

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTOR PİSTONUNUN SONLU ELAMANLAR YÖNTEMİ İLE
YAPISAL VE TERMAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut CANVAR

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

AĞUSTOS 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTOR PİSTONUNUN SONLU ELAMANLAR YÖNTEMİ İLE
YAPISAL VE TERMAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut CANVAR

(503071219)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Eylül 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 19 Eylül 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hikmet KOCABAŞ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Ferhat DİKMEN (YTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)

AĞUSTOS 2011

ÖNSÖZ

Bu çalışmaya başlamamı sağlayan ve çalışma boyunca bilgi ve desteklerini esirgemeyen Dr. Serhat ERPOLAT ve Demirhan MANAV' a teşekkür ederim. Ayrıca çalışma esnasında yanma ile alakalı bütün sorularımı içtenlikle yanıtlayan Cengizhan CENGİZ' e teşekkürlerimi sunarım.

Ağustos 2011

Umut CANVAR

(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	i
KISALTMALAR	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1.GİRİŞ	1
1.1 Piston Dayanımı	1
1.1.1 Piston sıcaklık analizi	2
1.1.2 Piston ikincil hareket analizi.....	6
1.1.3 Piston yorulma analizi	8
1.2 Literatür Araştırması	9
1.2.1 Literatürdeki piston ile ilgili ısı transferi modelleri.....	9
1.2.2 Literatürdeki piston ile ilgili dayanım modelleri	12
2. DİZEL MOTOR PİSTONLARI	14
2.1 Pistonun Yapısı.....	15
2.1.1 Segman kanalları	16
2.1.2 Piston eteği.....	18
2.1.3 Piston boyu	19
2.1.4 Piston üst yüzeyinin şekli ve et kalınlığı	20
2.1.5 Piston geometrisi	22
2.2 Piston Malzemesi.....	25
2.3 Piston Sıcaklık Dağılımı.....	34
2.4 Piston Genleşmesi	37
2.5 Piston Isı Kontrolü.....	38
2.6 Pistona Etki Eden Kuvvetler	41

2.6.1 Gaz kuvvetleri.....	42
2.6.2 Atalet kuvvetleri.....	44
3. YAPISAL VE TERMOMEKANİK YORULMA ANALİZLERİ İÇİN MODELLERİN İNCELENMESİ.....	47
3.1 Termomekanik Yorulma Mekanizmaları ve Modellemeleri	47
3.1.1 Yorulma mekanizmaları.....	49
3.1.2 Oksidasyon mekanizmaları.....	50
3.1.3 Sürünme mekanizmaları	51
3.1.4 Yorulma hasar modeli.....	51
3.1.5 Oksidasyon hasar modeli	52
3.1.6 Sürünme hasarı.....	52
3.1.7 Bünye denklemi modeli	53
3.2 Basitleştirilmiş Malzeme Özellikleri	54
3.2.1 Yorulma sabitleri	55
3.2.2 Oksidasyon sabitleri.....	55
3.2.3 Sürünme sabitleri	55
3.2.4 Bünye denklemi sabitleri	56
3.3 Termal Model	56
3.4 Termomekanik Model	59
3.5 Basınç ve Atalet Modeli	59
4. PİSTON ANALİZİ İÇİN YAPISAL VE TERMAL MODELLERİN KURULMASI.....	61
4.1 Piston Yanma Odası Geometrisinin Belirlenmesi	61
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Kurulması	65
4.2.1 Termal modelin kurulması.....	66
4.2.2 Yapısal modelin kurulması	67
5. SONUÇLAR	71
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	87

KISALTMALAR

CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği)
FOS	: Factor of Safety (Emniyet Katsayısı Faktörü)
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
SAE	: Society of Automotive Engineers International
TMF	: Thermo Mechanical Fatigue (Termomekanik Yorulma)
IP	: In-Phase (Eş Fazlı)
OP	: Out of phase (Dış Fazlı)
LCF	: Low Cycle Fatigue (Kısa Çevrimli Yorulma)

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : SAE piston alaşımları.....	26
Çizelge 2.2 : SAE piston alaşımları.....	32
Çizelge 2.3 : SAE piston alaşımları.....	33
Çizelge 5.1 : Piston sıcaklık değerleri.....	73

