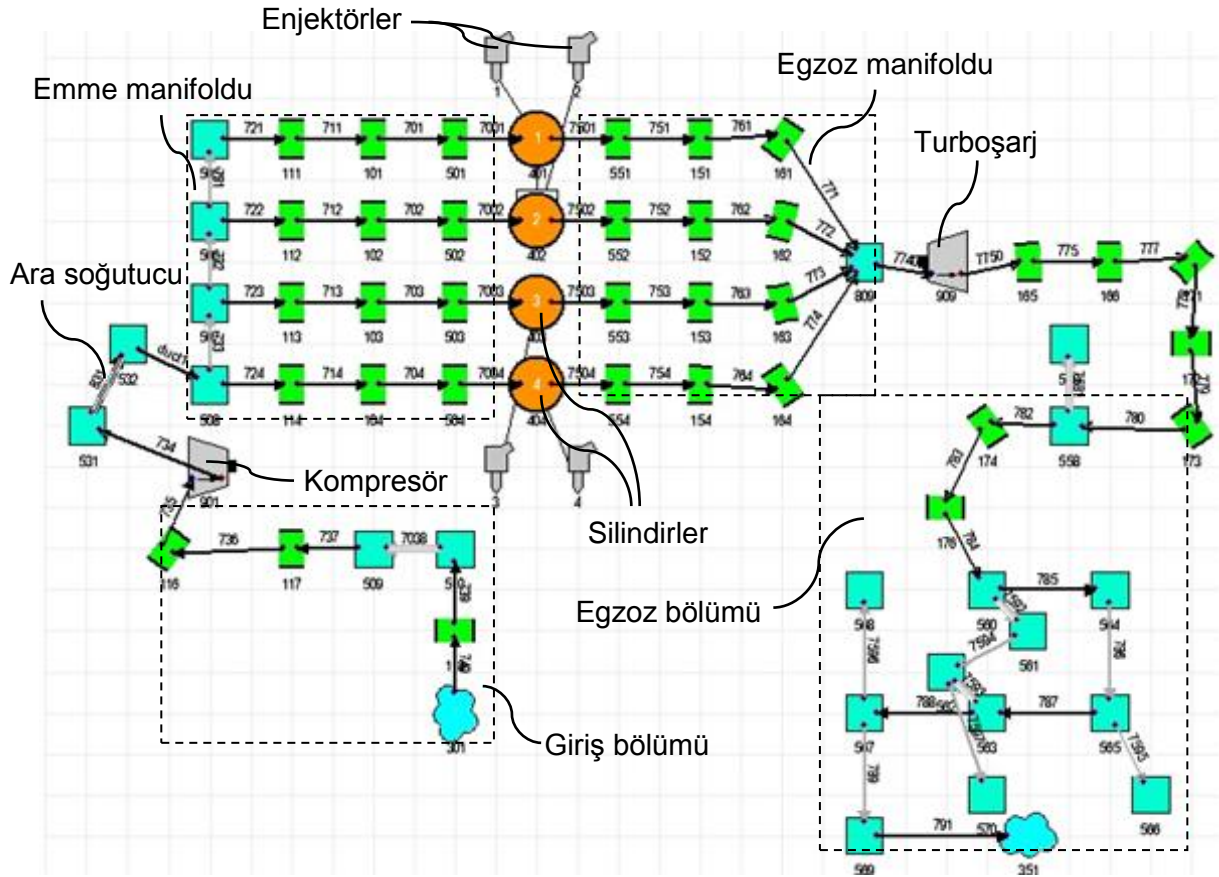
İlk reaksiyonun denklemi için belirtilen denge katsayısı R<sub>1</sub> aşağıdaki denklemdeki gibi elde edilmektedir. İkinci ve üçüncü tepkime eşitliklerinin denge katsayısı R<sub>2/3</sub> ise aşağıdaki denklemle (denklemler 2.35 ve 2.36) elde edilmektedir. Bu denklemlerde A üstel öncesi sabiti, ARC1 kullanıcı tarafından girilen Arrhenius üstel öncesi katsayısını, T<sub>a</sub> reaksiyonun aktivasyon sıcaklığını, AERC1 Arrhenius üstel katsayısını, T<sub>b</sub> yanan bölge sıcaklığını temsil etmektedir. ARC1 katsayısının tavsiye edilen değeri 1,5; AERC1 katsayısının ise tavsiye edilen değeri 1,0'dır. Hesaplamalar, yanan bölge sıcaklığı tepkime kinetiğinin inaktif olacağı ve toplam NO miktarının değişmediği noktaya kadar devam etmektedir.

$$R_1 = A * ARC1 * e^{(T_a * \frac{AERC1}{T})} \quad (2.35)$$

$$R_{2/3} = A * e^{\left(\frac{T_a}{T_b}\right)} \quad (2.36)$$

Bölüm 2.2'de kullanılan tüm denklemler Ricardo Wave® yazılımının yardım belgelerinden alınmıştır (2007).

Ricardo Wave® yazılımı kullanılarak örnek motor mümkün olduğu kadar yakın bir şekilde; hava kanalları, ara soğutucu, manifoldlar, enjektörler, motor bloğu, kompresör-turboşarj, egzoz sistemi dahil olmak üzere tüm birimler modellenmiştir. Bu model şekil 2.7'de gösterilmektedir. Bu modelden; motor gücü, spesifik yakıt tüketimi, NOx emisyonu, CO emisyonu gibi değerler motor devrine göre değişen şekilde elde edilebilmektedir. Silindir içi sıcaklık, basınç, ısı iletim katsayısı gibi değerler ise her motor devri için krank açısına bağlı olarak elde edilebilmektedir. Bu modelde gösterilen rakamlar ve karşılık geldikleri birimler EK 2'de gösterilmektedir.

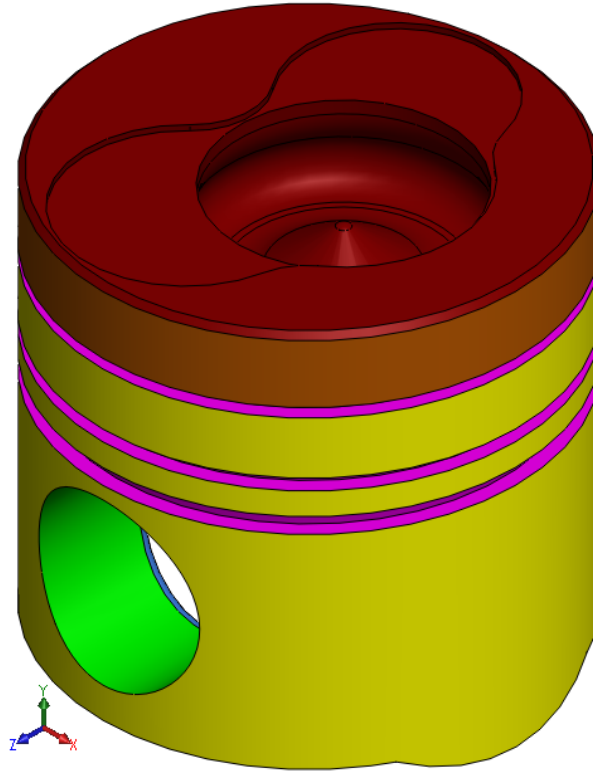


Şekil 2.7. Tezde Kullanılan Motorun Modeli

### 3. TERMAL ANALİZ

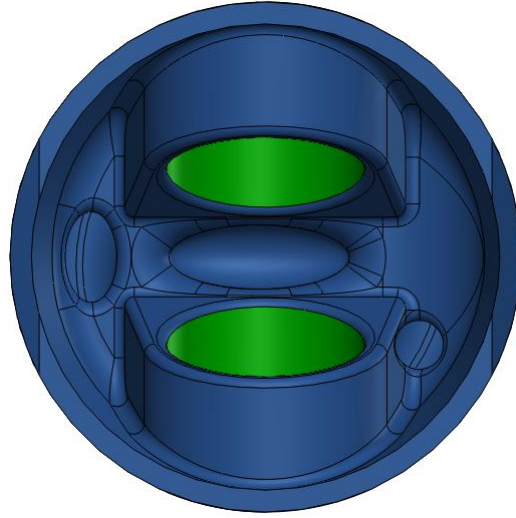
#### 3.1. Termal Yüklerin Bulunması

Tezde kullanılacak pistonun tüm ölçüleri alınmış olup Solidworks® yazılımı aracılığıyla üç boyutlu olarak modellenmiştir (bkz. şekil 2.4). Piston içi soğutma kanalının ölçüleri tam olarak alınamadığı için soğutma kanalı teknikte kullanılan benzer ölçülerle modellenmiştir. Pistonun yanma odasına bakan yüzeylerindeki ısı iletimi motor modelinden elde edilen değerlerle modellenecek olup, diğer yüzeylerdeki ısı iletimi için farklı, uygun ısı iletimi ya da taşınımı yöntemleri kullanılacaktır. Daha önce yapılmış olan çalışmalarda benzer termal karakteristiklere sahip olan yüzeyler bölgelere ayrılmış olup, bu bölgeler şekil 3.1, 3.2 ve 3.3'te farklı renklerle gösterilmiştir. Bölgelerin isimlendirilmeleri ve karşılık geldikleri renkler şekil 3.4'te gösterilmektedir.

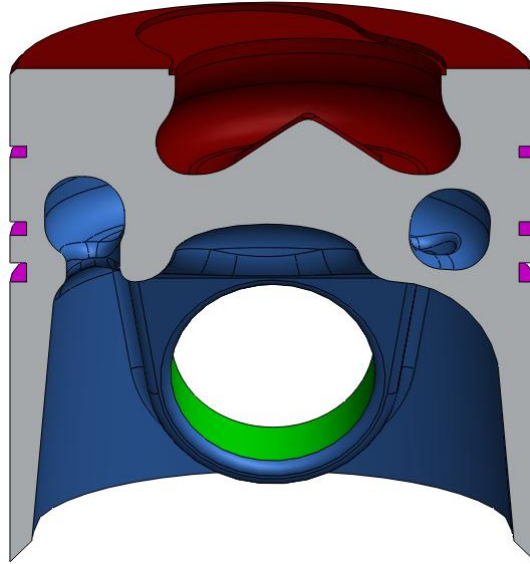


Şekil 3.1. Pistonun İzotropik Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri











Şekil 3.2. Pistonun Alttan Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri



Şekil 3.3. Pistonun Kesit Görünümü Üzerinde Isı Transfer Bölgeleri

	1. Bölge: Yanma odasına bakan yüzeyler
	2. Bölge: Pistonun üst, yan yüzeyi
	3. Bölge: Piston eteği ve yan yüzeyleri
	4. Bölge: Segman yüzeyleri
	5. Bölge: Pim temas yüzeyleri
	6. Bölge: Alt soğutma yüzeyleri

Şekil 3.4. Pistonun Isı Transfer Bölgeleri ve Karşılık Geldikleri Renkler

Bu tezde daha önceden de belirtildiği gibi 1900 cc silindir hacmine sahip bir VW üretimi turbo dizel bir motor kullanılmaktadır. Bu motor çizelge 3.1'deki motor parametreleri kullanılarak modellenmiştir. Ayrıca piston, teknikte piston üretiminde sıklıkla kullanılan 4032 sayılı alüminyum alaşımı kullanılarak modellenmiştir. Söz konusu alaşımın termofiziksel özellikleri çizelge 3.2'de yer almaktadır. Silindir, silindir kapağı ve valflerin malzeme özellikleri de pistonla birlikte motor modelinde yer almaktadır.

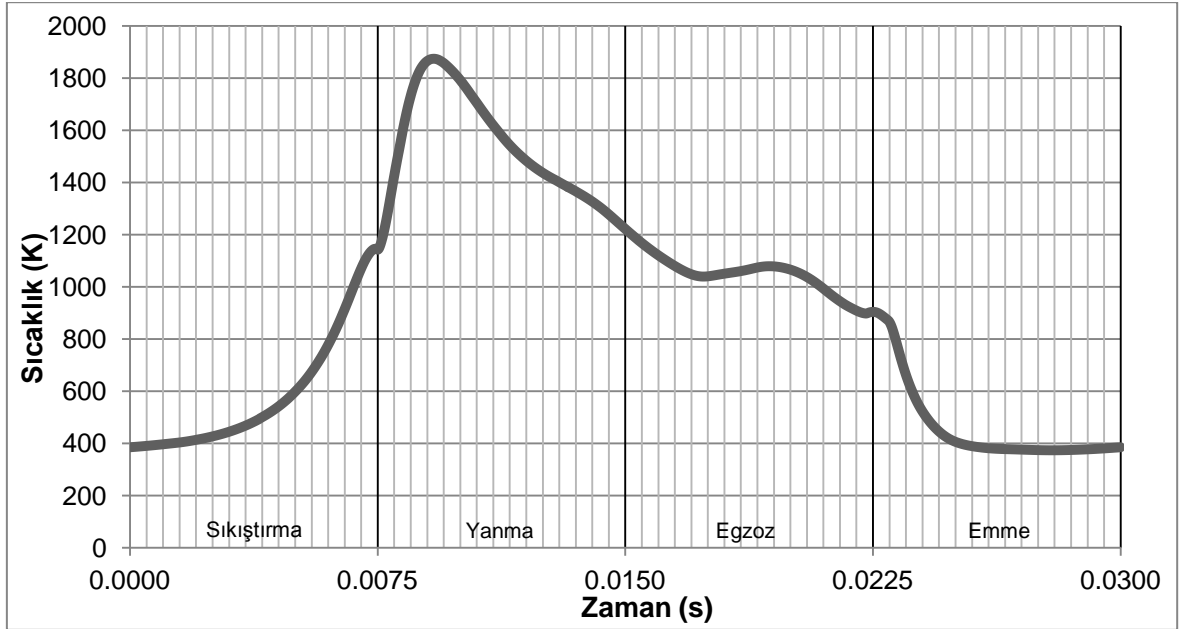
Çizelge 3.1. Motorun Modelinde Kullanılan Parametreler

<b>Parametre</b>	<b>Birim</b>	<b>Değer</b>
Silindir sayısı	-	4
Silindir çapı	mm	79.5
Strok	mm	95.5
Biyel kolu uzunluğu	mm	144
Piston pimi sapması	mm	0
Sıkıştırma oranı	-	19
Motor devri	RPM	4000
Setan sayısı	-	50
Valf sayısı (toplam)	-	8
Giriş valfi çapı	mm	35
Giriş valfi maksimum açıklığı	mm	8.8
Egzoz valfi çapı	mm	31
Egzoz valfi maksimum açıklığı	mm	8.3
Yakıt/hava oranı	-	0.045
Enjeksiyon basıncı	bar	1700-1900
Enjeksiyon başlangıcı	Krank açısı	-3.3
Enjeksiyon süresi	Krank açısı	20.2
Enjektör nozulu çapı	mm	0.1
Enjeksiyon açısı	°	45
Motor yağı sıcaklığı	K	350

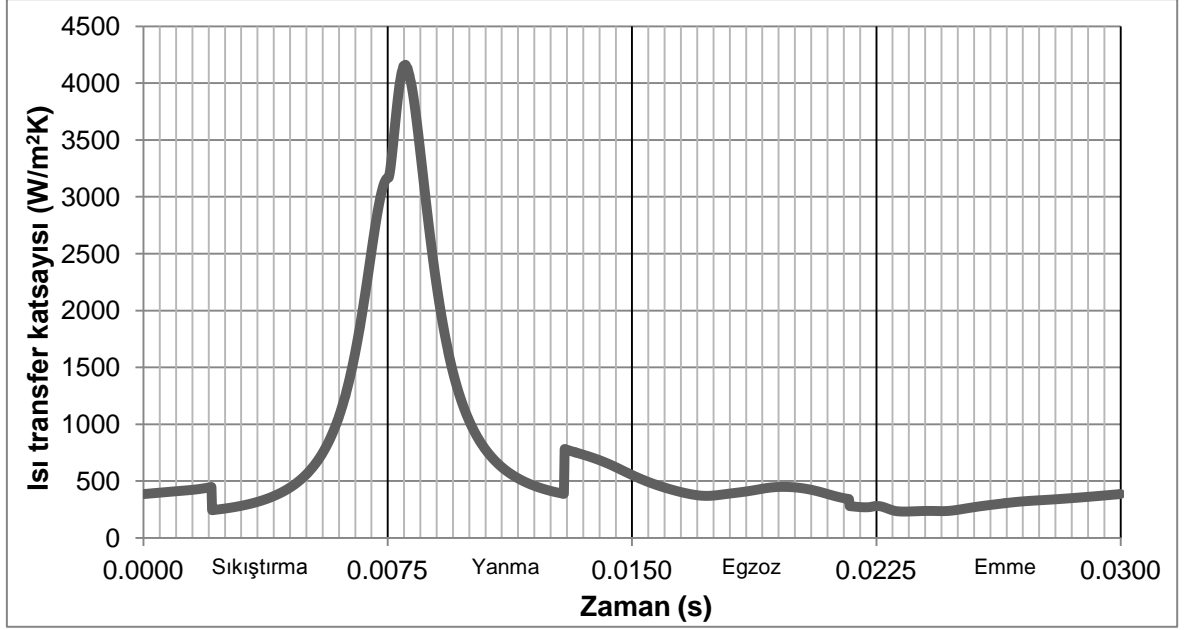
Çizelge 3.2. AL 4032 Alaşımının Termofiziksel Özellikleri

Parametre	Birim	Değer
Yoğunluk	g/mm <sup>3</sup>	0.00268
Isı iletim katsayısı	W/m K	138
Termal genleşme katsayısı	1/C°	1.94*10 <sup>-5</sup>
Özgül ısı	J/kg K	850
Young modülü	MPa	79000
Akma mukavemeti	MPa	315
Son çekme mukavemeti	MPa	380
Poisson Oranı	-	0.34

Termal bariyer kaplaması uygulanmamış, standart pistonlu motor modeli oluşturulduktan sonra, Ricardo Wave® analizi sayesinde yanma odasında oluşan sıcaklıklar şekil 3.5'deki gibi elde edilmiştir. Aynı analizden ayrıca Woschni alt modeli aracılığıyla elde edilen konveksiyon katsayısı şekil 3.6'da gösterilmektedir. Daha önceden belirtildiği gibi motorun 4000 devirde çalışması nedeniyle bir piston dört zamandan oluşan (emme, sıkıştırma, yanma, egzoz) bir çevrimini 0.3 saniyede tamamlamaktadır. Dolayısıyla grafikler bu zaman dilimini belirtmektedir.



Şekil 3.5. Motor Modelinden Elde Edilen Yanma Odası Sıcaklıkları



Şekil 3.6. Motor Modelinden Elde Edilen 1. Bölge Isı Transfer Katsayıları

Şekiller 3.5 ve 3.6'da gösterilen ısı transfer katsayısı ( $Woschni$ ) ve sıcaklıklar, pistonun yanma odasına bakan yüzeylerinde yani 1. bölgede gerçekleşecek ısı transferini tanımlamaktadır.

Pistonun üst yan yüzeyindeki yani 2. bölgedeki ısı transferi, silindirin yüzeyindeki zorlanmış konveksiyon olarak tanımlanmıştır. Bu bölgedeki yanma gazlarının ısı transferi, benzer düzensiz (turbulent) gaz akışının ısı transferlerinin yapıldığı gibi denklem 3.1 aracılığıyla bulunabilmektedir. Bu denklemde  $Nu$  değeri Nusselt sayısını,  $Re$  değeri Reynolds sayısını,  $Pr$  değeri Prandtl sayısını simgelemektedir.  $m$  değeri tam gelişmiş düzensiz akışlar için 0.8'e eşit kabul edilmekte,  $n$  değeri ise soğutma için 0.3'e ısıtma için 0.4'e eşit kabul edilmektedir.  $C$  katsayısı yüzey geometrisi ve akış özelliklerine göre değişmekte olup deneysel olarak bulunması gerekmektedir (Kays, 2004).

$$Nu = C * Re^m * Pr^n \quad (3.1)$$

Hohenberg (1979), denklem 3.1'deki silindir hacmini piston çapının bir fonksiyonu olarak kullanarak denklem 3.2'yi geliştirmiştir. Bu denklemde  $P_{avg}$  silindir

basıncının bar cinsinden, T sıcaklığın K cinsinden ve  $v_m$  piston hızının m/s cinsinden ortalama değerleridir.

$$h_2 = 226.6 * P_{avg}^{0.8} * T^{-0.4} * (v_m - 2.4)^{0.8} \quad (3.2)$$

2. bölgenin yaklaşık sıcaklığı daha önceki çalışmalarda 450K civarlarındadır (İnal, 2005;Panayi, 2006). Silindir basıncının ortalama değeri motorun Wave modelinden 1524.9 kPa bulunmuştur, bu da 15.2 bar'a eşittir. Piston 0.03 saniyede dört strok tamamladığı için, ortalama piston hızı  $V_p = 12,733$  m/s olarak bulunmaktadır. Tüm değerler yerine koyulduğunda denklem 3.3 elde edilmekte ve ikinci bölgedeki konveksiyon katsayısı  $1127 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'e eşit olmaktadır. Böylelikle ikinci bölgedeki ısı transferi de konveksiyon katsayısı  $h_2$  ve 450 K sıcaklık değerleriyle modellenmektedir.

$$h_2 = 226.6 * 15.2487^{0.8} * 450^{-0.4} * (12.733 - 2.4)^{0.8} = 1127 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.3)$$

Piston eteği ve yan yüzeylerindeki ısı transferi, iki paralel levha arasındaki ısı transferi gibi modellenebilmektedir. Reynolds sayısı 2000'den düşük olduğu için akışın düzenli olduğu düşünülmektedir. İki paralel levha arasındaki ısı akışı ve sabit yüzey sıcaklığı için Nusselt sayısı 7.54 olarak belirtilmektedir (Incropera et. al., 2007). Bu yüzeylerde konveksiyon motor yağı aracılığıyla yapılmaktadır. Bu bölgedeki yağ sıcaklığı 390 K olarak varsayılmıştır (İnal, 2005). Bu sıcaklıktaki motor yağının termal iletkenliği  $135 * 10^{-3} \text{ W/mK}$  olarak belirtilmiştir (Incropera et. al., 2007). Denklemler 3.4, 3.5 ve 3.6'da üçüncü bölgedeki konveksiyon katsayısının bulunması sırasında kullanılan işlemler gösterilmektedir (Incropera et. al., 2007). Bu denklemlerde  $k_{yag}$  akışkanın ısı iletim katsayısını,  $D_h$  hidrolik çapı,  $D_i$  pistonun çapını,  $D$  silindir çapını belirtmektedir.

$$Nu = 7.54 = \frac{h_3 * D_h}{k_{yag}} \quad (3.4)$$

$$D_h = D - D_i = 79.5 - 77 = 2.5 \text{ mm} \quad (3.5)$$

$$h_3 = 7.54 * \frac{k_{yag}}{D_h} = 7.54 * \frac{135 * 10^{-3}}{0.0025} = 407.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (3.6)$$

Dördüncü bölgede, yani segman temas yüzeylerinde ısı, stabil olmayan bir şekilde segmanlara iletim yoluyla ve motor yağı aracılığıyla konveksiyon yoluyla taşınmaktadır. Woschni (1979), bu yüzeylerdeki ısı transferi katsayısının yaklaşık 1000-1900 W/m<sup>2</sup>K aralığında olduğunu bulmuştur. Dördüncü bölgedeki konveksiyonun modellenmesi sırasında üçüncü bölgedeki 390 K yağ sıcaklığı değeri ve  $h_4 = 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$  konveksiyon katsayısı kullanılmıştır (Panayi, 2006).

Beşinci bölgede piston, pim burçları sabitlenmektedir. Pim burçlarının içinden piston pimi geçmekte ve piston pimi biyel koluna bağlanmaktadır. Bu bölgeden ısı pistondan burca, burçtan pime ve pimden biyel koluna taşınmaktadır. Bu bölgedeki ısı iletiminin hassas bir şekilde bulunabilmesi için parçaların arasındaki ısı transferlerinin her birinin detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Bu bölgedeki ısı iletiminin detaylı analizi yapılmayıp teknikte sıklıkla kullanıldığı gibi (Büyükkaya ve Cerit, 2007; Al-Beirut et al, 2009) pistonun altındaki soğutma yüzeyleriyle (6. Bölge) aynı sınır koşullarına sahip olduğu varsayılacaktır.

Beşinci ve altıncı bölgedeki ısı transferi hesaplanırken, bölge yüzeylerinin karmaşık yapısı nedeniyle bölge bir silindirin iç yüzeyi olarak varsayılmıştır. Konveksiyon katsayısı da buna bağlı olarak hesaplanmıştır. Pistonun hareketi sebebiyle motor yağının bu yüzeylerde ortalama piston hızı ( $v_m$ ) ile hareket ettiği varsayılmıştır. Bu varsayımda hidrolik çap olarak piston iç yüzeyinin çapı ( $D_{ic}$ ) kullanılmıştır. Belirtilen varsayımlar eşiğinde ısı transferi denklemler 3.7 ve 3.8'deki gibi elde edilmektedir (Incropera et. al., 2007). Bu denklemlerde  $\rho_{yag}$  yağın yoğunluğunu,  $\mu_{yag}$  yağın vizkozitesini,  $k_{yag}$  yağın termal iletkenliğini ve  $Pr_{yag}$  yağın Prandtl sayısını belirtmektedir.

$$Re = \frac{\rho_{yag} * v_m * D_{ic}}{\mu_{yag}} \quad (3.7)$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr_{yag}^{0.3} = \frac{h_5 * D_{ic}}{k_{yag}} \quad (3.8)$$

Beşinci ve altıncı bölgedeki motor yağ sıcaklığının 80 °C yani 353 K olduğu varsayılmış olup çizelge 3.3'te bu sıcaklıktaki motor yağının termofiziksel özellikleri belirtilmiştir (Incropera et. al., 2007). Pistonun iç yüzeyinin çapı  $D_{ic}$  75 mm olarak

ölçülmüştür. Denklemler 3.7 ve 3.8'e Çizelge 3.1'deki değerler yerleştirildiğinde beşinci ve altıncı bölgedeki konveksiyon katsayısı ( $h_5$ ) denklem 3.11'deki gibi elde edilmektedir.

Çizelge 3.3. 353 K Sıcaklığında Motor Yağının Termofiziksel Özellikleri

Parametre	Birim	Değer
Yoğunluk ( $\rho$ )	kg/m <sup>3</sup>	852.07
Vizkozite ( $\mu$ )	Pa.s	3.248*10 <sup>-2</sup>
Termal iletkenlik (k)	W/mK	138*10 <sup>-3</sup>
Prandtl sayısı (Pr)	-	500.7

$$Re = \frac{852.07 * 12.733 * 0.075}{3.248 * 10^{-2}} = 25052.5 \quad (3.9)$$

$$Nu = 0.023 * 25052.5^{0.8} * 500.7^{0.3} = 490.549 \quad (3.10)$$

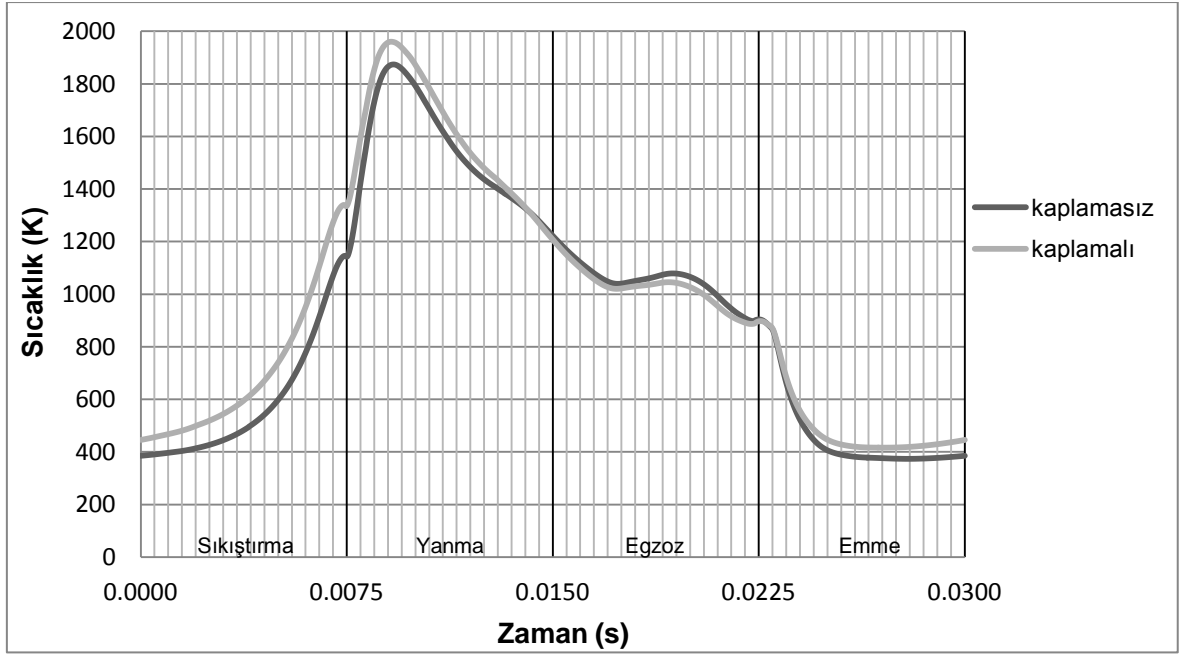
$$h_5 = 490.549 * \frac{138 * 10^{-3}}{0.075} = 902.61 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.11)$$

Termal bariyer kaplaması uygulandıktan sonra, sadece birinci bölgedeki sıcaklıklar ve ısı transfer katsayıları değişmektedir. Termal bariyer kaplaması olarak teknikte sıklıkla kullanılan magnezyumla stabilize edilmiş zirkonya, NiCrAl ara bağlayıcı tabakayla pistona birleştirilmiştir (Büyükkaya, 2007). Üst kaplama katmanı olan MgZrO<sub>3</sub>'ün kalınlığı 0.35 mm, bağlayıcı NiCrAl katmanının kalınlığı 0.15 mm olarak belirlenmiştir. Piston boyutlarının değişmemesi için pistonun CAD modelinin kaplama uygulanacak üst yüzeyleri 0.5mm inceltirilmiştir. Kaplama malzemelerinin termofiziksel özellikleri çizelge 3.4'te yer almaktadır.

Çizelge 3.4. Termal Bariyer Kaplamasının Termofiziksel Özellikleri

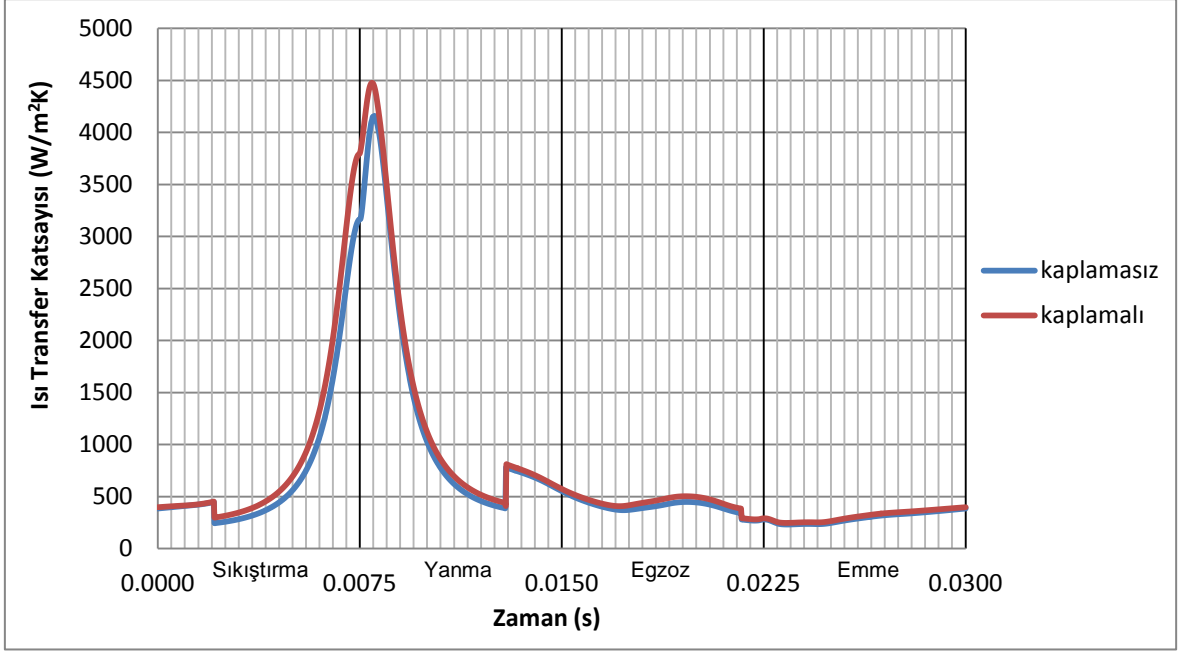
Parametre	Birim	MgZrO <sub>3</sub>	NiCrAl
Young modülü	MPa	46000	90000
Poisson Oranı	-	0.2	0.27
Termal genleşme katsayısı	1/°C	8*10 <sup>-6</sup>	1.2*10 <sup>-5</sup>
Yoğunluk	g/mm <sup>3</sup>	0.0056	0.00787
Isı iletim katsayısı	W/m K	0.8	16.1
Özgül ısı	J/kg K	650	764

Termal bariyer kaplama uygulaması, kaplamaların kalınlıkları ve özellikleri motor modeline dahil edilerek, silindir içi sıcaklıklar, ısı transfer katsayısı yeniden hesaplanmış olup bu değerlerdeki değişim şekil 3.7 ve 3.8'de gösterilmektedir. Kaplama uygulanmadan önce ulaşılan maksimum sıcaklığın kaplama uygulandıktan sonra 1874 K'den 1961 K'e çıktığı, benzer bir şekilde maksimum ısı transfer katsayısının da 4161 W/m<sup>2</sup>K'den 4479 W/m<sup>2</sup>K'e çıktığı görülmektedir. Bu şekillerde gösterilen değerler kaplama uygulanmış pistonun sonlu elemanlar analizinde birinci bölgenin termal sınır koşullarını tanımlamaktadır.



Şekil 3.7. Kaplama Öncesindeki ve Sonrasındaki Yanma Odası Sıcaklıkları





Şekil 3.8. Kaplama Öncesindeki ve Sonrasındaki 1. Bölge Isı Transfer Katsayıları

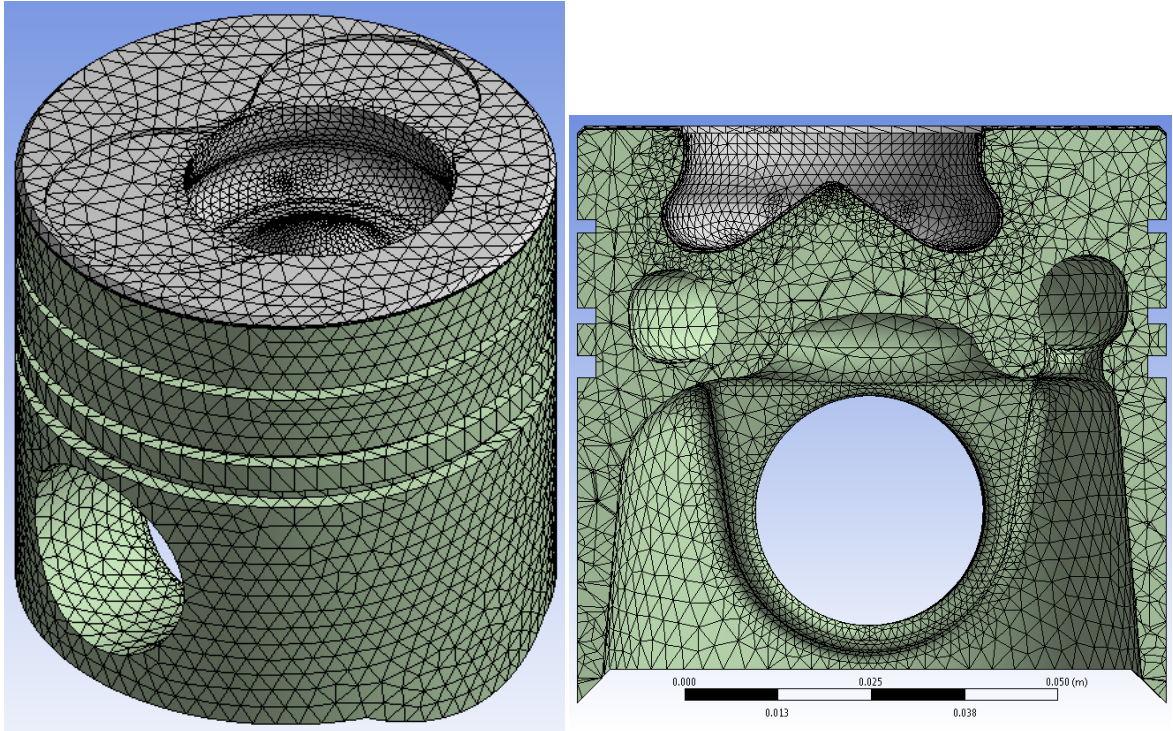
### 3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Kaplama uygulanmamış pistonun sonlu elemanlar analizi Ansys® yazılımıyla yapılmıştır. Solidworks® yazılımıyla oluşturulan üç boyutlu piston modeli Ansys® 'e aktarılmıştır. Sonrasında uygun eleman boyutu ve şekli belirlenerek pistonun ağ modeli oluşturulmuştur. Bu ağ modeli, 64617 düğüm noktasından ve 40676 elemandan oluşmaktadır (bknz. Şekil 2.4). Ağ modeli oluşturulduktan sonra tüm bölge yüzeyleri için bölüm 3.1'de tanımlanan termal sınır koşulları modellenmiştir.

Analiz başlangıcında, pistonun ilk sıcaklığı 450 K olarak tanımlanmıştır. Termal genişleme ve termal stres hesaplamaları için referans sıcaklığı 298 K olarak belirlenmiştir. Termal analiz değişken ve süreksiz olarak yapıldığı için sıcaklıklar sürekli olarak artmakta; ancak artış miktarı sürekli olarak azalmaktadır. Sıcaklıkların denge konumu, düğüm noktalarındaki maksimum ve minimum sıcaklıklar arasında, her bir çevrim sonrasında 0.001 K sıcaklık farkı olması olarak varsayılmış, bu sınıra ulaşılan kadar analiz tekrarlanmıştır. Analiz 400'er çevrim tekrarlanarak yapılmış, her 400 analiz sonrasında, çevrimler arasındaki sıcaklık değişimi kontrol edilmiştir. Yapılan analiz sonrasında sıcaklıklardaki artış

miktarının belirlenen sınır değere 2400 çevrim sonrasında ulaştığı belirlenmiştir. Pistonun her bir çevrimini 0.03 saniyede tamamladığı düşünüldüğünde 400 çevrim 12 saniyede, 2400 çevrim bir dakika 12 saniye içerisinde tamamlanmaktadır. 2400 çevrim sonrasında elde edilen sıcaklıklar, bir başka deyişle denge sıcaklıkları pistonun mekanik analizinde ve yorulma analizinde kullanılacaktır.