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Çok amaçlı sistem analizi.....	1
Şekil 1.2 : Sıcaklık dağılımı.	2
Şekil 1.3 : Pistondan soğutma yağına ve silindire olan ısı transferi.	3
Şekil 1.4 : Pistonda ısı akısının gerçekleştiği bölgeler.	4
Şekil 1.5 : Yağ galerisi.	4
Şekil 1.6 : a) Sıcaklık dağılımı b) Termal deformasyonlar.	5
Şekil 1.7 : Zamana bağlı olarak değişen yanma odası sıcaklığı.	5
Şekil 1.9 : Temas basıncı dağılımı.....	7
Şekil 1.10 : Piston yağ süzülme deliklerindeki yorulma	8
Şekil 1.11 : Piston ısı transferi sınır koşulları.....	10
Şekil 1.12 : Piston sıcaklık dağılımı.	11
Şekil 2.1 : Piston montajını oluşturan parçalar.	15
Şekil 2.2 : Kompresör ve yağ segmanı kanalları.	17
Şekil 2.3 : Yağ olukları.....	18
Şekil 2.4 : Piston eteği.	18
Şekil 2.5 : Benzinli motor pistonu.	21
Şekil 2.6 : Dizel motor pistonu.	22
Şekil 2.7 : Piston pin yuvasının ovalliği ve iç bükey formu.	23
Şekil 2.8 : Piston ovalliği ve fiçi formu.	24
Şekil 2.9 : Piston pim-ofset değeri.....	25
Şekil 2.10 : Malzeme sıcaklığı ile gerilme dayanımının karşılaştırılması.	27
Şekil 2.11 : Piston çapı ve ağırlığı açısından malzemelerin karşılaştırılması.	28
Şekil 2.12 : Alüminyum pistonun dayanım ve sertliğine sıcaklığın etkisi.	28
Şekil 2.13 : Piston başı sıcaklık dağılımının motor devri ile değişimi.	29
Şekil 2.14 :Yağ galerisi ve kompresör segmanından geçen ısı miktarı	34
Şekil 2.15 : Dört zamanlı motorlarda hafif metal alaşımli pistonun sıcaklık dağılımı.	35
Şekil 2.16 : Piston üst yüzeyinin sıcaklık dağılımı.	36
Şekil 2.17 : Dizel motor pistonundaki sıcaklık dağılımı.	39
Şekil 2.18 : Basıncı yağla piston kafasının soğutulması.	40
Şekil 2.19 : Yağ galerisinin pistondaki konumu.....	41
Şekil 2.20 : Yakıt Hücresi Akımının zamana göre değişimi.	41
Şekil 2.21 : Yanma sonucu oluşan basıncın piston üst yüzeyindeki dağılımı.	42
Şekil 2.22 : Pistona etki eden gaz kuvvetleri.	43
Şekil 2.23 : Krank açısına bağlı basınç değişimi.	44
Şekil 2.24 : Pistona etki eden atalet kuvvetleri.....	45
Şekil 3.1 : Yük ve sıcaklık faz değişimleri.	46
Şekil 3.2 : 20-25 Östenik çelikde yüzey çatlaklarının oluşumu.	49

Şekil 3.3 : Çelikteki oksidasyon hasarı	50
Şekil 3.4 : Paslanmaz çelikteki kenar çatlak çekirdeklenmesi	51
Şekil 3.5 : Değişen sıcaklık değerleri ile model cevapları – deney sonuçları.....	54
Şekil 3.6 : Yanmanın oluşumu.....	57
Şekil 3.7 : Piston üst yüzeyine etki eden basınc dağılımı.	59
Şekil 4.1 : Çukurgeometri.....	63
Şekil 4.2 : Piston ömründe girinti oranının etkisi.....	64
Şekil 4.3 : Piston çukur geometrisi.....	65
Şekil 4.4 : Piston yüzey sıcaklığı ve HTC dağılımı.....	66
Şekil 4.5 : Sonlu elemanlar için kullanılacak geometri.....	66
Şekil 4.6 : Isı transferi analizinde kullanılacak yüzey ağ yapısı.....	68
Şekil 4.7 : Sıcaklık değerlerinin yüzeye eşleştirilmesi.....	69
Şekil 4.8 : Yapısal analiz modeli.....	69
Şekil 4.9 : Sistemin sınır koşullarının gösterimi.....	70
Şekil 5.1 : Pistonda gerçekleşen ısı akışı	73
Şekil 5.2 : Pistondaki sıcaklık dağılımı.....	74
Şekil 5.3 : Yüksek sıcaklığa bağlı ısıl genleşme.....	75
Şekil 5.4 : Piston çukur kenarındaki bası gerilmesi.....	76
Şekil 5.5 : Sıcaklık, basınc ve atalet kuvvetinden kaynaklanan deformasyon.....	76
Şekil 5.6 : Pistondaki gerilme dağılımı.....	77
Şekil 5.7 : Pistondaki çevresel gerilme dağılımı.....	78
Şekil 5.8 : Piston çukurundaki asal gerilme dağılımı.....	78
Şekil 5.9 : Maksimum atalet kuvveti etkisi altındaki gerilme dağılımı.....	79
Şekil 5.10 : Pin yuvasındaki maksimum asal gerilmeler.....	79
Şekil 5.11 : Yorulma analizi için yükleme koşullarının belirlenmesi.....	80
Şekil 5.12 : Haigh diyagramı.....	81
Şekil 5.13 : Güvenlik katsayısı dağılımı.....	81
Şekil 5.14 : Pim yuvasındaki kritik bölge.....	82
Şekil 5.15 : Yağ galerisindeki güvenlik faktörü dağılımı.....	82
Şekil 5.16 : Yağ oluklarındaki güvenlik faktörü dağılımı.....	83
Şekil 5.17 : Çukur tabanındaki güvenlik faktörü dağılımı.....	83

SEMBOL LİSTESİ

S	: Piston üst mesafesi ile segman arasındaki ölçü
D	: Piston çapı
L	: Piston boyu
C_p	: Pim-ofset değeri
O₁	: Pim yatay ekseni ile silindir dikey ekseninin kesişim noktası
G	: Piston ağırlık merkezi
X_G, Z_G	: Piston ağırlık merkezinin O ₁ olan uzaklığı
X_{CP}	: Basınc etki noktası
P	: Piston pin ekseni
θ	: Krank açısı
F_{CP}	: Basınc kuvveti
F_G	: Yerçekimi kuvveti
F_S, F_P	: Ağırlık merkezine etki eden kuvvetler
F_{TH}, F_{NTH}	: Temas kuvvetleri
F_V	: Dikey yönde etki eden toplam kuvvet
R_R	: Biyel kolundan pistona etki eden reaksiyon kuvveti
β	: Biyel kolu açısı

N_f	: Toplam yorulma ömrü
$N_f^{fatigue}$: Yorulma ömrü
$N_f^{oxidation}$: Oksidasyon ömrü
N_f^{creep}	: Sürünme ömrü
σ'_f	: Yorulma dayanım sabiti
E	: Elastiklik modülü
ϵ'_f	: Yorulma süneklilik sabiti
b	: Yorulma dayanımı sabiti
c	: Yorulma süneklilik sabiti
$\Delta\epsilon$: Uzama genliği
ϵ_0	: Uzama sınır değeri
H_{cr}	: Kritik oksit tabakası sabiti
β	: Mekanik uzama aralığı katsayısı
b	: Termal uzama oranı hassaslık katsayısı
ξ^{ox}	: mekanik ve termal uzama için oksidasyon fazı sabiti
Φ_{ox}	: Faz faktörü
ΔH^{ox}	: Oksidasyon için aktivasyon enerjisi
D_0	: Oksidasyon için orantı sabiti
K_{peff}	: Efektif parabolik oksidasyon sabiti
ΔH^{cr}	: Sürünme için aktivasyon enerjisi

A_{cr}	: Sürünme için orantı sabiti
m	: Sünme gerilmesi katsayısı
α_1	: gerilme durumu sabiti
α_2	: Hidrostatik gerilme hassasiyeti sabiti
K	: Direnç gerilmesi
μ	: Sürtünme katsayısı
A_S, A_P	: Piston ivmeleri
$\dot{\epsilon}_{th}$: Termal gerinim
$\dot{\epsilon}_{mech}$: Mekanik gerinim
$\dot{\epsilon}^{in}$: Elastik olmayan gerinim
n_1	: sürünme esaslı deformasyon katsayısı
n_2	: plastisite esaslı deformasyon katsayısı
S_u	: En büyük gerilme
ϵ_f	: Gerçek kırılma gerinimi
$S _{ref}$: Referans malzemenin sürünme dayanımı
S	: Sürünme dayanımı
T_f	: Ortalama sıcaklık
\bar{u}	: Yer değiştirme vektörü
λ, μ	: Lamé katsayıları
T_f	: Başlangıç sıcaklığı
P_i	: Herbir elemana etki eden basınç kuvveti

\mathbf{n}	: Elemanın normal vektörü
γ_a	: Pistonun aksenal ivmesi
m_i^e	: Pistonun nosal kütlesi
V^e	: Eleman hacmi
N_i	: Şekil fonksiyonu
σ_{UTS}	: maksimum çekme gerilmesi