Kaplama uygulanmış pistonun sonlu elemanlar analizinde Solidworks® yazılımıyla kaplama katmanlarının modelleri oluşturulup piston modeliyle birleştirilmiş, üç boyutlu kaplamalı piston modeli Ansys® 'e aktarılmıştır. Sonrasında uygun eleman boyutu ve şekli belirlenerek pistonun ağ modeli oluşturulmuştur. Bu ağ modeli, 244596 düğüm noktasından ve 145740 elemandan oluşmaktadır. Kaplama uygulanmış pistonun ağ modeli şekil 3.9'da gösterilmektedir. Ağ modeli oluşturulduktan sonra tüm bölge yüzeyleri için bölüm 3.1'de tanımlanan termal sınır koşulları modellenmiştir.



a. İzometrik Görünüş

b. Alttan Görünüş

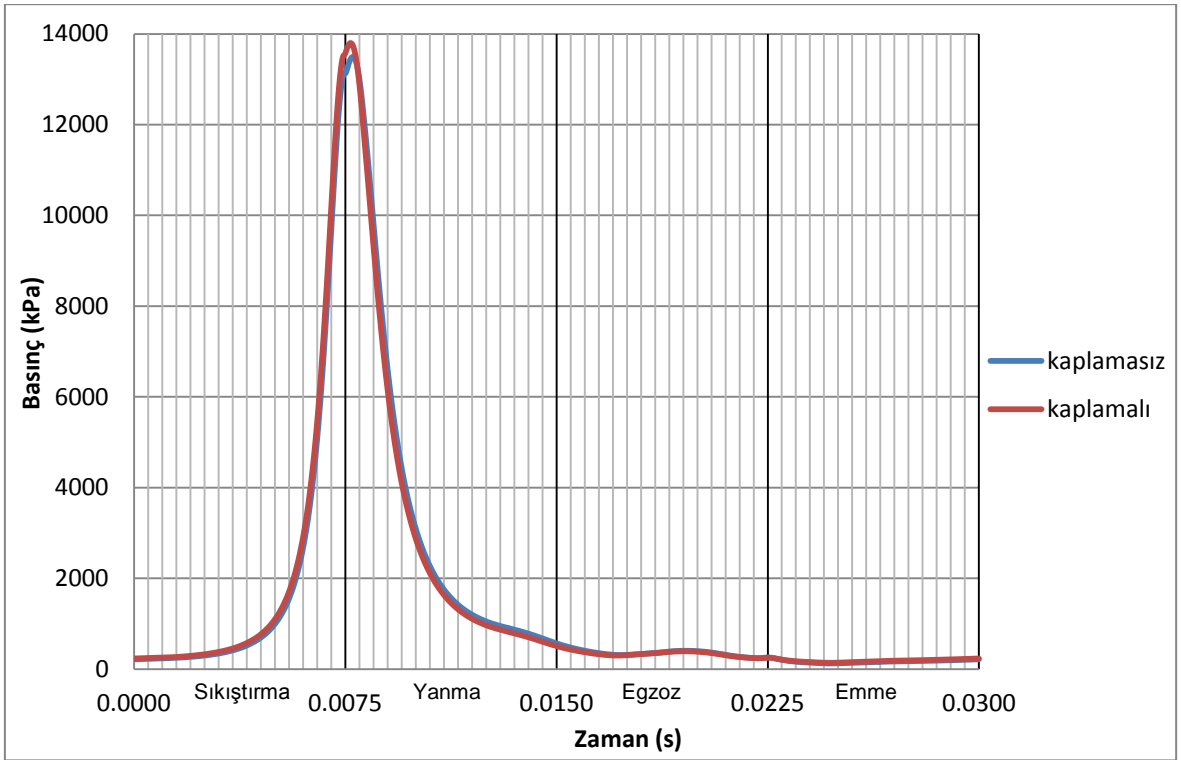
Şekil 3.9. Kaplama Uygulanmış Pistonun Ağ Modeli

Analiz başlangıcında, ilk sıcaklık 450 K olarak tanımlanmıştır. Termal genleşme ve termal stres hesaplamaları için referans sıcaklığı 298 K olarak belirlenmiştir. Sıcaklıkların denge konumu, kaplamasız piston için yapıldığı gibi düğüm noktalarındaki maksimum ve minimum sıcaklıklar arasında, her bir çevrim sonrasında 0.001 K sıcaklık farkı olması olarak varsayılmış, bu sınıra ulaşılan kadar analiz tekrarlanmıştır. Analiz 400'er çevrim tekrarlanarak yapılmış, her 400 analiz sonrasında çevrimler arasındaki sıcaklık değişimi kontrol edilmiştir. Yapılan analiz sonrasında sıcaklıklardaki artış miktarının belirlenen sınır değere 2000 çevrim sonrasında ulaştığı belirlenmiştir. Pistonun her bir çevrimini 0.03 saniyede tamamladığı düşünüldüğünde 400 çevrim 12 saniyede, 2000 çevrim bir dakika içerisinde tamamlanmaktadır. 2000 çevrim sonrasında elde edilen sıcaklıklar termal bariyer kaplamalı pistonun mekanik analizinde ve yorulma analizinde kullanılacaktır.

#### 4. MEKANİK ANALİZ

Pistonun mekanik yükler altındaki analizi de termal analizde olduğu gibi pistonun çevrimi süresince değişen yüklerle, süreksiz olarak yapılacaktır. Mekanik analizde pistonun hareketinden kaynaklanan dinamik yükler ve yanma odasında oluşan basınç pistona etki etmektedir. Piston, piston pimine bağlı olup yanma odasındaki basıncın etkisiyle sürekli olarak sıkıştırıcı yüke maruz kalmaktadır. Pistonun pim etrafındaki dönme hareketiyle piston eteğinin silindir duvarına temas etmesi sonucu oluşan yükler göz ardı edilmektedir.

Bu analizin yapılması sırasında yanma odasındaki basınç, motorun Ricardo Wave® modelinden kaplamalı ve kaplamasız modeller için bağımsız olarak elde edilmiştir. Basınç değişimlerinin grafikleri şekil 4.1'de gösterilmektedir.

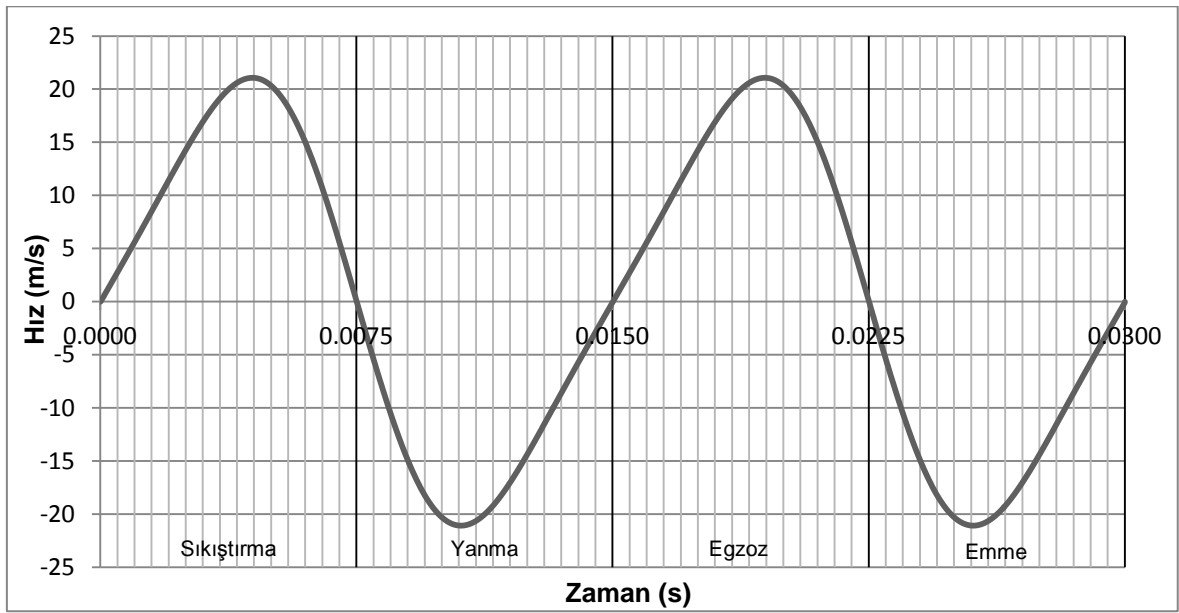


Şekil 4.1. Yanma Odasında Oluşan Basınçlar

Şekil 4.1'den de görülebildiği gibi, kaplamalı ve kaplamasız modellerde oluşan basınçlar arasındaki fark oldukça düşüktür. Yanma odasındaki maksimum basınç kaplamasız modelde 13494 kPa iken kaplamadan sonra 13800 kPa'a çıkmıştır. Bu

basınç değerleri pistonun yanma odasına bakan yüzeylerine, yani birinci bölgeye uygulanmaktadır (bkz. Şekil 3.1).

Pistonun hareketi pim temas yüzeylerinden, yani beşinci bölgeden (bkz. Şekil 3.1) sınırlandırılmıştır. Sınırlandırma bu yüzeylerin hızları kullanılarak yapılmıştır. Hız değeri motor modelinden alınmış olup kaplamalı ve kaplamasız pistonda değişmemektedir. Piston hızının zamana bağlı değişimi şekil 4.2’de gösterilmektedir. Hızın sıfır olduğu noktalar pistonun en üst ve en alt konumlarını göstermektedir.



Şekil 4.2. Pistonun Hızı

Yapısal analizde, termal analizde üretilen ağ modelleri aynı şekilde kullanılmaktadır. Termal analizler sonucunda elde edilen son sıcaklık değerleri, yapısal analizdeki düğüm noktalarının sıcaklıkları olarak kullanılmaktadır. Pistonun malzemesi olan AL 4032 alaşımının sıcaklığa göre değişen mukavemet verileri çizelge 4.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Göre Değişen Mekanik Özellikleri

Sıcaklık (°C)	Son Çekme Mukavemeti (MPa)	Young Modülü (GPa)
25	379.21	79.47
100	344.74	77.36
150	317.16	73.84
177	296.47	72.44
205	268.90	71.03
230	220.63	68.22
260	172.37	65.40
315	89.63	54.85
370	44.82	42.20

Kaplama uygulanmış pistonun mekanik analizi, kaplamasız pistonun analizine benzer bir şekilde yapılmıştır. Bu analizde kaplama malzemelerinin mekanik özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği varsayılmıştır. Termal bariyer kaplamalarında kullanılan malzemelerin sıkıştırma dayanımları sıcaklığın artışıyla birlikte çok düşük bir değişim göstermektedir. Örneğin Cruse (1997) tarafından yapılan araştırmalarda, 520 MPa sıkıştırma mukavemeti olan kaplama alaşımının 805 °C sıcaklıkta sıkıştırma mukavemetinin 450 MPa'a düştüğü belirtilmektedir. Bu mukavemet değerleri, pistonun malzemesi olan 4032 alaşımının değerleriyle karşılaştırıldığında oldukça yüksek kalmaktadır. Dolayısıyla kaplama malzemesindeki sıcaklığa bağlı gerçekleşen bu değişimin yok sayılmasının sonuçlar üzerinde herhangi bir etkisi olmayacaktır.

## 5. YORULMA ANALİZİ

Bu tezde yorulma analizi N-Code Designlife® yazılımı aracılığıyla yapılmıştır. Bu yazılım mekanik analiz bölümünde elde edilen gerilim sonuçlarını döngüsel bir şekilde tekrar ettirerek, analizi yapılan pistonun yorulma analizini gerçekleştirmektedir. Bu yazılımın diğer yorulma analizi yazılımlarından en önemli farkı malzemenin sıcaklığa göre değişen yorulma mukavemetini göz önüne alabilmesidir. Bu tezde kullanılan piston malzemesinin sıcaklığa göre değişen yorulma verileri çizelge 5.1'de gösterilmiş olup, yorulma analizi bu veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Kaufman, 2008). Çizelge 5.1'de yer alan verilen grafiksel gösterimi şekil 5.1'de yer almaktadır. Designlife programı Ansys® yazılımının ürettiği gerilim ve sıcaklık dosyalarını kullanmaktadır; ancak program kararlı durumdaki analizlerin sonuçlarını kullanabilecek şekilde sınırlandırılmıştır. Dolayısıyla termal analiz ve mekanik analiz bölümünde elde edilen sonuçlar doğrudan kullanılamamıştır.

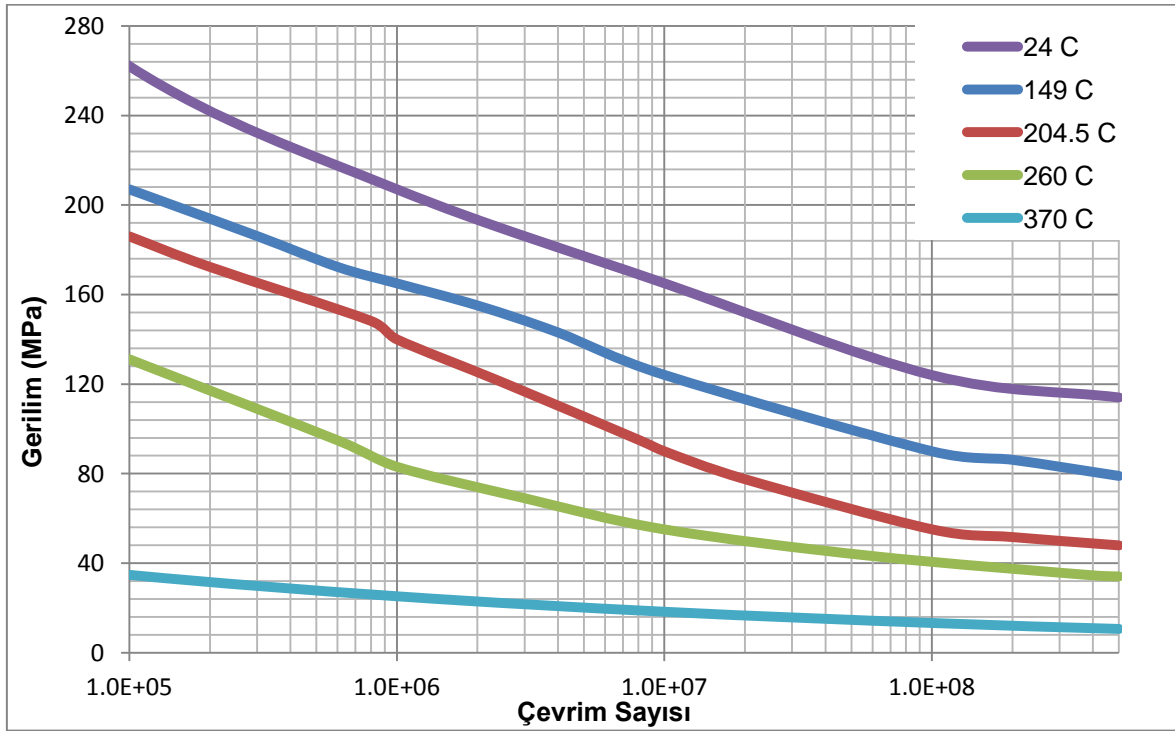
Termal bariyer kaplaması uygulanmış pistonun kaplama malzemelerinin yorulma verilerini içeren bir kaynak bulunmamaktadır. Bu değerlerin ayrıntılı deneysel çalışmalarla bulunması gerekmektedir. Kaplama malzemelerin yorulma analizi bu nedenle gerçekleştirilememiştir.

Çizelge 5.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Bağlı Yorulma Verileri

Sıcaklık (C°)	Çevrim Sayısı	Gerilim (MPa)
24	10000	359
	100000	262
	1000000	207
	10000000	165
	100000000	124
	500000000	114
149	100000	207
	1000000	165
	10000000	124
	100000000	90
	500000000	79

Çizelge 5.1. Devam ediyor.

204.5	100000	186
	1000000	140
	10000000	90
	100000000	55
	500000000	48
260 C	10000	164
	100000	131
	1000000	83
	10000000	55
	500000000	34
370 C	10000	48
	100000	35
	1000000	25
	10000000	18
	100000000	13
	500000000	11



Şekil 5.1. AL 4032 Alaşımının Sıcaklığa Bağlı Yorulma Verileri

Yorulma analizinde kullanılması için hazırlanan termal analizde birinci bölge (bkz. Şekil 3.1) dışındaki bölgelerde aynı termal sınır koşulları kullanılmıştır. Birinci



bölgede ise termal analiz sonucunda elde edilen maksimum ve minimum denge sıcaklıklarının elde edilmesini sağlayacak sabit sınır koşulları (ısı transfer katsayısı ve sıcaklıklar) kullanılmıştır. Maksimum ve minimum denge sıcaklıkları; kaplama uygulanmamış piston için olduğu gibi alınmış olup, termal bariyer kaplamalı pistonun kaplama altındaki maksimum ve minimum sıcaklıkları kullanılmıştır.

Yorulma analizinde kullanılması için, piston çevrimindeki 36 farklı zaman noktasındaki basınçlar bu anlardaki ivme değerleri kullanılarak 36 adımlı bir statik yapısal analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizde kullanılan zaman noktaları, basınç ve ivme değerleri çizelge 5.2'de yer almaktadır. Yorulma analizinde bu 36 nokta, bir döngü oluşturacak şekilde sıralanmıştır.

Çizelge 5.2. Yorulma Analizinde Kullanılan Noktalar ile İvme ve Basınç Değerleri

Zaman (s)	İvme (m/s <sup>2</sup> )	Basınç (Pa)	
		Kaplamalı	Kaplamasız
0.0003	5632	224268	238100
0.0013	5800	247198	259610
0.0023	5710	289132	310590
0.0033	4233	387978	422760
0.0043	608	627343	689380
0.0047	-1021	775952	852320
0.0053	-4350	1327910	1453100
0.0060	-8062	2676350	2915700
0.0067	-10328	6288200	6786700
0.0073	-11200	13484500	13208000
0.0077	-11360	13404400	13800000
0.0080	-11220	13005300	12938000
0.0083	-10082	11023600	10562000
0.0093	-6502	5033180	4686500
0.0103	-1178	2517830	2341100
0.0113	3188	1518140	1405600
0.0123	5396	1094210	1007200
0.0133	5822	899188	816470
0.0143	5663	715051	635760
0.0153	5551	506293	453290

Çizelge 5.2. Devam ediyor.

0.0163	5856	369944	338530
0.0170	5830	318103	298180
0.0180	4900	336195	327250
0.0190	2005	388115	376050
0.0200	-2653	397797	380790
0.0210	-7940	316633	302910
0.0220	-10750	246525	239960
0.0227	-11580	246841	244380
0.0233	-10050	175191	179980
0.0243	-6540	133806	142880
0.0253	-1131	136910	146680
0.0260	1954	151491	161630
0.0267	4132	165074	176010
0.0277	5669	177955	190460
0.0287	5820	191710	205550
0.0297	5640	210630	224710

Yorulma analizinde Designlife® programının sıcaklığa bağlı gerilim-çevrim analizi yapılmıştır. Bu analizde yazılım her düğüm noktasının sıcaklık ve gerilim değerlerine karşılık gelen noktayı sağlanan grafiği (Şekil 5.1) kullanarak bulmaktadır. Eğer sıcaklık ve gerilim değerleri bir eğri üzerinde yer almıyorsa eğriler arasında interpolasyon yaparak uygun noktayı bulmaktadır.

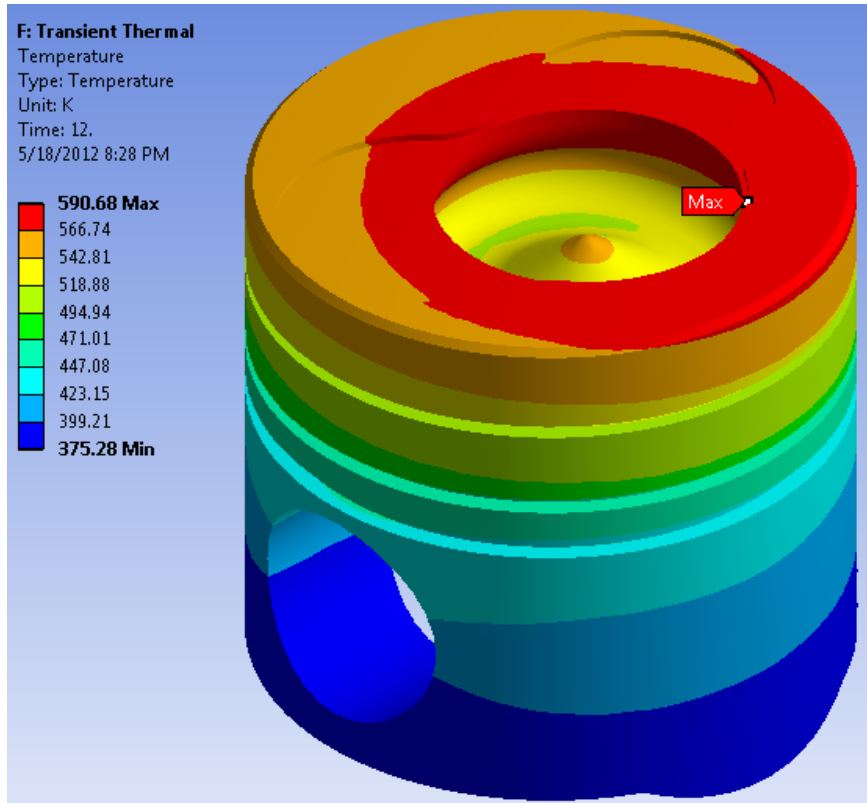
Gerçekleştirilen yorulma analizinde maksimum asal gerilimler kullanılmıştır. Ortalama yorulma gerilimi hesaplaması sırasında Haibach (2003) tarafından belirtilen, FKM kılavuzundan yararlanılmıştır. Bu kılavuzda tarif edilen yöntemin, bu tezde kullanıldığı gibi, alüminyum alaşımlarının normal ve yüksek sıcaklıklardaki yorulma analizlerinde yüksek doğrulukta sonuçlar elde ettiği belirtilmiştir (Haibach, 2003).