DİZEL MOTOR PİSTONUNUN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE YAPISAL VE TERMAL AÇIDAN İNCELENMESİ

ÖZET

Piston içten yanmalı motorlarda en önemli parçalardan biridir. Her geçen gün değişen teknoloji ile birlik motor teknolojisinde önemli değişiklikler olmuştur. Düşük hacimli ama yüksek devir ve tork değerlerinde çalışan motorların gelişmesiyle birlikte yüksek çalışma sıcaklıkları ortaya çıkmıştır. Sıcaklığın fazla olduğu çalışma koşullarına uygun malzemelerin kullanılmasıyla motor parçalarının da dayanımı arttırılmıştır. Motora ait bütün parçalar içinde en çok gerilmeye maruz kalan parça; en yüksek gaz ve ısıl yüklerin meydana geldiği pistondur. Yüksek sıcaklıklarda oluşan termal gerilmeler başta kafa bölgesinde olmak üzere çatlaklar oluşmasına sebebiyet vermektedir. Ayrıca, yanma sonunda oluşan basınç kuvvetinin yüksek devirlerde atalet kuvvetinin de etkisiyle piston pim bölgesindeki gerilmelerin artmasına neden olur.

Çalışma, genel olarak pistonun yapısal ve termal açıdan gerilmelerin incelenmesi ve bu gerilmelere bağlı olarak da kritik bölgelerdeki ortalama gerilmenin etkilerini inceleyerek yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısımda öncelikle CFD analizleri ve AVL FIRE programları kullanılarak, pistonun üst kısmındaki yanma odasını oluşturan çukur geometrisinde sıkıştırma oranı sabit olacak şekilde dayanım açısından bazı noktalar göz önünde bulundurularak 4 farklı geometri oluşturulmuştur. Sonrasında yanma karakteristiği açısından geometriler piston katı modeline aktarılmıştır. Motor özelliklerine bağlı olarak gerekli parametreler kullanılıp her bir piston modeli için yüzey sıcaklıkları elde edilmiştir. Yanma karakteristiği ve yüzey sıcaklığı dağılımı açısından en uygun geometri belirlenerek pistonun çalışma koşulları dikkate alınarak sonlu elemanlar modeli kurularak termal analiz yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizinin diğer bir adımında değişik devirlerdeki yanma basıncına bağlı olarak oluşan gerilmeler incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında ise amaç, gerilme ömür metodundan faydalanarak piston için yorulma ömrünü tespit etmek, ömür açısından kritik bölgeleri belirlemek ve ortalama gerilmenin etkilerini ortaya çıkarmaktır. Bu kısımda yorulma için sonlu elemanlar programı kullanılarak yapısal ve termal analiz için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Sonrasında S-N yaklaşımı ile sonlu elemanlar modeli yorulma için tekrar kullanılmıştır. Son olarak da yapısal ve termal analiz sonucu elde edilen gerilme-gerinim değerleri yorulma analizinde veri olarak kullanılmıştır. Ortalama gerilme değeri de bu verilerden elde edilmiştir.

Yorulma analizi sonucunda dikkat edilmesi gereken bir sorun olmamakla beraber herhangi bir hasar oluşumu olmadığı görülmüştür. Ancak yağ galerisinin giriş kanalının piston iç kısmındaki giriş tarafındaki bölge ve bu kanalın yağ galerisine açılan bölgedeki güvenlik faktörü değeri güvenli limit olarak kabul edilen $1.00(x10^8)$ değerinin altında olduğu görülmüştür.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF DIESEL ENGINE PISTONS IN TERMS OF STRUCTURAL AND THERMAL

SUMMARY

This work presents a three-dimensional finite element full analysis, which describes the thermomechanical behaviour of a direct injection diesel engine piston. The piston moving in a complex environment is exposed to several interactions during engine operation. The thermomechanical model takes into account the most important load. The piston is subjected to the coupled action of the thermal loads due to the transfer of heat from the head to the body and the mechanical load represented by the combustion pressure and the internal load due to the important change of direction of the piston in the cylinder bore.

The response of the simulated model by critical loads makes it possible to know and to analyse the operating temperatures, the corresponding thermal expansion and the thermomechanical deformations and stresses.

The study consists of two parts those which are related to investigate the structural and thermal stress, then predict fatigue life of piston by using these stresses, to identify the critical locations, to investigate the effect of mean stress. On the first part, the piston bowl geometry is optimized to select a significant chamber shape giving the best compromise of the selected fitness functions by using CFD analysis and AVL FIRE program. Afterwards the best four bowl shapes having influential combustion characteristics are specified, these are transferred to 3D piston geometry. Depending on engine specifications, necessary parameters are used to obtain surface temperature for each piston geometry. Then thermal analysis is carried out with these temperatures in FEM by considering some engine conditions. As another step of FEA stresses are investigated due to combustion pressure in different engine speeds.

On the second part, the objective of the second part is to predict fatigue life of piston by using stress-life method, to identify the critical locations, to investigate the effect

of mean stress. The structural and finite element modelling is performed by using a finite element analysis software package for fatigue. The finite element model of component is then analyzed by using the S-N approach. Finally, the stress-strain state of component obtained previously is used as input for the fatigue life. The effected mean stress is also investigated. Life of piston needs to be improved to prevent from any unpleasant problems. The result of the analysis show that there are no serious failure occurs at the part of the piston.

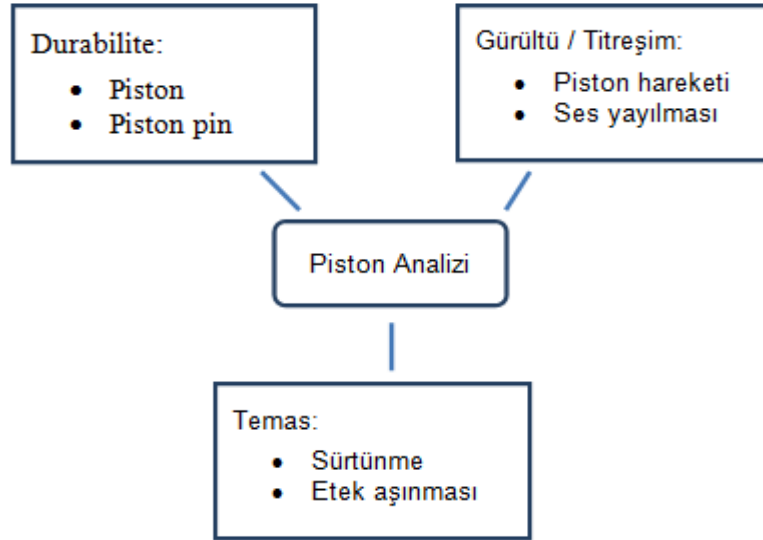
As a result of fatigue analysis, although not a problem to be considered was whether the formation of any damage has not proved. However, for the entry side of the oil gallery of the input channel on the inside of the piston and oil gallery opened in the region of the channel the values of safety factor, which is considered a safe limit of $1.00 (x10^8)$ were underestimated.

1.GİRİŞ

1.1 Piston Dayanımı

Düşük titreşim ve ses seviyesi içten yanmalı motorlarda en önemli tasarım aşamalarından biridir. Bilindiği gibi, eğer tasarım aşamaları uygun bir şekilde gerçekleştirilmemişse piston, krank, biyel ve motor silindirinden oluşan yapı motorun mekanik sürtünme ve düşük sıcaklıktaki ilk çalışma esnasında oluşan gürültünün ana sebebi olarak görülebilir.

Genel olarak tasarımı gerçekleştirilen piston için imalatı gerçekleştirilen pistonun çalışma koşullarına göre dayanımı hakkında bilgi sahibi olmak önemlidir. Günümüz koşullarında artan rekabetle birlikte maliyet azaltma ve geliştirme için harcanan süreyi azaltmak için prototip ve zaman gerektiren testlerden mümkün olduğu kadar uzak durarak çok amaçlı sistem analizleri gerçekleştirilmektedir. Piston için şekil 1.1’ de grafiği gösterilen model örnek olarak verilebilir.

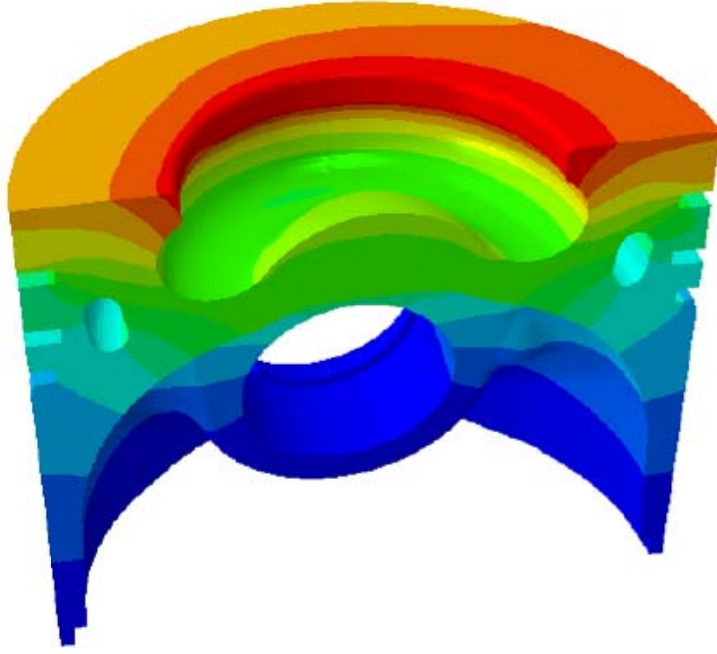


Şekil 1.1: Çok amaçlı sistem analizi.