Sonsuz yorulma ömrü  $10^{15}$  çevrim olarak belirlenmiş olup, bu sayıda çevrim sonrasında oluşan hasarlar göz ardı edilmiştir. Bu tezde kullanılan motorda bu çevrim sayısı, motorun sürekli maksimum güç noktası olan 4000 devirde çalıştığı varsayılırsa 951 bin yıllık sürekli çalışmaya karşılık gelmektedir.

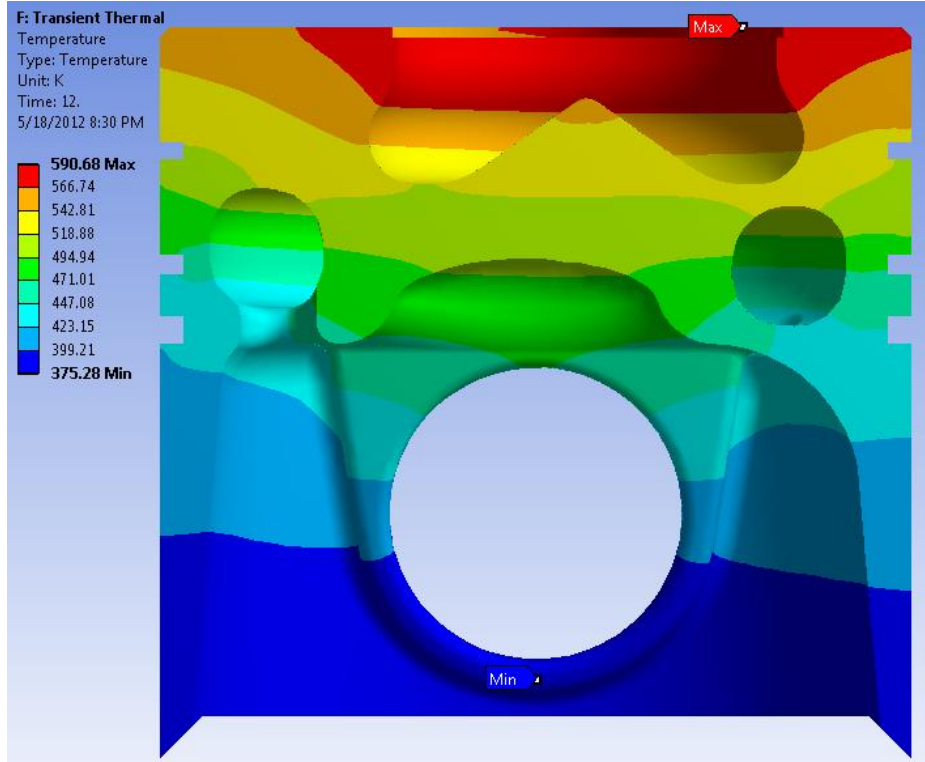
## 6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Üçüncü bölümde açıklanan termal analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları şekil 6.1 ve 6.2'de kaplama uygulanmamış pistonun üzerinde gösterilmektedir.

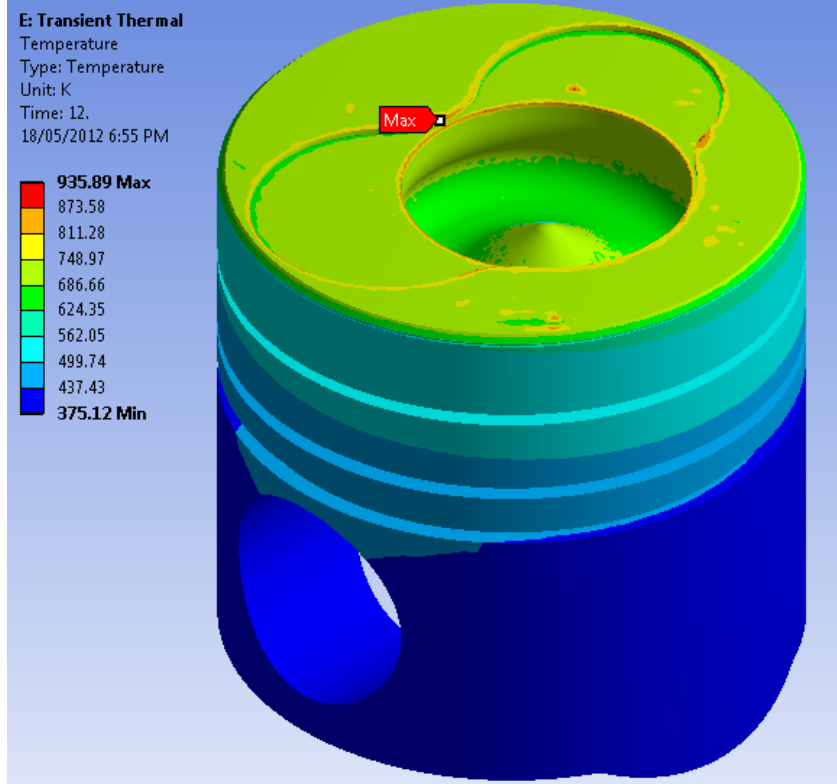
Şekil 6.3 ve 6.4'te kaplama uygulanmış pistonun sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Ayrıca şekil 6.5'de termal bariyer kaplamalı pistonun kaplama katmanlarının altındaki yüzeyinin sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Kaplama uygulanmamış pistonun ve kaplama uygulanmış pistonun kaplama altındaki yüzeylerinin maksimum ve minimum sıcaklıkları çizelge 6.1'de gösterilmektedir.



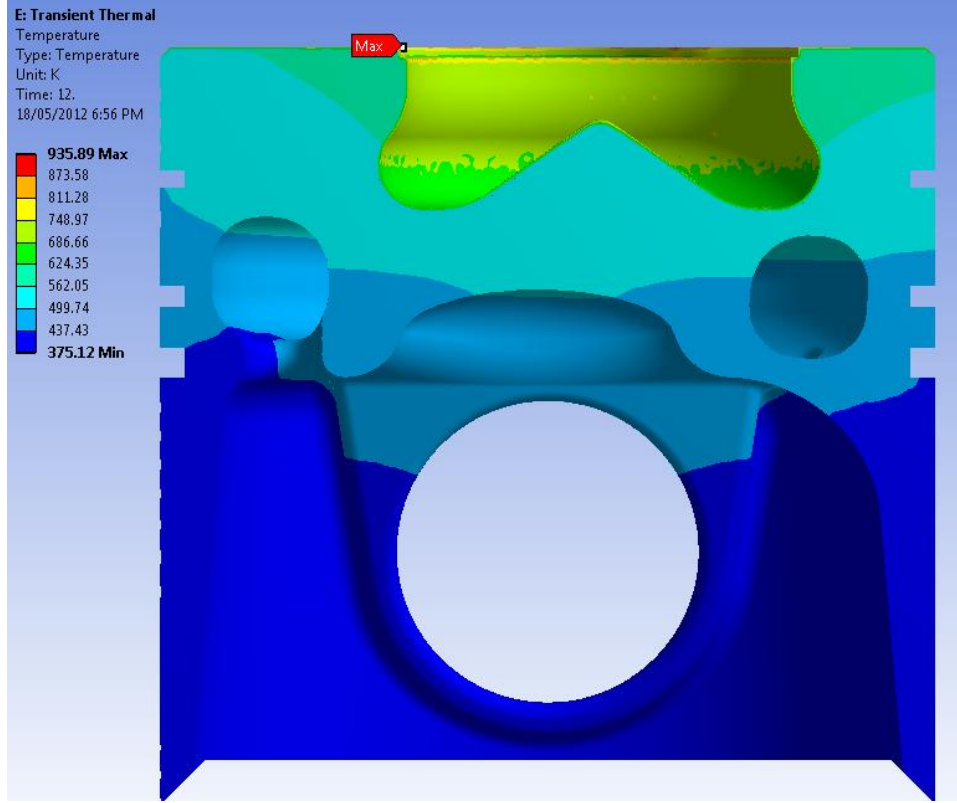
Şekil 6.1. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, İzometrik Görünüm



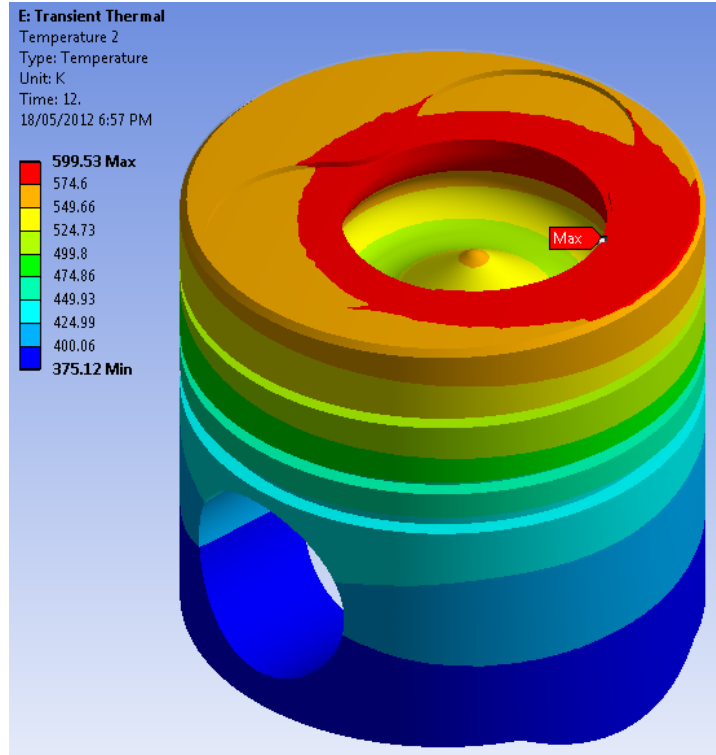
Şekil 6.2. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, Kesit Görünüm



Şekil 6.3. Kaplama Uygulanmış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, İzometrik Görünüm



Şekil 6.4. Kaplama Uygulanmış Pistonun Denge Halindeki Yüzey Sıcaklıkları, Kesit Görünüm



Şekil 6.5. Kaplama Uygulanmış Pistonun Denge Halindeki Kaplama Altındaki Yüzey Sıcaklıkları

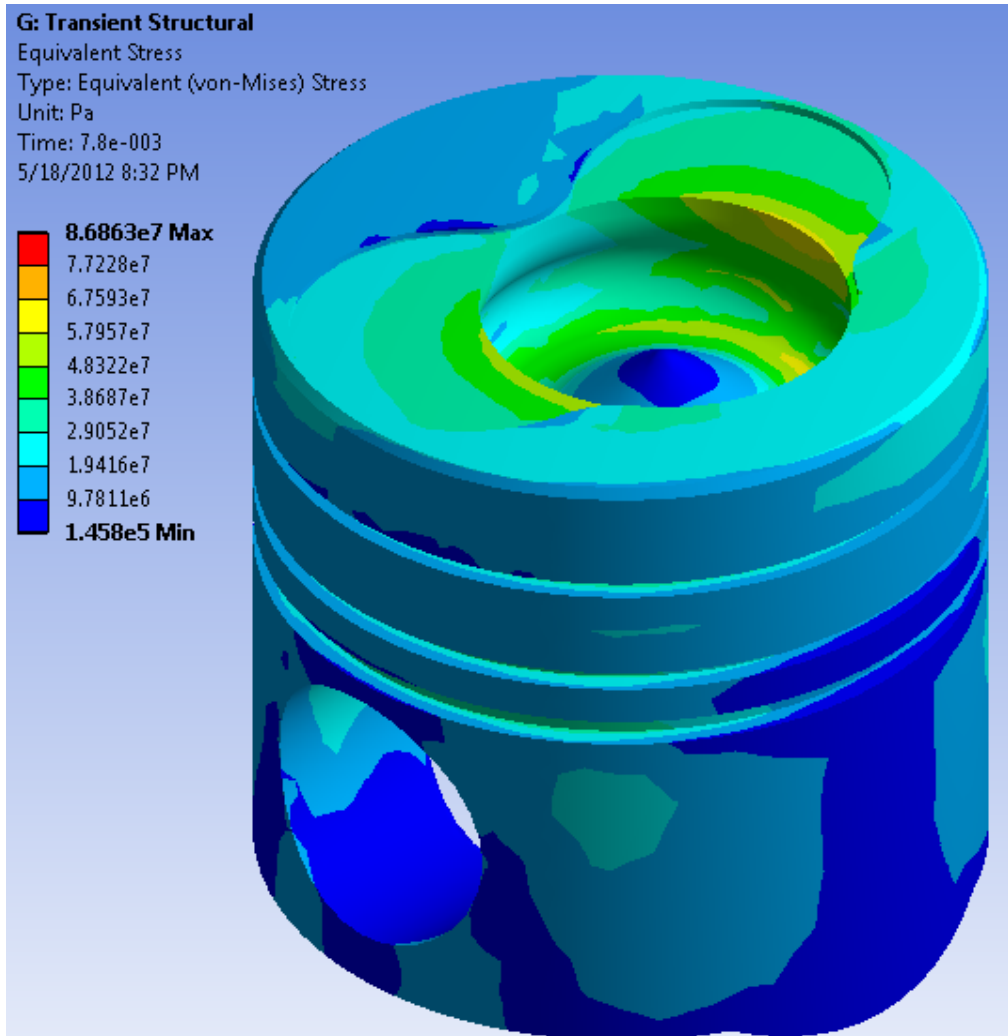
Çizelge 6.1. Pistonun Maksimum ve Minimum Yüzey Sıcaklıkları

Geçen Süre (s)	Kaplamasız		Kaplmalı	
	Minimum Sıcaklık (K)	Maksimum Sıcaklık (K)	Minimum Sıcaklık (K)	Maksimum Sıcaklık (K)
12	375.2	573.8	374.8	577.8
24	373.9	586.0	373.4	593.1
36	374.7	589.2	374.5	597.5
48	375.1	590.2	374.9	599.0
60	375.2	590.6	375.1	599.5
72	375.3	590.7		

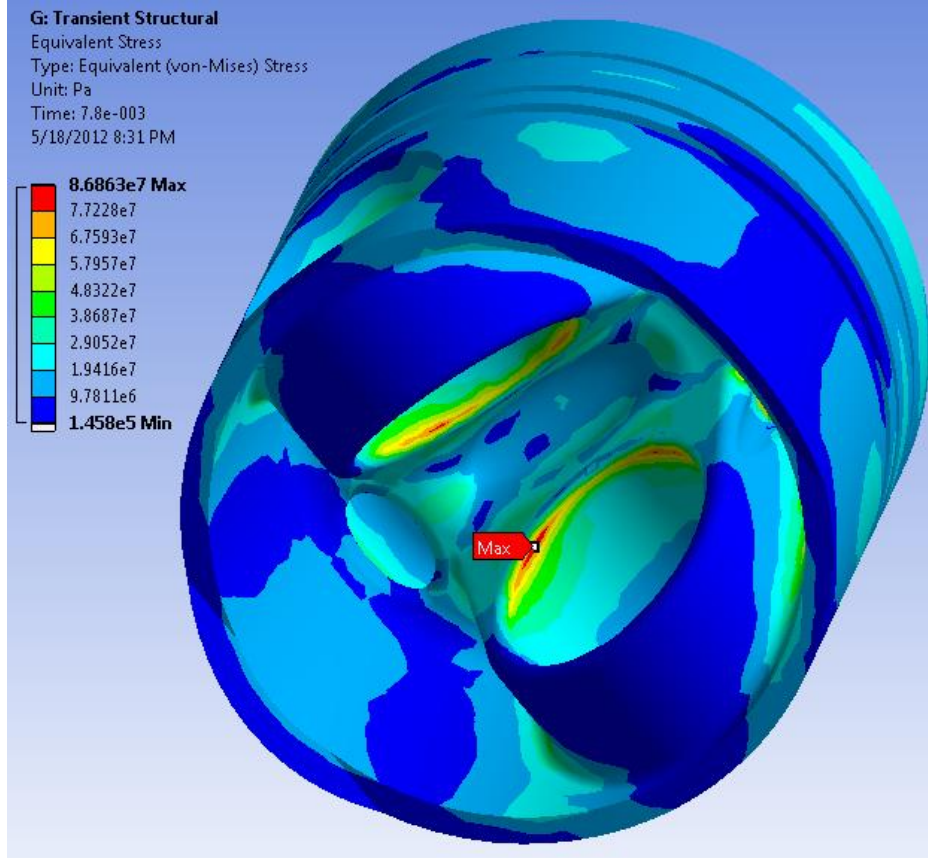
Kaplama malzemelerinin ısı iletim katsayıları çok düşük olduğu için, kaplamasız ve kaplamalı pistonun yüzey sıcaklıklarının maksimum değerleri arasında yaklaşık 345 K fark bulunmaktadır. Üst kaplama katmanında ise sıcaklıklar 935 K civarlarına çıkmaktadır. Bu değer oldukça yüksek görünse de malzeme özellikleri incelendiğinde bu malzemenin 900 °C yani 1173.15 K sıcaklığa kadar işlevini koruduğu görülmektedir. Ayrıca piston malzemesi olan AL 4032 alaşımının son çalışma sıcaklığının 370 °C yani 643.15 K olduğu görülmüştür; tez sonucunda ulaşılan en yüksek sıcaklık olan 599.53 K bu değer altında kalmaktadır.

Termal bariyer kaplaması uygulanmış pistonun yanma odasının sıcaklığı ortalama 51 K artmaktadır; ancak termal analiz sonucunda bu sıcaklık artışının kaplama uygulanmış pistonun kaplama altındaki yüzeylerinde yaklaşık 9 K artışa neden olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık artışının motorun soğutma sistemi üzerindeki yükü artırması ve pistonun yorulma mukavemetini düşürmesi beklenebilir. Büyükkaya ve Cerit'in (2007) yaptığı bir çalışmada, benzer termofiziksel özelliklere sahip bir alüminyum alaşımından yapılmış bir dizel motor pistonunun termal analizinde, bu tezde kullanılan kaplama malzemeleri kullanılarak kaplamanın etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada kaplama uygulamasından sonra kaplama altındaki pistonun maksimum sıcaklığında 24 K'lik bir düşüş olduğu belirtilmiştir. Büyükkaya ve Cerit'in (2007) çalışmasında yanma odasında sıcaklık artışı olmadığı varsayılmıştır. Bu varsayımın iki çalışma arasındaki farkın nedeni olduğu düşünülmektedir.

Yapısal analizde; şekil 4.1'de belirtilen basınçlar, 4. bölümde açıklanan sınırlandırmalar, termal analiz sonucunda bulunan sıcaklıklar ve çizelge 4.1'de belirtilen malzeme özellikleri kullanılmıştır. Kaplamasız pistonda oluşan eşdeğer gerilimler (von-mises gerilimleri) dağılımı şekil 6.6'da ve 6.7'de gösterilmektedir. Maksimum gerilim piston pimi bağlantı bölgesinde oluşmakta olup en yüksek değer 86.86 MPa olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilimin olduğu düğüm noktasının sıcaklığı termal analizde 441.56 K olarak bulunmuştur. Maksimum gerilim noktası, basıncın maksimum olduğu noktada, krankın pistonun en üst noktasından 6.8 derece sonraki konumunda yani çevrimin başlangıcından 0.0078 saniye sonra oluşmaktadır.



Şekil 6.6. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, İzometrik Görünüm

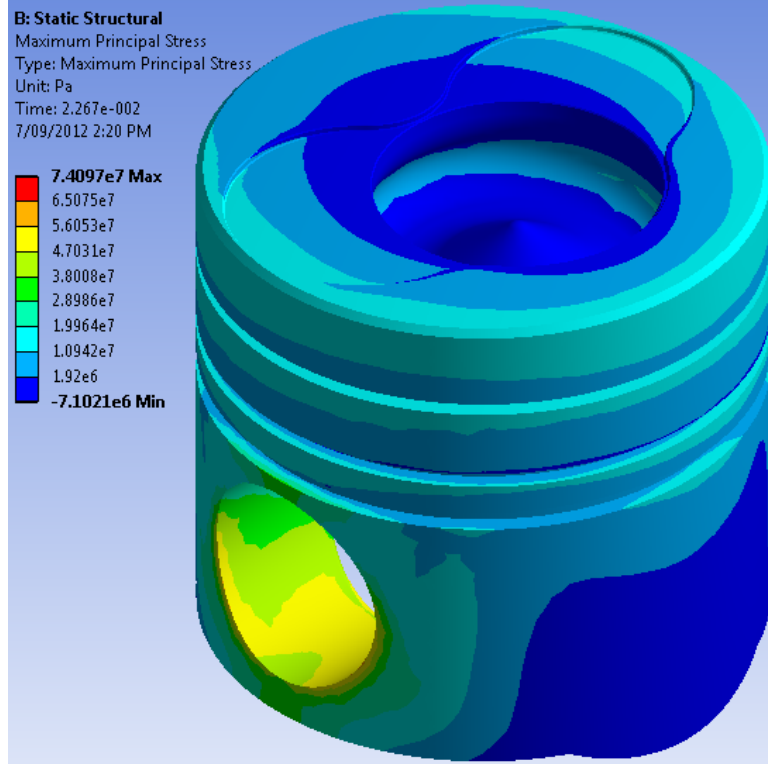


Şekil 6.7. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, Alttan Görünüm

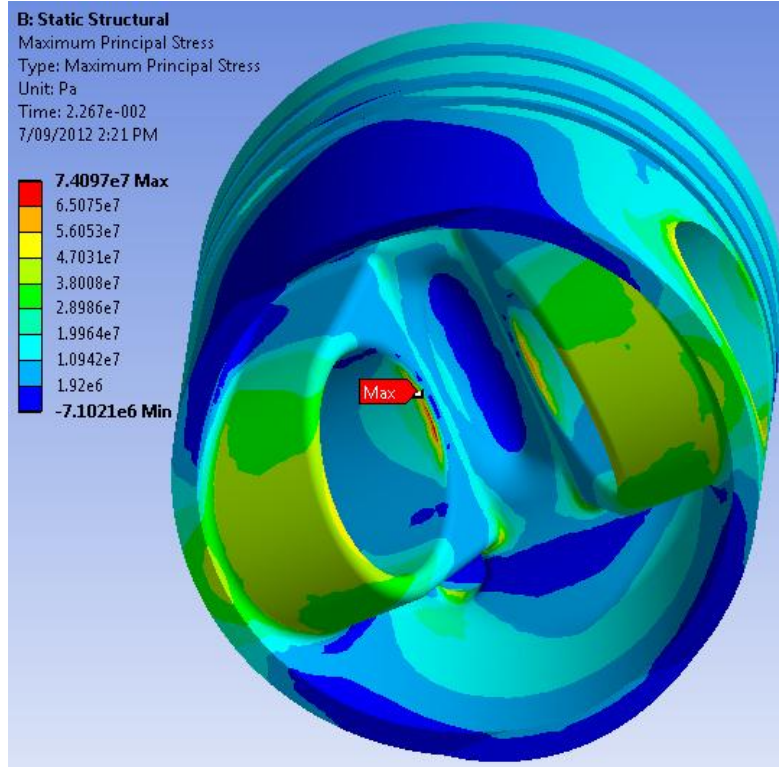
Kaplama uygulanmamış pistonda oluşan maksimum asal gerilimler incelendiğinde, maksimum asal gerilimin 0.00267 saniye sonra olduğu gözlemlenmiştir. Bu andaki gerilim dağılımları şekiller 6.8 ve 6.9'da gösterilmektedir. Maksimum asal gerilim piston pimi bağlantı bölgesinde oluşmakta olup, en yüksek değer 74 MPa olarak bulunmuştur.

Kaplama uygulanmamış pistonda maksimum basıncın olduğu andaki maksimum asal gerilimlerin dağılımı şekiller 6.10 ve 6.11'de gösterilmektedir. Bu durumda en yüksek asal gerilim piston alt yüzeyindeki yağ kanalının çevresinde oluşmakta olup, yaklaşık 63 MPa büyüklüğündedir.

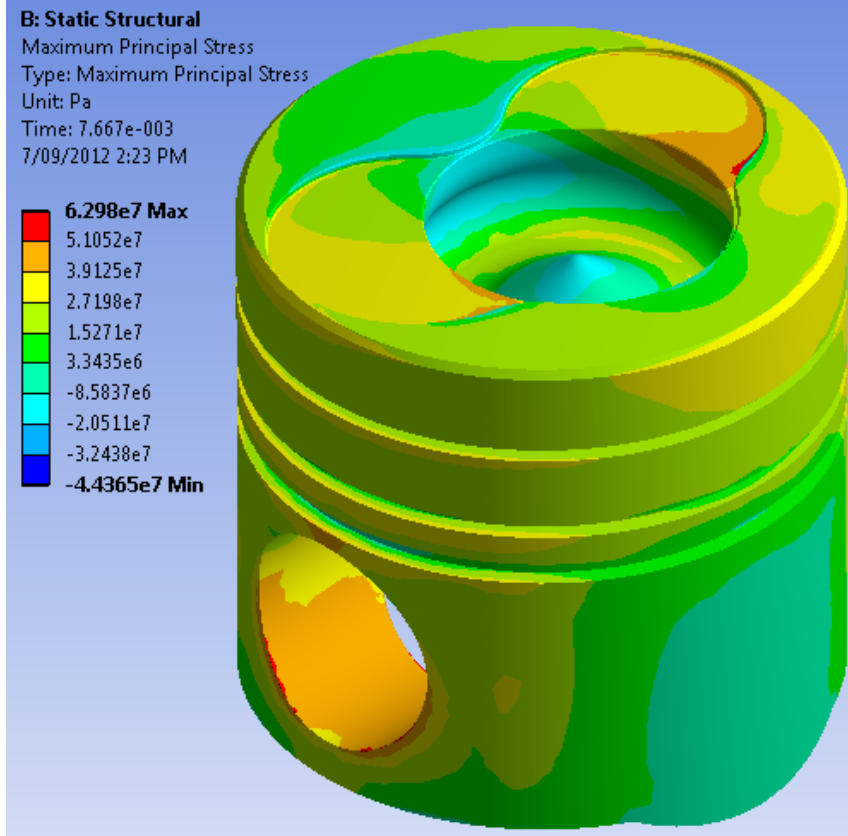




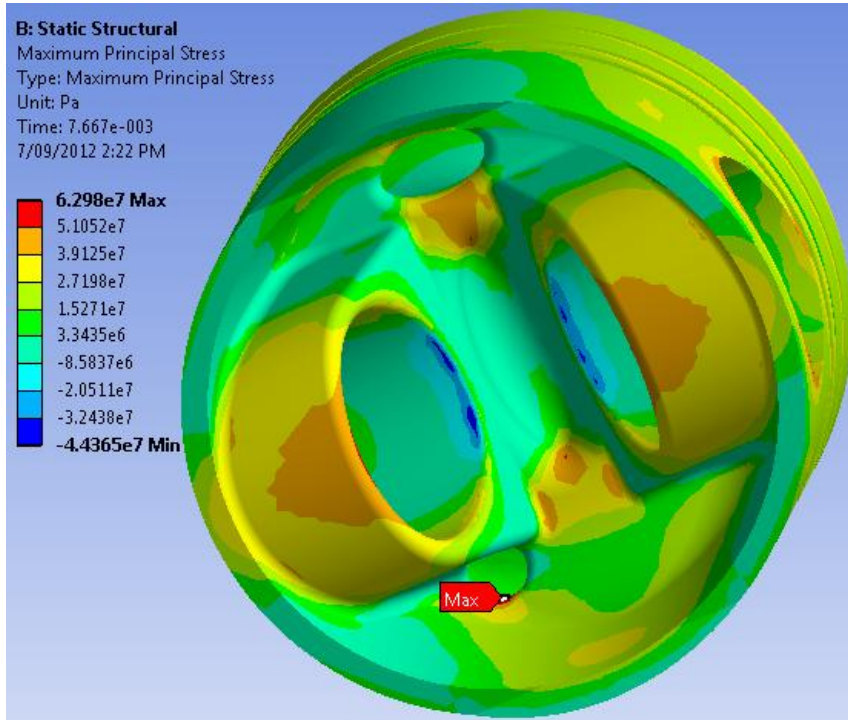
Şekil 6.8. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm



Şekil 6.9. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm

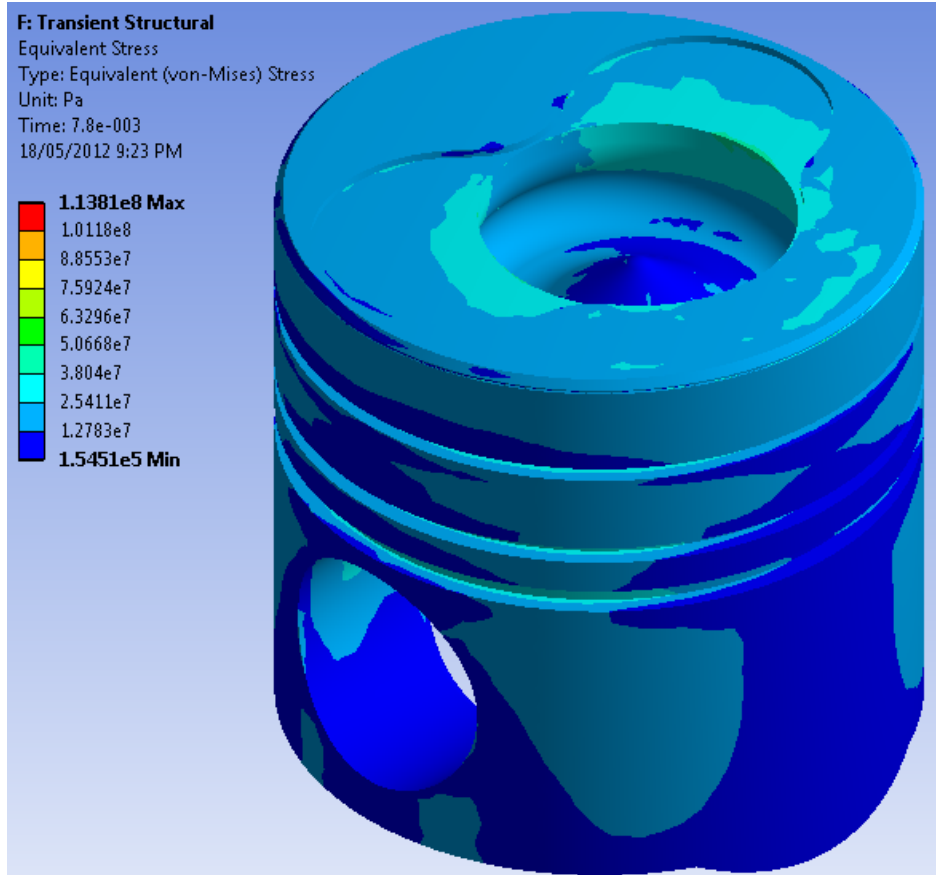


Şekil 6.10. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm

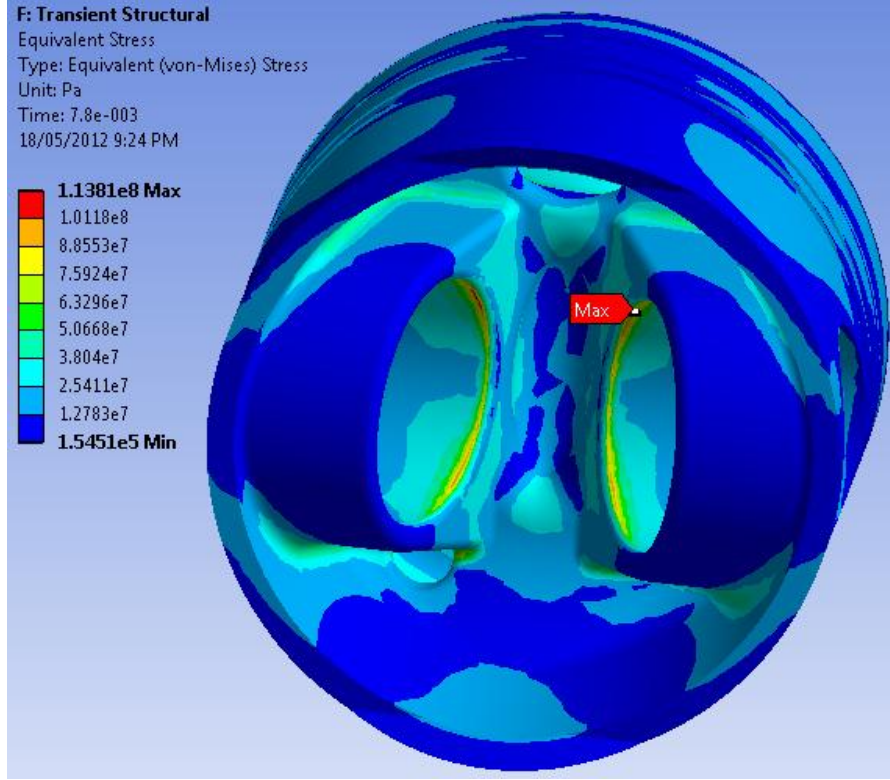


Şekil 6.11. Kaplama Uygulanmamış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm

Yapısal analizde; şekil 4.1'de belirtilen basınçlar, 4. bölümde açıklanan sınırlandırmalar, termal analiz sonucunda bulunan sıcaklıklar ve çizelge 4.1'de belirtilen malzeme özellikleri kullanılmıştır. Kaplama uygulanmış pistonun mekanik analizi sonucunda elde edilen eşdeğer gerilim dağılımı şekil 6.12'de ve 6.13'de yer almaktadır. Bu analiz sonucunda maksimum gerilim piston pimi bağlantı bölgesinde oluşmakta olup, en yüksek değer 113.63 MPa olarak bulunmuştur. Maksimum gerilimin oluştuğu düğüm noktasının sıcaklığı termal analizde 469.59 K olarak bulunmuştur. Maksimum gerilim noktası, basıncın maksimum olduğu noktada, krankın pistonun en üst noktasından 6.8 derece sonraki konumunda yani çevrimin başlangıcından 0.0078 saniye sonra oluşmaktadır.



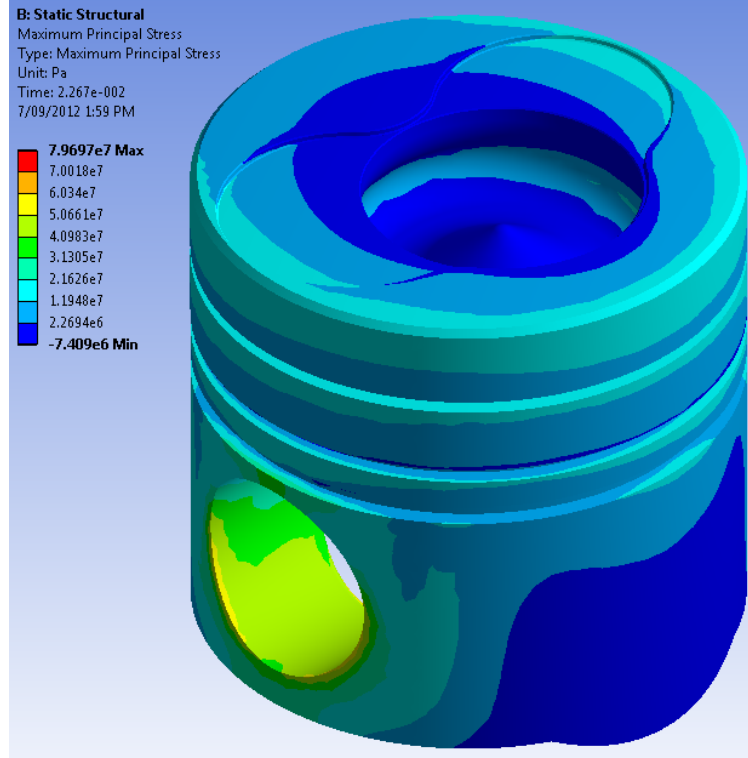
Şekil 6.12. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, İzometrik Görünüm



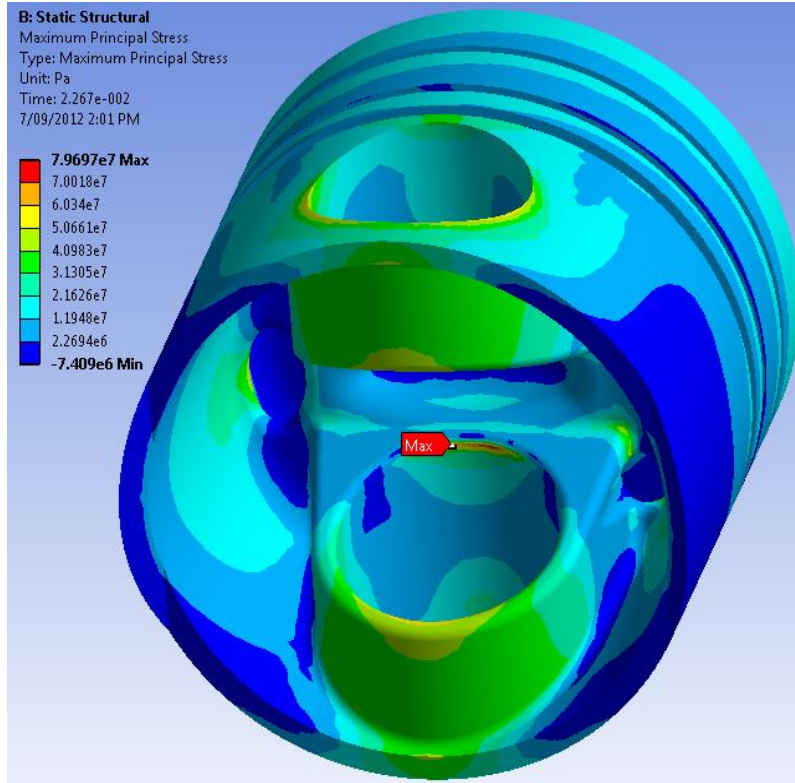
Şekil 6.13. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Eşdeğer Gerilimler, Alttan Görünüm

Kaplama uygulanmış pistonda oluşan maksimum asal gerilimler incelendiğinde, maksimum asal gerilimin 0.00267 saniye sonra oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu andaki gerilim dağılımları şekiller 6.14 ve 6.15’de gösterilmektedir. Maksimum asal gerilim piston pimi bağlantı bölgesinde oluşmakta olup, en yüksek değer 79.7 MPa olarak bulunmuştur.

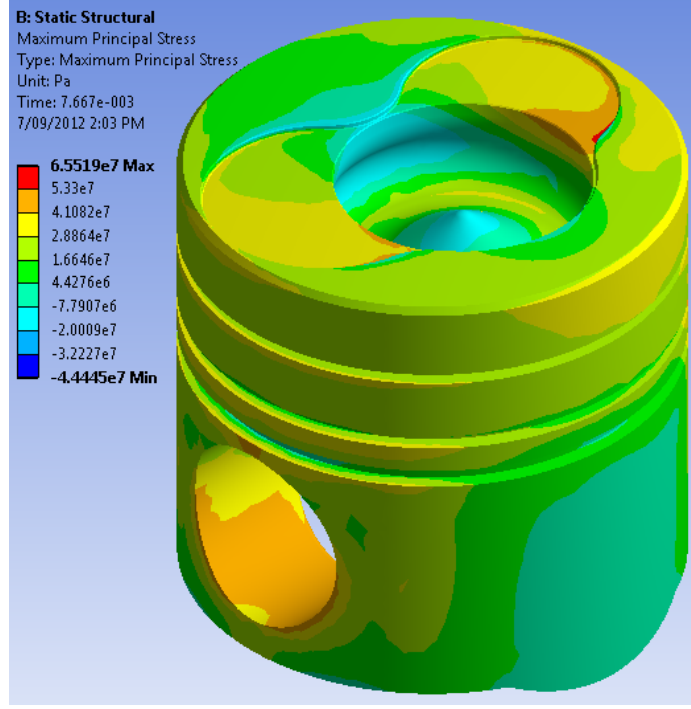
Kaplama uygulanmış pistonda maksimum basıncın oluştuğu andaki maksimum asal gerilimlerin dağılımı şekiller 6.16 ve 6.17’de gösterilmektedir. Bu durumda en yüksek asal gerilim piston alt yüzeyindeki yağ kanalının çevresinde oluşmakta olup yaklaşık 65.5 MPa büyüklüğündedir.