Piston dayanımı ile ilgili yapılan analizleri incelemek gerekirse analizlerin büyük bir çoğunluğunu sıcaklık ve aşınmaya dayalı doğrulama analizleri oluşturmaktadır.

1.1.1 Piston sıcaklık analizi

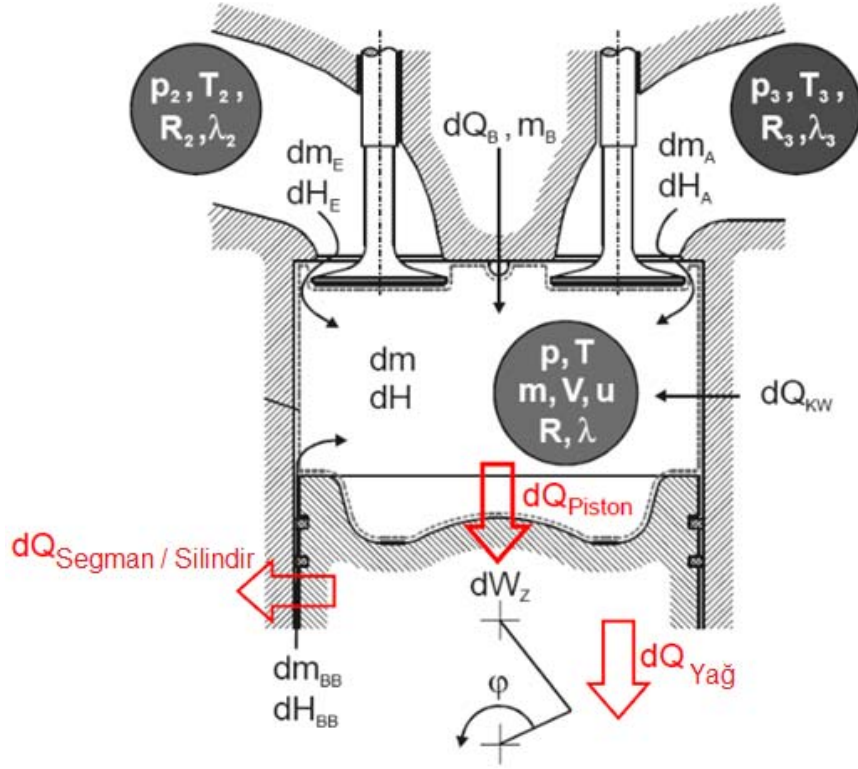
Birçok mühendislik probleminde yapının sıcaklık dağılımının bilinmesi önem arz etmektedir. Bu bilgi verilen ya da alınan ısı hesaplanmasında kolaylık sağlamaktadır. Sistemin sıcaklığının artırılmasıyla birlikte parça her yönde genişlemeye çalışacaktır ancak bu sınır şartlarından dolayı mümkün olmayacağı için yapıda termal gerilmeler oluşacaktır. Bu gerilmelerin büyüklüğü parçanın tasarımında dikkate alınması gereken önemli parametrelerden biridir [11].



Şekil 1.2 : Sıcaklık dağılımı.

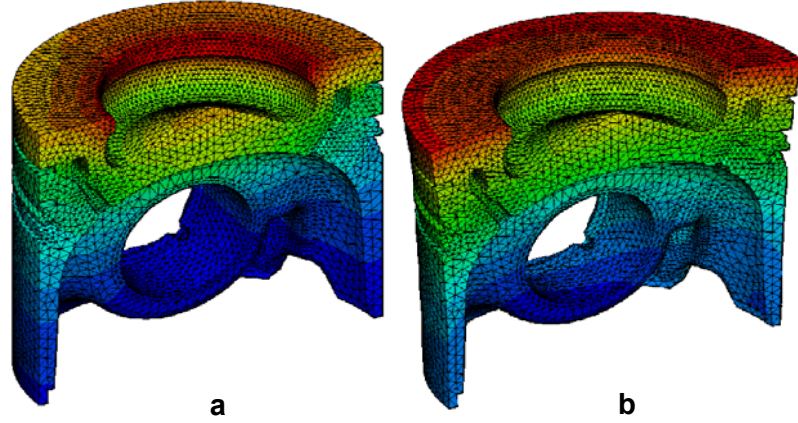
Günümüz motorlarında kullanılan pistonların büyük bir çoğunluğu silisyum alaşımlı alüminyum malzemelerden yapılmaktadır. Alüminyum alaşımlarının yüksek sıcaklıklarda dayanımlarını kaybetmesinden dolayı çalışma sıcaklıklarını kabul edilebilir bir seviyede tutmak piston tasarımında önemli bir yere sahiptir. Aynı ölçüde önemli olan bir değer ise motorun değişik çalışma koşullarında pistonun termal genleşme karakteristiklerinin bilinmesidir. Termal genleşme ile birlikte oda sıcaklığındaki piston etek profili ve etek-silindir boşluğu piston stabilizesini, buna bağlı olarak da sürtünmeyi, yanmamış yakıtın ve yanma sonucu oluşan gazların kartere kaçmasını (blow by), yağ tüketimini ve piston sürtünme gürültüsünü büyük oranda etkiler. Önemli bir ilk adım olarak pistondaki üç boyutlu ısı dağılımını