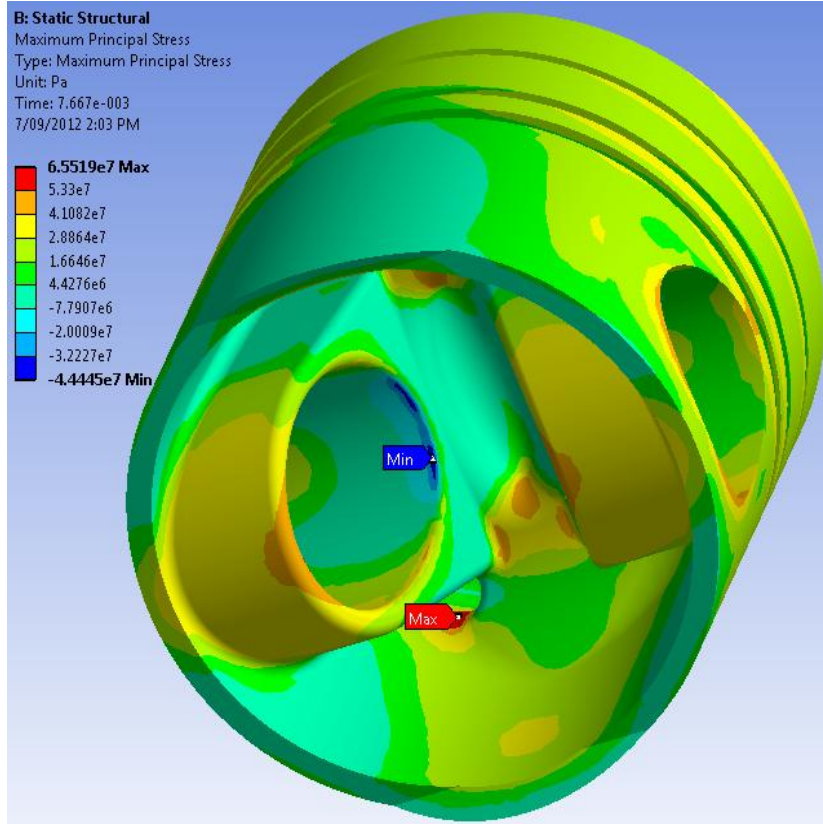
Şekil 6.14. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm



Şekil 6.15. Kaplama Uygulanmış Pistonda Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm



Şekil 6.16. Kaplama Uygulanmış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, İzometrik Görünüm



Şekil 6.17. Kaplama Uygulanmış Pistonda Maksimum Basınç Noktasında Oluşan Maksimum Asal Gerilimler, Alttan Görünüm

Mekanik analiz sonucunda kaplama uygulamasının oluşan gerilimler üzerindeki etkisinin düşük olduğu tespit edilmiştir. Piston üzerindeki en yüksek eşdeğer gerilim pim temas bölgesinin pistonu yakın bölgesinde oluşmakta, maksimum asal gerilim ise pim temas bölgesinin yatay yüzeylerinde en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. Basıncın maksimum olduğu andaki düşük asal gerilim sonucuna bakılarak pistonun ivmesinin, asal gerilimin düşmesini sağladığı düşünülmektedir. Ayatollahi vd'nin (2011) yaptığı çalışmada bulunan sonuçlarla benzer bir şekilde; pistonu en kritik bölgelerin pim temas yüzeyleri ve yağ kanalı girişi olduğu belirlenmiştir.

Yorulma analizi sonucunda kaplama uygulanmamış pistonun yorulma ömürleri şekil 6.18'de, kaplama uygulanmış pistonun yorulma ömürleri de şekil 6.19'da gösterilmektedir.

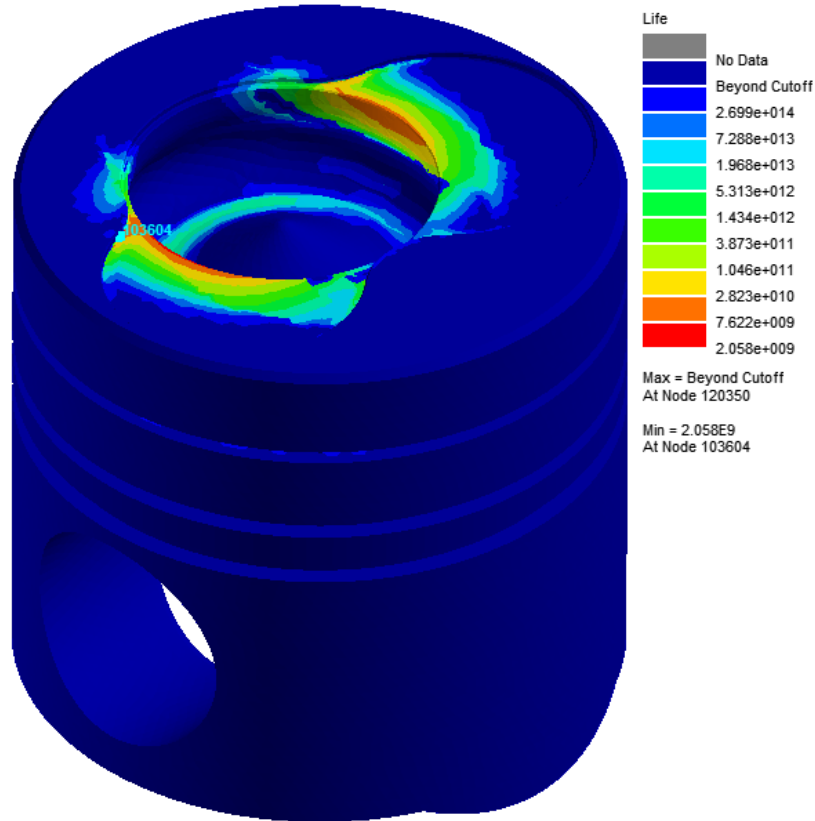
Kaplama uygulanmamış pistonu yorulmadan kaynaklı ilk hasarın  $2.058 \cdot 10^9$  çevrim sonrasında oluşacağı n görülmektedir. Bu evrim sayısı motorun sürekli olarak 4000 devirde çalıştığı düşünüldüğünde 17150 saate karşılık gelmektedir. Bu sonuçtan anlaşılabilmektedir ki motorun maksimum yük altında, maksimum güç ürettiği hızda, yaklaşık iki yıl çalışması sonrasında pistonu hasar oluşacaktır.

Kaplama uygulanmış pistonu yorulmadan kaynaklı ilk hasarın  $1.486 \cdot 10^9$  çevrim sonrasında oluşacağı n görülmektedir. Bu evrim sayısı motorun sürekli olarak 4000 devirde çalıştığı düşünüldüğünde 12383 saate karşılık gelmektedir.

Kaplama uygulamasından sonra pistonun yorulma ömrünün artan gerilimler ve sıcaklığa bağlı olarak düştüğü gözlemlenmiştir. Pistonu ilk yorulma deformasyonunun yanma yuvasının kenarlarında oluştuğu görülmektedir. Bu bölgedeki gerilimler, piston pim yuvası ya da yağ giriş kanalı blgelerindekinden daha düşük olmasına rağmen yanma yuvası kenarlarının daha yüksek sıcaklığa sahip olması bu bölgenin ömrünün azalmasına sebebiyet vermektedir. Piston dayanımının, termal bariyer kaplaması uygulaması sonrasında daha düşük çıkması ise Büyükkaya ve Cerit'in (2007) bulduğu sonuçlarla çelişmektedir. Bu çelişkinin daha önceden belirtildiği gibi, yanma odasında ki sıcaklık artışının bu

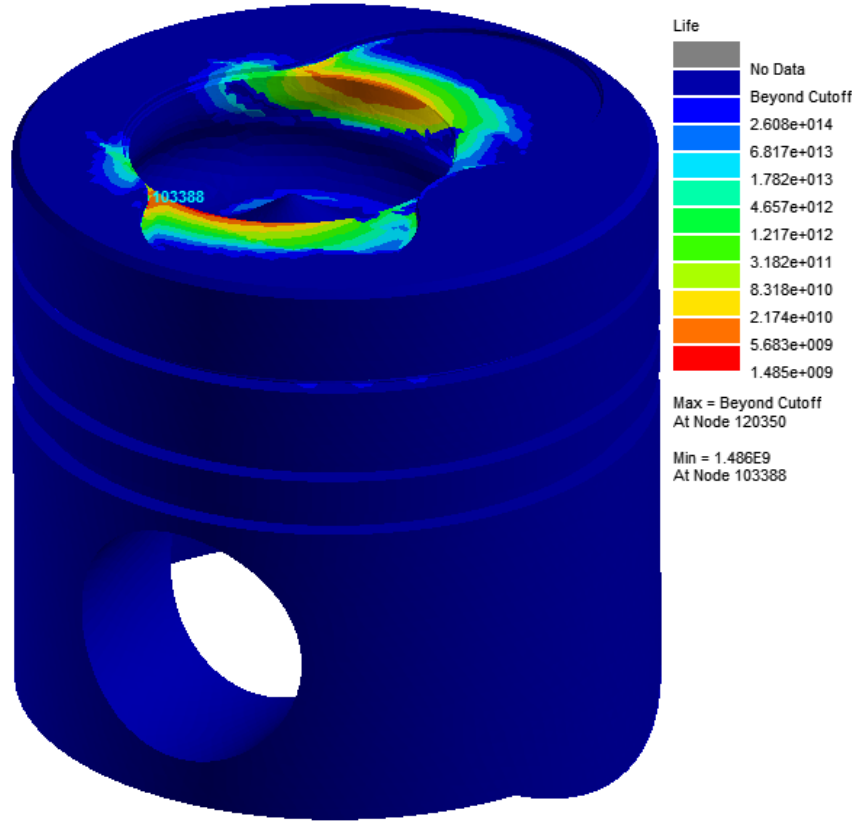
çalışmada göz ardı edilmemesi; ancak Büyükkaya ve Cerit'in (2007) çalışmasında göz ardı edilmesinden, kaynaklanmış olabileceği düşünülmektedir.

Beardsley (1997) yaptığı bir çalışmada, kalın termal bariyer kaplamalarının malzeme dayanımına ve yorulma ömrüne olan etkilerini incelemiştir. Bu çalışmada kaplama uygulanmış ve 800 °C yüzey sıcaklığına ulaşmış örneğin oda sıcaklığındaki örnekten daha yüksek yorulma ömrüne sahip olduğu belirlenmiştir. Bu etkinin kaplamanın sinterleme etkisinden kaynaklandığı düşünülmüştür (Beardsley, 1997). Bu tezde de benzer bir şekilde kaplama uygulanmış pistonun, kaplama katmanları da yorulma analizinde kullanılırsa yorulma ömrünün bu etkiyle artabileceği düşünülmektedir. Ancak kaplama malzemelerinin yorulma verilerinin teknikte bulunmaması nedeniyle, bu araştırmanın deneysel olarak yapılmasının daha uygun olacağı düşünülmektedir.



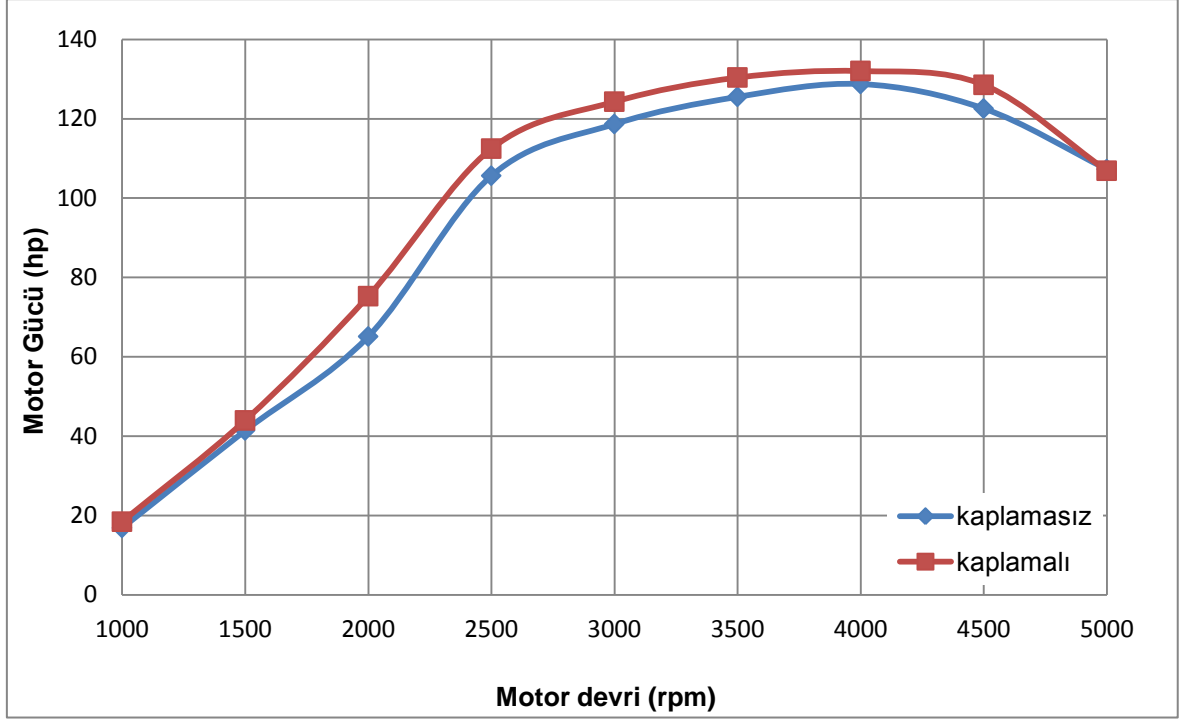
Şekil 6.18. Kaplama Uygulanmamış Pistonun Yorulma Ömrü, İzometrik Görünüm





Şekil 6.19. Kaplama Uygulanmış Pistonun Yorulma Ömrü, İzometrik Görünüm

Kaplama uygulamasından sonra motor verilerinde değişimler elde edilmiştir. Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki fren motor gücü değerleri şekil 6.20'de, yüzdelerik değişimler de çizelge 6.2'de yer almaktadır. Bu sonuçlardan, kaplama uygulamasından sonra motor gücünün yaklaşık ortalama %5.9 arttığı gözlemlenmiştir. Artışın turboşarjın devreye girdiği, dakikada 1500-2000 devir aralığında başladığı ve turboşarj baypas valfinin (wastegate) açıldığı 4500 devirden sonra azaldığı gözlemlenmektedir.

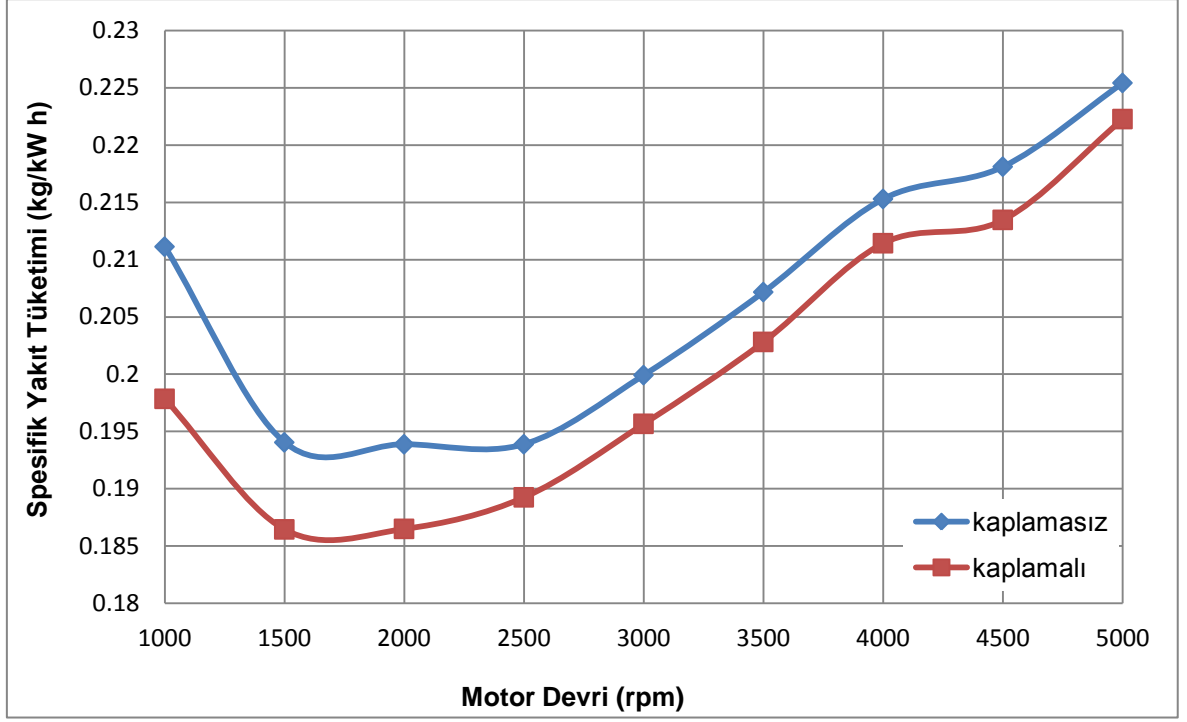


Şekil 6.20. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Gücü Değerleri

Çizelge 6.2. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Gücü Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motor Gücü (hp)	Kaplamalı Motor Gücü (hp)	Yüzdelerik Değişim (%)
1000	16.9	18.4	9.2
1500	41.4	44.0	6.1
2000	65.1	75.3	15.6
2500	105.6	112.5	6.5
3000	118.7	124.3	4.7
3500	125.5	130.4	3.9
4000	128.8	132.1	2.6
4500	122.6	128.6	4.9
5000	107.3	106.9	-0.4

Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki belirlenen fren spesifik yakıt tüketimi değerleri şekil 6.21’de, yüzdelerik değişimler de çizelge 6.3’te yer almaktadır. Buradaki sonuçlardan görülebileceği üzere kaplama uygulamasından sonra fren spesifik yakıt tüketiminin yaklaşık ortalama %2.9 düştüğü gözlemlenmiştir.



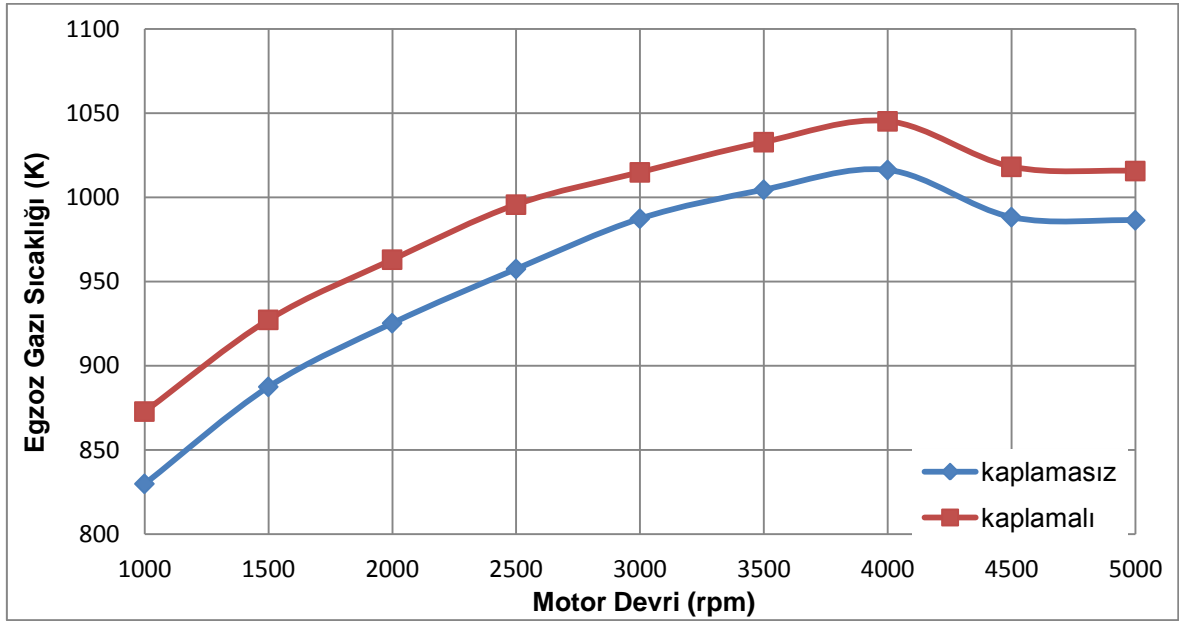
Şekil 6.21. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Fren Spesifik Yakıt Tüketimi Değerleri

Çizelge 6.3. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Spesifik Yakıt Tüketimi Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Spesifik Yakıt Tüketimi (kg/kW h)	Kaplamalı Motorun Spesifik Yakıt Tüketimi (kg/kW h)	Yüzdelerik Değişim (%)
1000	0.211	0.198	-6.3
1500	0.194	0.186	-3.9
2000	0.194	0.186	-3.8
2500	0.194	0.189	-2.4
3000	0.200	0.196	-2.1
3500	0.207	0.203	-2.1
4000	0.215	0.211	-1.8
4500	0.218	0.213	-2.1
5000	0.225	0.222	-1.4

Motor gücündeki artışa ve spesifik yakıt tüketimindeki düşüşe neden olan etkenler araştırılmıştır. Öncelikle yanma odasındaki sıcaklık artışıyla bağlantılı olan egzoz gazı sıcaklıkları incelenmiştir. Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki motor

çıkışındaki egzoz gazı sıcaklıkları şekil 6.22'de, yüzdelerik değişimler de çizelge 6.4'te yer almaktadır.



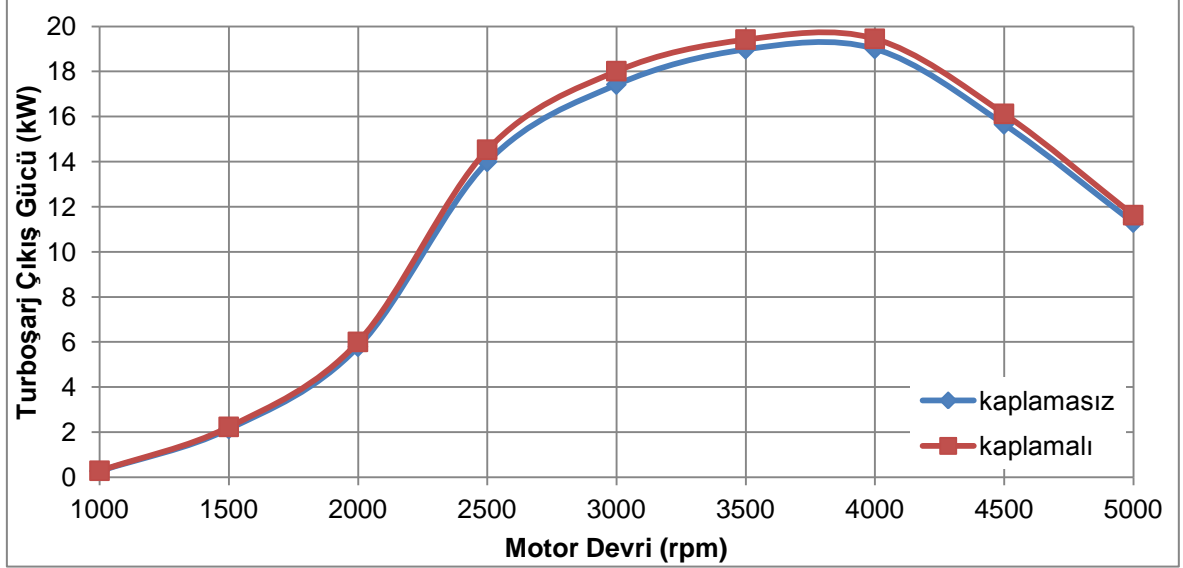
Şekil 6.22. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Çıkışındaki Egzoz Gazı Sıcaklıkları

Çizelge 6.4. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motor Çıkışındaki Egzoz Gazı Sıcaklıkları

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Egzoz Gazı Sıcaklıkları (K)	Kaplamalı Motorun Egzoz Gazı Sıcaklıkları (K)	Yüzdelerik Değişim (%)
1000	829.9	872.9	5.2
1500	887.6	927.3	4.5
2000	925.4	963.1	4.1
2500	957.5	995.8	4.0
3000	987.5	1015.0	2.8
3500	1004.6	1032.9	2.8
4000	1016.4	1045.3	2.8
4500	988.3	1018.3	3.0
5000	986.5	1015.7	3.0

Egzoz gazındaki sıcaklık artışına bağlı olarak turboşarjdan elde edilen güç oranlarındaki artış kontrol edilmiş olup kaplama uygulamasından önceki ve sonraki

turboşarj çıkış gücü şekil 6.23'te, yüzdelik değişimler de çizelge 6.5'de yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra turboşarj çıkış gücünün yaklaşık ortalama %3,4 arttığı gözlemlenmiştir.

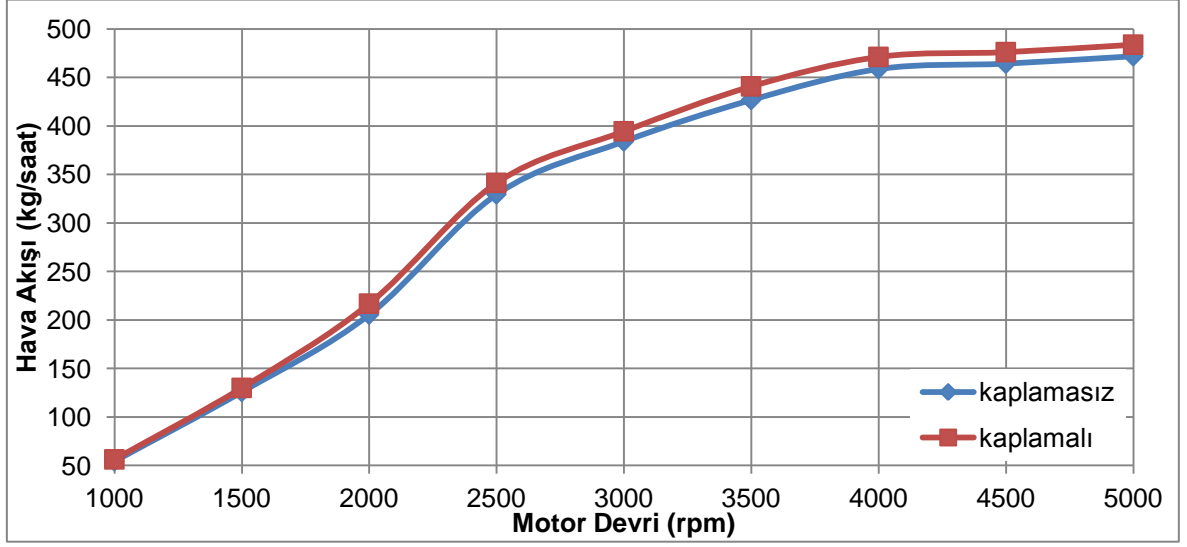


Şekil 6.23. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Turboşarjdan Elde Edilen Güç

Çizelge 6.5. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Turboşarjdan Elde Edilen Güç Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Turboşarj Çıkış Gücü (kW)	Kaplamalı Motorun Turboşarj Çıkış Gücü (kW)	Yüzdelik Değişim (%)
1000	0.27	0.28	5.07
1500	2.14	2.23	4.12
2000	5.79	6.00	3.67
2500	13.99	14.53	3.84
3000	17.42	18.01	3.41
3500	18.99	19.42	2.27
4000	19.00	19.45	2.35
4500	15.65	16.12	2.97
5000	11.29	11.63	2.93

Turboşarjdan elde edilen güç kompresöre aktarılmaktadır. Kaplama uygulamasından sonraki güç artışı kompresöre doğrudan aktarılarak motora daha fazla hava alınması sağlanmıştır. Motora sağlanan hava akışının kaplama öncesindeki ve sonrasındaki değerleri şekil 6.24'te, yüzdelik değişimler de çizelge 6.6'da yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra motora alınan hava akışının yaklaşık ortalama %3,3 arttığı gözlemlenmiştir.

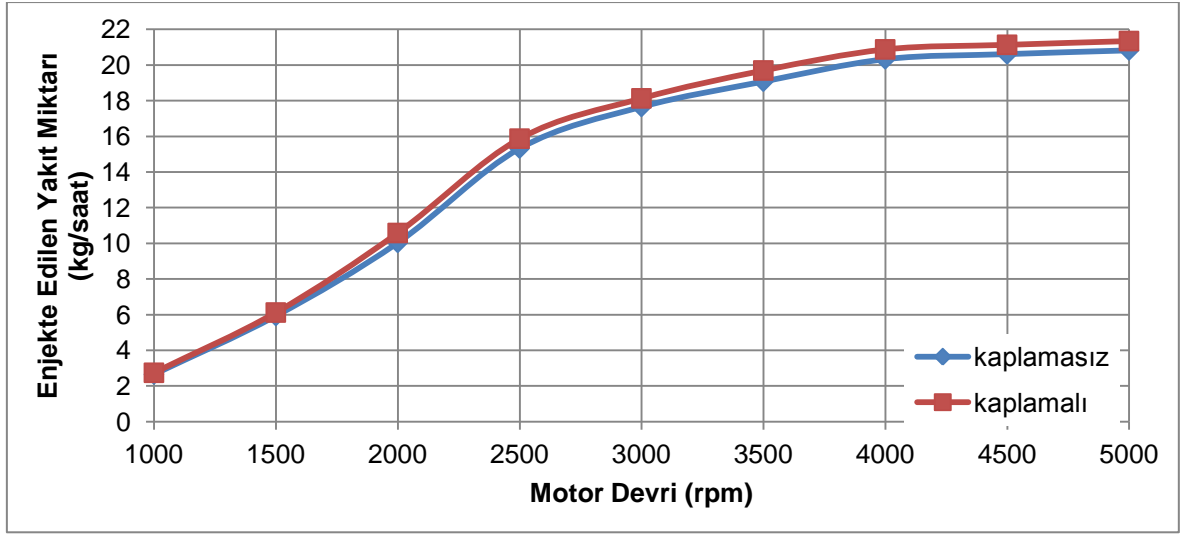


Şekil 6.24. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motora Sağlanan Hava Akışı

Çizelge 6.6. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Motora Sağlanan Hava Akışı Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kapsız Motora Sağlanan Hava Akışı (kg/saat)	Kapsız Motora Sağlanan Hava Akışı (kg/saat)	Yüzdelik Değişim (%)
1000	54.51	56.40	3.47
1500	126.03	130.08	3.21
2000	205.65	216.93	5.48
2500	329.60	341.45	3.59
3000	384.20	394.59	2.70
3500	426.90	440.91	3.28
4000	458.79	471.27	2.72
4500	464.36	476.21	2.55
5000	471.98	483.88	2.52

Kaplama uygulanmış ve uygulanmamış motor modellerinde her devir için önceden belirlenmiş, sabit yakıt hava oranları kullanılmaktadır. Sabit yakıt hava oranının sağlanabilmesi için, enjekte edilen yakıt miktarının motora alınan hava miktarıyla paralel olarak değişmesi gerekmektedir. Motora enjekte edilen yakıt miktarının kaplama öncesindeki ve sonrasındaki değerleri şekil 6.25’de, yüzdelerdeki değişimler de çizelge 6.7’de yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra enjekte edilen yakıt miktarının, hava miktarındaki artışla aynı oranda, yaklaşık ortalama %3,3 arttığı gözlemlenmiştir.



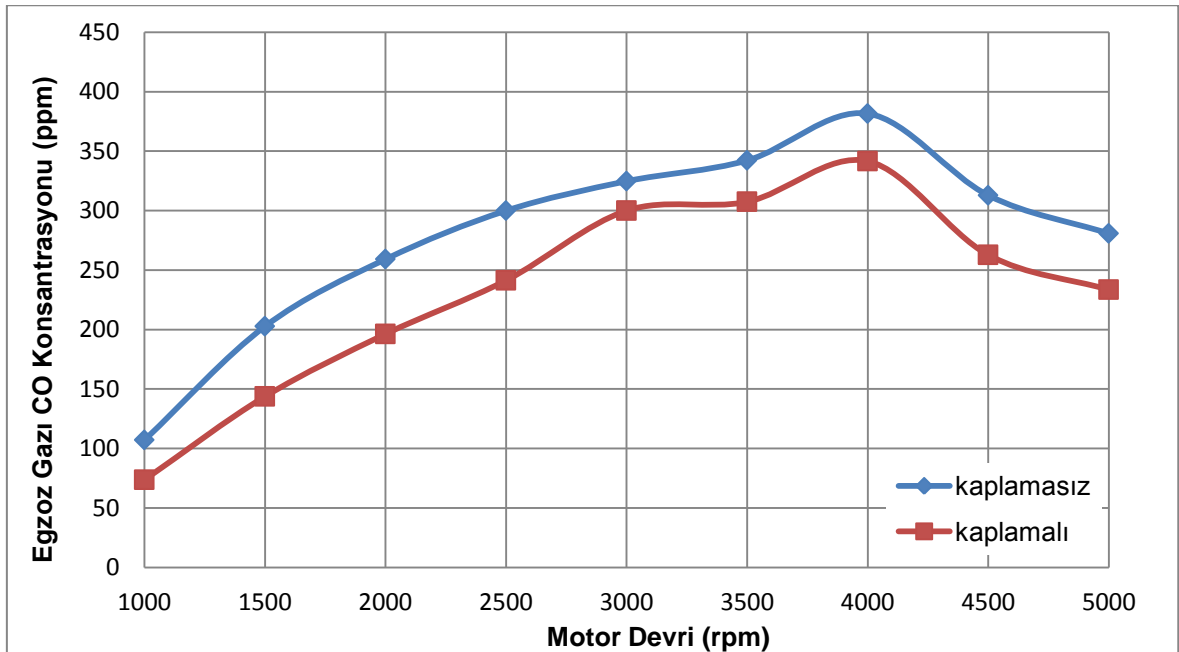
Şekil 6.25. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Enjekte Edilen Yakıt Miktarı

Çizelge 6.7. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Enjekte Edilen Yakıt Miktarı

Motor Devri (rpm)	Enjekte Edilen Yakıt Miktarı (kg/saat)	Enjekte Edilen Yakıt Miktarı (kg/saat)	Yüzdelerdeki Değişim (%)
1000	2.65	2.74	3.47
1500	5.93	6.12	3.21
2000	10.03	10.58	5.48
2500	15.32	15.87	3.59
3000	17.66	18.13	2.70
3500	19.07	19.70	3.28
4000	20.33	20.88	2.72
4500	20.61	21.14	2.55
5000	20.82	21.35	2.52

Yapılan analizler sonucunda, termal bariyer kaplaması uygulamasından artan egzoz gazı sıcaklığına bağlı olarak, turboşarjdan %3,4 daha fazla güç elde edildiği, bu güç artışının motora alınan hava miktarında %3,3 seviyesinde bir artışa neden olduğu, enjekte edilen yakıt miktarının motora alınan hava miktarıyla aynı oranda yani %3,3 arttığı tespit edilmiştir. Bu verilerin ışığında, termal bariyer kaplamasının motor gücündeki %5,9 oranındaki artışı ve spesifik yakıt tüketimindeki %2,9 oranındaki düşüşü sağlarken daha yüksek miktarda yakıt tüketimine neden olduğu ve daha verimli yanma sağladığı gözlemlenmektedir. Bu veriler motor efektif veriminin yükseldiğini göstermektedir. Bu veriler; Chan ve Khor (2000) tarafından belirtilen termal bariyer kaplamasının spesifik yakıt tüketiminde %6'ya kadar iyileştirme sağlaması, Uzun et al. (1999)'ın belirttiği termal bariyer kaplamasının efektif verimin %2 oranında artmasını sağlaması, Parlak et al.'ın (2005) belirttiği termal bariyer kaplamasının fren spesifik yakıt tüketimini %1 ila %6 düşürmesi ile benzer sonuçlara işaret etmektedir.

Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki CO emisyon değerleri şekil 6.26'da, yüzdelik değişimler de çizelge 6.8'de yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra CO konsantrasyonunun, yaklaşık ortalama %18,4 düştüğü gözlemlenmiştir.



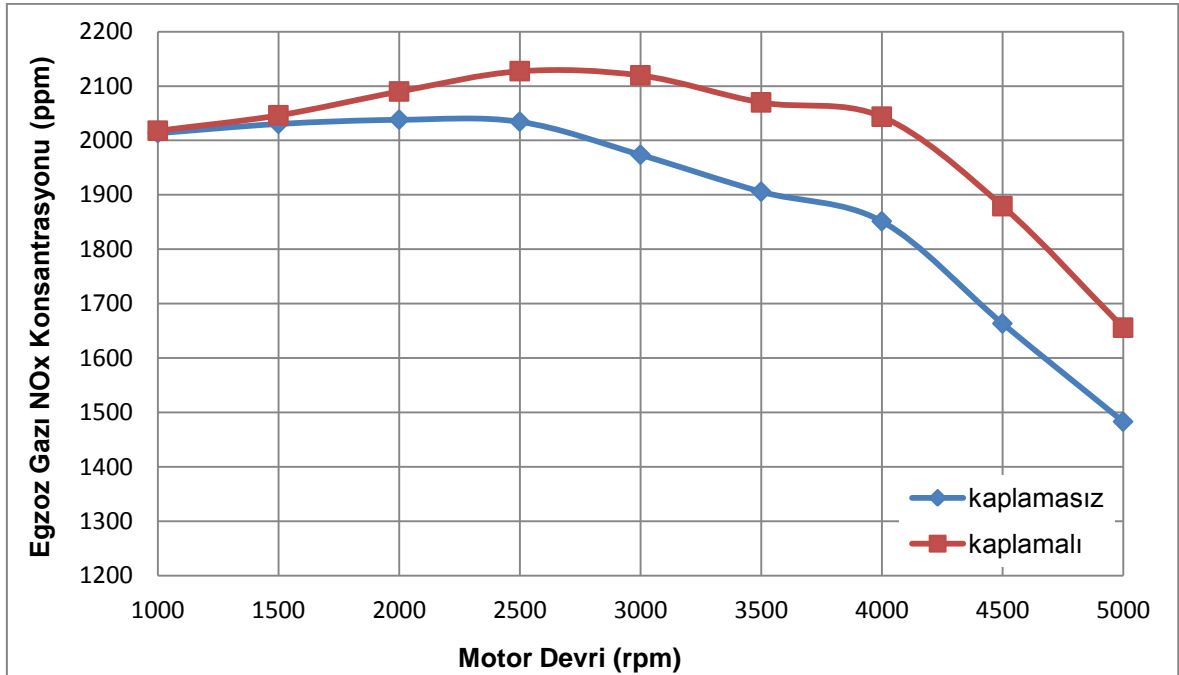
Şekil 6.26. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki CO Emisyon Değerleri



Çizelge 6.8. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki CO Emisyon Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Egzoz Gazı CO Konsantrasyonu (ppm)	Kaplamalı Motorun Egzoz Gazı CO Konsantrasyonu (ppm)	Yüzdelerik Değişim (%)
1000	107.1	73.7	-31.2
1500	202.8	143.8	-29.1
2000	259.2	196.3	-24.3
2500	300.0	241.4	-19.6
3000	324.8	300.0	-7.6
3500	342.2	307.5	-10.2
4000	381.6	341.6	-10.5
4500	312.9	262.8	-16.0
5000	280.8	233.6	-16.8

Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki NO<sub>x</sub> emisyon değerleri şekil 6.27’de, yüzdelerik değişimler de çizelge 6.9’da yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra NO<sub>x</sub> konsantrasyonunun, yaklaşık ortalama %6,6 arttığı gözlemlenmiştir.