belirlemek bu bilgilerin bilinmesini gerektirmektedir. Piston yanma odasında ateşleme sonrasında oluşan sıcaklığı segman ve segman yuvaları, yanma odasını oluşturan kafa geometrisinin alt tarafı, piston pim yuvası, piston eteği üzerinden kendisini çevreleyen yapıya aktarır (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 : Pistondan soğutma yağına ve silindire olan ısı transferi.

Isı transferi problemlerinde pistonu izole edilmiş bir sistem olarak ele almak için ortam sıcaklıklarını içeren sınır koşullarının ve konvektif ısı iletimi katsayılarının piston yüzeyinde tanımlanması gerekmektedir. Yüksek sıcaklıktaki yanma gazlarından çıkan ısının büyük bir kısmı konveksiyonla geri kalan küçük miktardaki ısı ise radyasyon ile pistonu transfer edilir. Her bir motor çevrimi esnasında oluşan bu sıcaklık dalgalanmaları piston yüzeyinin sadece 4 mm altındaki bölgeyi etkilemektedir. Yapılan analizlerde radyasyon ile gerçekleşen ısı transferi ihmal edilmektedir. Ayrıca zamana bağlı olarak değişen sıcaklığın ortalaması alınarak sabit sıcaklıkta analizler gerçekleştirilmektedir. Günümüzde gelişen programlarla birlikte termal analizler zamana bağlı olarak yapılmaktadır. Şekil 1.4’de pistondaki ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyler farklı renklerde gösterilmiştir. Bu yüzeylerden en



Şekil 1.6 : a) Sıcaklık dağılımı. b) Termal deformasyonlar.

Zamana bağlı (transient) analizlerde ise Şekil 1,6'daki grafikte görülebileceği gibi sıkıştırma zamanı sonunda meydana gelen patlama ile yanma odasındaki sıcaklığı artışına göre piston üst yüzeyinde değişen ısı akısı ve sıcaklık değerleri giriş değeri olarak kullanılarak analiz gerçekleştirilir.



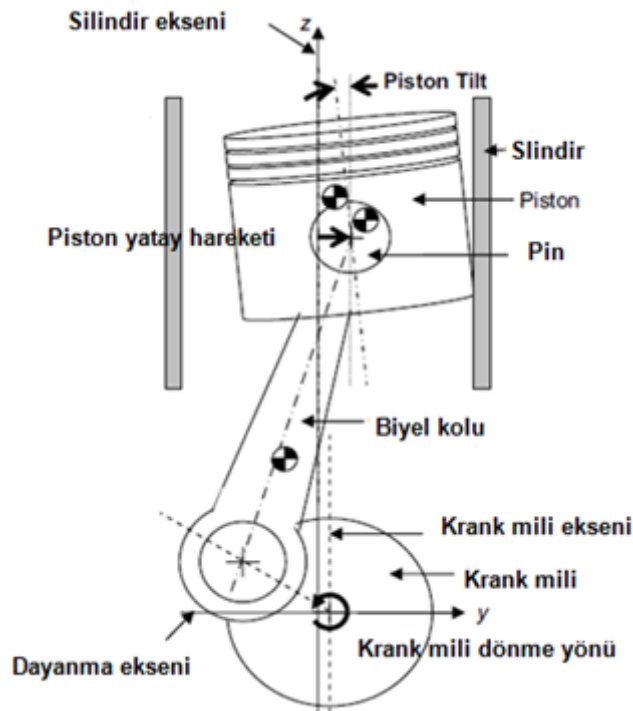
Şekil 1.7 : Zamana bağlı olarak değişen yanma odası sıcaklığı.