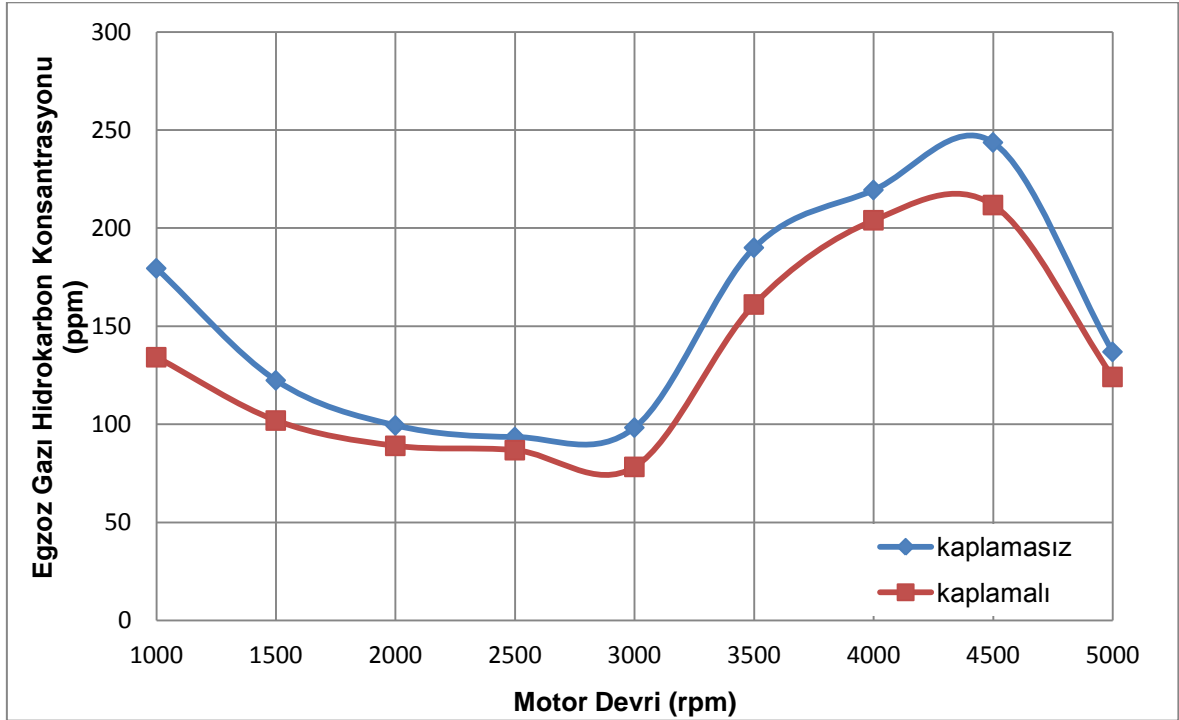


Şekil 6.27. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki NO<sub>x</sub> Emisyon Değerleri

Çizelge 6.9. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki NO<sub>x</sub> Emisyon Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Egzoz Gazı NO <sub>x</sub> Konsantrasyonu (ppm)	Kaplamalı Motorun Egzoz Gazı NO <sub>x</sub> Konsantrasyonu (ppm)	Yüzdelerik Değişim (%)
1000	2013.6	2017.8	0.2
1500	2030.5	2046.2	0.8
2000	2038.2	2089.9	2.5
2500	2034.5	2127.3	4.6
3000	1973.7	2119.6	7.4
3500	1905.8	2070.0	8.6
4000	1851.3	2043.6	10.4
4500	1663.4	1879.1	13.0
5000	1483.0	1655.7	11.7

Kaplama uygulamasından önceki ve sonraki yanmamış yakıt bir başka deyişle hidrokarbon emisyon değerleri şekil 6.28'de, yüzdelerik değişimler de çizelge 6.10'da yer almaktadır. Veriler incelendiğinde kaplama uygulamasından sonra HC konsantrasyonunun, yaklaşık ortalama %13,8 azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 6.28. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Hidrokarbon Emisyon Değerleri

Çizelge 6.10. Kaplama Uygulamasından Önceki ve Sonraki Hidrokarbon Emisyon Değerleri

Motor Devri (rpm)	Kaplamasız Motorun Egzoz Gazı HC Konsantrasyonu (ppm)	Kaplamalı Motorun Egzoz Gazı HC Konsantrasyonu (ppm)	Yüzdellik Değişim (%)
1000	179.5	134.1	-25.2
1500	122.4	101.9	-16.7
2000	99.4	89.0	-10.5
2500	93.5	86.8	-7.2
3000	98.3	78.3	-20.4
3500	190.0	161.1	-15.2
4000	219.4	204.1	-7.0
4500	243.7	211.8	-13.1
5000	136.9	124.1	-9.4

Analizler sonucunda elde edilen emisyon verileri incelendiğinde CO konsantrasyonunun yaklaşık %18,4 düştüğü, NOx konsantrasyonunun, yaklaşık ortalama %6,6 arttığı ve HC konsantrasyonunun, yaklaşık ortalama %13,8 azaldığı gözlemlenmiştir. Ciniviz et al. (2008) yaptıkları bir çalışmada termal bariyer kaplaması uygulanmış motorun, standart motordan %9,2 daha düşük CO emisyonu sağladığı ve %10 daha yüksek NOx emisyonuna sebebiyet verdiği belirtilmiştir. Uzun et al.'ın (1999) çalışmalarında ise termal bariyer kaplaması uygulanmış motorun CO emisyonunun %30 ila %40 aralığında azaldığı, HC emisyonunun %40 azaldığı ve NOx emisyonunun arttığı belirtilmiştir. Bu çalışmalarda bulunan sonuçlarla bu tezde yapılan analizlerden elde edilen veriler uyumludur.

## 6.2. Genel Sonuçlar

Bu tezde, daha önceki çalışmalardan farklı olarak, yanma odasındaki sıcaklık artışı göz önüne alınmıştır. Bunun sonucunda termal bariyer kaplamasının piston sıcaklığı, mekanik mukavemeti, yorulma ömrü gibi değerler üzerinde olumlu etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Öyle ki kaplama öncesindeki yüzey sıcaklığının az da olsa daha düşük olduğu bulunmuştur.

Kaplama uygulamasından sonra yanma odasının ortalama sıcaklığı 905 K'den 956 K'e çıkmıştır. Sınır koşullarındaki 51 K olan artışı, kaplama sayesinde, piston yüzeyinde yaklaşık 9 C artışa neden olduğu görülmüştür. 9 C sıcaklık farkı yüksek olmasa da piston malzemesinin yüksek sıcaklıklarda mukavemeti oldukça düştüğü için, piston ömrünü olumsuz etkilemektedir. Kaplama malzemesinin yorulma verileri kullanılarak yeni bir analiz yapıldığında ve bu çalışma deneysel olarak desteklendiğinde daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilecektir.

Kaplama uygulanmadan önce ve uygulandıktan sonraki yorulma ömrü incelendiğinde ilk deformasyonun maksimum gerilimin olduğu noktada ya da maksimum sıcaklığın olduğu noktada gerçekleşmediği görülmektedir. İlk yorulma deformasyonu piston çukurunun st kenarlarında oluşmaktadır.

Termal bariyer kaplamasının piston sıcaklığının düşürülmesinden ziyade yanmanın veriminin artmasına olanak sağladığı görülmüştür. Bu değişim düşen hidrokarbon ve CO emisyon miktarlarından da anlaşılabilir. Daha verimli gerçekleşen yanma sayesinde kaplama sonrasında daha düşük spesifik yakıt tüketimi değerleri ve daha yüksek motor gücü elde edilmiştir.

Motor ıkışıındaki egzoz sıcaklığındaki artış turbo beslemenin gücünün artmasına neden olmaktadır. Bu artışla daha fazla hava motora aktarılabilir. Yakıt hava oranı sabit tutulduğunda bu artış toplam miktar olarak daha fazla yakıt tüketilmesine neden olsa da motorun spesifik yakıt tüketimi düşmektedir.

Yanma odasını vreleyen silindir duvarlarının, silindir kapağının ve valflerin yanma odasına bakan yüzeylerin termal bariyer kaplaması ile kaplanması ise,

yanma odası sıcaklıklarının daha fazla yükselmesine ve daha yüksek verim artışının elde edilebilmesine yardımcı olacağı düşünülmektedir. Bu bileşenlerin de termal bariyer kaplaması ile kaplanılarak bir analizin gerçekleştirilmesi ve bu tezde bulunan verilerle karşılaştırılarak etkilerin değerlendirilmesinin tekniğin bilinen durumuna yararlı olacağı düşünülmektedir.

Termal analiz sonucunda kullanılan kaplama malzemelerinin termal genleşme katsayılarının birbirine uygun olması büyük önem göstermektedir. Bu seçim yapılırken yakın genleşme katsayılarına sahip malzemelerden ziyade malzemelerin erişeceği denge sıcaklığı ve bu sıcaklıklardaki genleşme miktarları göz önüne alınmalıdır. Kaplama malzemelerinin ve piston malzemesinin genleşme katsayılarının arasındaki farkın yüksek olması durumunda, katmanların arasındaki bağlar bozularak kaplama işlevini yitirecektir. Bu tezde kullanılan malzemelerden en yüksek sıcaklıktaki  $MgZrO_3$  katmanının ısı genleşme katsayısı en düşük, en düşük sıcaklığa sahip olan piston malzemesinin ısı genleşme katsayısı en yüksektir. Bu tezde yapılan analizlerde kaplamanın bozulması gibi bir sorunla karşılaşılmamıştır.

Termal bariyer kaplamasının CO emisyonlarında ortalama %18 ve hidrokarbon emisyonlarında ortalama %14 azalma sağladığı; ancak artan yanma odası sıcaklığı nedeniyle  $NO_x$  emisyonunun ortalama %6 artmasına neden olduğu saptanmıştır. Daha önce yapılmış olan çalışmalarda  $NO_x$  emisyonundaki artışın yakıt enjeksiyon zamanı değiştirilerek düşürülebileceği bulunmuştur (Büyükkaya, 2006).

Bu tezden sonra yapılacak çalışmalar için aşağıdaki öneriler de bulunulabilir:

- Termal bariyer kaplaması uygulanmış ve uygulanmamış pistonlar, motor içinde maruz kalacaklarına benzer nitelikte çeşitli yüklere tabi tutularak yorulma ömürleri incelenebilir.
- Farklı piston ve kaplama malzemeleri kullanılarak, malzemelerin özelliklerinin sonuçlara etkileri araştırılabilir.
- Bu tezde pistonun yanma odasına bakan tüm yüzeyleri için aynı sınır koşulları kullanılmıştır; ancak teknikte bilinmektedir ki alevin ilk ulaştığı yüzeyler diğer yüzeylerden daha yüksek bir ısı akısına maruz kalmaktadır.

Yanma yuvasının yüzeylerinin ile pistonun üst yüzeyinin alevin yanma odası içerisindeki ilerleyişi düşünülerek bölgelere ayrılması, bu bölgeler için farklı sınır koşulları tanımlanması yapılan analizin gerçeğe yakınlığını artıracaktır.

## KAYNAKLAR

- Al-Beirut, A., Al-Quraishi B., Ezzulddinyousif I., 2009, Thermal Effects on Diesel Engine Piston and Piston Compression Rings, Eng. & Tech. Journal, Vol. 27, No.8, pp. 1444-1454.
- Annand, W. J. D., 1963, Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol 177, pp. 973-996.
- Arıkan, S. M. A., 2005, Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara, s. 1-11.
- Ayatollahi, M. R., Mohammadi, F., Chamani, H. R., Thermo-Mechanical Fatigue Life Assessment of a Diesel Engine Piston, International Journal of Automotive Engineering, Vol. 1, pp. 256-266.
- Beadsley, M. B., 1997, Thick thermal barrier coatings for diesel engines, Journal of Thermal Spray Technology, Vol. 6, pp.181-186.
- Büyükkaya, E., Cerit, M., Engin T., 2006, Effects of thermal barrier coating on gas emissions and performance of a LHR engine with different injection timings and valve adjustments, Energy Conversion and Management, 47, pp. 1298–1310.
- Büyükkaya, E., Cerit, M., 2007, Thermal analysis of a ceramic coating diesel engine piston using 3-D finite element method, Surface & Coatings Technology, Vol. 202, pp. 398–402.
- Chan, S. H., Khor, K. A., 2000, The effect of thermal barrier coated piston crown on engine characteristics, Journal of materials engineering and performance, Vol. 9, pp. 103-109.
- Chen, S. K., Flynn P. F., 1965, Development of Single Cylinder Compression Ignition Research Engine, SAE Paper 650733.
- Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., Norris, M., 1993, An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines, SAE Paper 932708.
- Ciniviz, M., Haşimoğlu, C., Şahin, F., Salman, M. S., 2008, Impact of thermal barrier coating application on the performance and emissions of a turbocharged diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222/12, pp. 2447-2455.
- Cruse, T.A., Johnsen B.P., Nagy A., 1997, Mechanical Properties Testing and Results for Thermal Barrier Coatings, Journal of Thermal Spray Technology, Vol. 6, pp. 57-66.

- Fenimore, C. P., 1970, Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 13, 373.
- Haibach, E., 2003, Analytical stress assessment of components in mechanical engineering, FKM Guideline, Fifth edition, VDMA, Frankfurt.
- Hazar, H., Öner, C., 2004, İçten Yanmalı Motorlarda Seramik Kaplamanın Motor Performansına Etkisi, Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları, 36-38.
- Hejwowski, T., Weronki, A., 2002, The effect of thermal barrier coatings on diesel engine performance, Vacuum , Vol. 65, pp. 427–432.
- Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Inc., New York, 930p.
- Hohenberg, G., 1979, Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, SAE Paper 790825.
- İnal, M. K., 2005, Thermal Loading and Surface Temperature Analysis of the Piston of a Small HSDI Diesel Engine, doctor of philosophy dissertation, Michigan Technological University, Michigan, pp 4-5.
- Incropera, F. P., DeWitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S., 2007, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition, John Wiley and Sons, New York. 1024p.
- Kaufman, J. G., 2008, Properties of Aluminum Alloys: Fatigue Data and Effects of Temperature, Product Form, and Processing, ASM International, pp . 161-164.
- Kays, W.M., 2004, Convective Heat and Mass Transfer, Fourth edition, McGraw-Hill Inc., New York, 576p.
- Morel, T., Keribar R., 1986, Heat Radiation in D.I. Diesel Engines, SAE Paper 860445.
- Newhall, H. K., 1968, Kinetics of Engine-Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide, Proceedings of 12th international Symposium on Combustion, pp. 603-613.
- Panayi, A. P., 2006, Piston Design and Analysis: Parametrized and Complete Finite Element Analysis Approach for the Assessment of Piston Performance, master of science thesis, Michigan State University, Michigan, pp. 1-7.
- Parlak, A., Yaşar, H., Eldoğan, O., 2005, The effect of thermal barrier coating on a turbo-charged Diesel engine performance and exergy potential of the exhaust gas, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 489-499.



- Pierz, P. M., 1993, Thermal barrier coating development for diesel engine aluminum pistons, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 61, pp. 60-66.
- Rakopoulos, Giakoumis, 2009, *Diesel Engine Transient Operation Principles of Operation and Simulation Analysis*, Springer-Verlag, London, pp. 1-22, 38-43, 51-59, 308-311.
- Ricardo Wave, 2007, Help Documentation.
- Sulzer Metco, 2011, Magnesia-Stabilized Zirconium Oxide Thermal Spray Powders Material Product Data Sheet.
- Sulzer Metco, 2011, Nickel Chromium – Aluminum Thermal Spray Powders Material Product Data Sheet.
- Taymaz, I., Çakır, K., Mimaroğlu, A., 2005, Experimental study of effective efficiency in a ceramic coated diesel engine, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 200, pp. 1182-1185.
- Uzun, A., Çevik, İ., Akçil, M., 1999, Effects of thermal barrier coating on a turbocharged diesel engine performance, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 116-119, pp. 505-507.
- Yonushonis, T.M., 1997, Overview of Thermal Barrier Coatings in Diesel Engines, *Journal of Thermal Spray Technology*, Vol. 6, pp. 50-56.
- Watson, N., Pilley A. D., Marzouk M., 1980, A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation, SAE Paper 800029.
- Woschni, G., 1967, Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper, 670931.
- Woschni, G., 1979, Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the piston of a High Speed Diesel Engine by evaluation of Measured Temperature Distribution, SAE Paper 790834.

## EKLER

### EK 1. COND Programı için Hazırlanan Giriş Dosyası

<b>TITLE</b>	! Başlık
Baran Varol MSc 1.9 TDI	
<b>FLAGS</b>	
1 0	! Motor Tipi, İşlem Modu
<b>ENGINE</b>	! Motor Özellikleri
0.0795 .0955 .144 .0 19	! Silindir Çapı, Strok, Biyel kolu uzunluğu,Pim ofseti,sıkıştırma oranı
<b>PISTON</b>	! Piston Özellikleri
0.046 0.040 -.013 0.002 0. .001	! Yanma yuvası çapı, Yanma yuvası ağzının çapı, yanma yuvası derinliği, yanma yuvası ofseti, piston silindir başlığı arasındaki min. mesafe
0.095 .035 0.005	! Piston uzunluğu, Etek uzunluğu, Etek kalınlığı
138 2.278E+6	! Pistonun ısı iletim katsayısı, ısı kapasitesi
<b>RINGS &amp; INTERFACE</b>	! Segman Özellikleri
3	! Segman sayısı
1 .023 .002 .004 28. 3.6E+6 10000.	! Sıra, Yükseklik, kalınlık, çapsal kalınlık, oyuk çapı, ısı iletim katsayısı, ısı kapasite, temas ısı iletim katsayısı
2 .037 .0022 .004 28. 3.6E+6 10000.	! Sıra, Yükseklik, kalınlık, çapsal kalınlık, oyuk çapı, ısı iletim katsayısı, ısı kapasite, temas ısı iletim katsayısı
3 .048 .0025 .004 28. 3.6E+6 10000.	! Sıra, Yükseklik, kalınlık, çapsal kalınlık, ısı iletim katsayısı, ısı kapasite, temas ısı iletim katsayısı
<b>HEAD</b>	! Silindir Başlığı Özellikleri
.020 .045 50. 3.6E+6	! Silindir başlığının min. kalınlığı, max kalınlığı, ısı iletim katsayısı, ısı kapasitesi
<b>VALVES</b>	! Valf Özellikleri
1 1	! Giriş valfi sayısı, Egzoz valfi sayısı
22. 22. 4.0E+6 4.0E+6	! Giriş valfinin ısı iletim katsayısı, ısı kapasitesi, egzoz valfinin ısı iletim katsayısı, ısı kapasitesi
5000. 600.	! Valf yuvası ve valf yolu temas ısı iletim katsayıları
.035 .003 -.02 .02 0.0330	! Giriş valfi ısı transfer yüzeyi çapı, kalınlığı, x koordinatı, y koordinatı, çapı
.031 .003 .021 -.021 0.029	! Egzoz valfi ısı transfer yüzeyi çapı, kalınlığı, x koordinatı, y koordinatı, çapı
<b>PORTS</b>	! Bağlantı Özellikleri
.036 .006	! Giriş manifoldu bağlantısının ağız çapı, kalınlığı
.032 .008	! Egzoz manifoldu bağlantısının ağız çapı, kalınlığı
<b>INSULATION</b>	! Yalıtım Özellikleri
# KALINLIK İLETKENLİK ISIL KAPASİTE	! YÜZEY NUMARASI VE TANIMI
1 .00015 16.1 6.013E+06	! 1 Yanma yuvası alt yüzeyi
2 .00035 .80 3.64E+06	! 1 Yanma yuvası alt yüzeyi
3 .00015 16.1 6.013E+06	! 2 Yanma yuvası duvarı
4 .00035 .80 3.64E+06	! 2 Yanma yuvası duvarı
5 .00015 16.1 6.013E+06	! 3 Piston üst yüzeyi
6 .00035 .80 3.64E+06	! 3 Piston üst yüzeyi
<b>END</b>	

## EK 2. Motor Modelinde Yer Alan Rakamların Karşılık Geldiği Birimler

### **Hava Giriş Bölümü**

#### Hava Kanalları

735, 736, 737, 739, 740

#### Y bağlantıları

509, 510

#### Bağlantılar

116, 117, 118

#### Hava Filtresi

7038

### **Kompresör**

#### Kompresör Ünitesi

901

#### Kompresör Giriş Kanalı

735

#### Kompresör Çıkış Kanalı

734

### **Ara Soğutucu**

#### Giriş kanalı

734

#### Çıkış Kanalı

duct1

#### Ara Soğutucu Ünitesi

831

#### Bağlantılar

531, 532

### **Giriş Manifoldu**

#### Hava Kanalları

Duct1, 7001, 7002,

7003, 7004, 701, 702,

703, 704, 711, 712, 713,

714, 721, 722, 723, 724,

731, 732, 733

#### Y Bağlantıları

505, 506, 507, 508

#### Bağlantılar

111, 112, 113, 114, 101,

102, 103, 104, 501, 502,

503, 504

### **Silindirler**

401, 402, 403, 404

### **Enjektörler**

1, 2, 3, 4

### **Egzoz Manifoldu**

#### Hava Kanalları

7501, 7502, 7503, 7504,

751, 752, 753, 754, 761,

762, 763, 764, 771, 772,

773, 774, 7740

#### Y Bağlantıları

809

#### Bağlantılar

151, 152, 153, 154, 161,

162, 163, 164, 551, 552,

553, 554

### **Turboşarj**

#### Turboşarj Ünitesi

909

#### Turboşarj Giriş Kanalı

7740

#### Turboşarj Çıkış Kanalı

7750

### **Egzoz Grubu**

#### Hava Kanalları

775, 777, 778, 779, 780,

782, 783, 784, 785, 786,

787, 788, 789, 791

#### Susturucular

7581, 7592, 7593, 7594,

7595, 7596, 7597

#### Y Bağlantıları

558, 559, 560, 561, 562,

563, 564, 565, 566, 567,

568, 569, 570

#### Bağlantılar

165, 166, 171, 172, 173,

174, 176

### **Atmosferik hava**

301, 351

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Baran VAROL

Doğum Yeri : Ankara

Doğum Yılı : 1987

Medeni Hali : Evli

### Eğitim ve Akademik Durumu

Lise : Ankara Atatürk Lisesi, 2001-2004

Lisans : Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
2004-2009

### Yabancı Dil

İngilizce : Çok İyi

Toefl IBT puanı: 105

### İş Tecrübesi

Firma Adı : Ankara Patent Bürosu, 06/2009 - 03/2011

Firma Adı : Ka. Ahi Enerji, 03/2011 – 08/2011