Zamana bağlı analizlerin gerçekleştirilmesi kararlı hal analizlerine göre biraz daha zordur. Zamana bağlı analizlerde sıcaklık değerleri için üç boyutlu yanma simülasyonu gereklidir. 3D yanma analizi ile yanma odasında, emme zamanından eksoz zamanına kadar geçen sürede gerçekleşen ısı transferini daha iyi hesaplama

imkanı mevcuttur. Şekil 1.7' de 47. saniye içerisindeki sıcaklık değişimi gösterilmiştir.

1.1.2 Piston ikincil hareket analizi

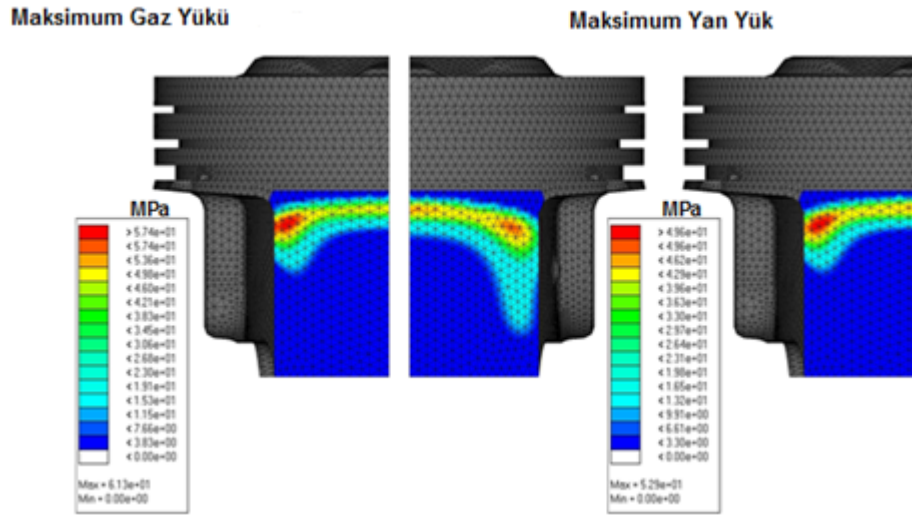
Piston ikincil hareketi ve piston-silindir temas modeli piston tasarımında kritik bir öneme sahiptir. Bunun nedeni bu iki etkenin piston eteği ile silindir arasındaki temas kuvvetinin büyüklüğünü etkilemekle beraber pistonun silindir yüzeyine temas etmesiyle oluşan enerjinin nasıl sönümlenip, transfer edilip ve sonuç olarak motor yapısı içerisinde gürültü olarak nasıl ortaya çıkmasında etkili olmasından kaynaklanmaktadır. Piston ve silindir cidarı arasında küçük bir boşluk olmasına rağmen piston alt ölü noktaya giderken ikincil hareketten kaynaklanan çarpmalar oluşur. Yönü biyel kolunun açısal hareketine göre değişen piston dayanma yüzeyinin sebep olduğu ikincil hareket sonucu piston yatay olarak silindir duvarının bir tarafından diğer tarafına hareket eder, ayrıca pim eksenine göre biraz eğilir (tilt). Pistonun yatay yöndeki bu hareketi Şekil 1,8'de gösterilmiştir [10].



Şekil 1.8 : Piston dinamiği.

Pistonun silindir içerisindeki bu hareketi sonunda silindir duvarlarına çarpması genel olarak “piston slap” olarak bilinir. Pistonun yatay hareketi, gaz kuvvetinin yatay bileşeninin pime olan etkisiyle gerçekleşir ve bu hareket silindir-piston boşluğu ile sınırlıdır. Yanma boyunca net yanal kuvvetler ve piston deformasyonu önemli bir biçimde artar. Deformasyonlar çoğunlukla piston üst ölü noktada iken gaz basıncı ve eksenel ataletten dolayı daha fazladır.

Piston ikincil hareketini incelemek için yapılan analizlerde krank milinin rijit ve sabit bir hızda döndüğü kabulü yapılır. Piston pimi-biyel ve piston pimi-piston arasındaki bağlantı lineer olmayan bağlantı elemanları ile modellenir. Piston ile silindir yüzeyi arasında yağ filminin elasto-hidrokinamik davranış gösterdiği kabulü yapılır. Piston için soğuk durumdaki geometri esas alınır ve silindir deformasyonu ihmal edilir. Analiz sonucunda piston ile silindir yüzeyi arasında Şekil 1,9’da gösterildiği gibi krank açısına bağlı olarak değişen basınç ve yan yüklerin maksimum olduğu andaki temas basıncı dağılımı elde edilir [10].



Şekil 1.9: Temas basıncı dağılımı.

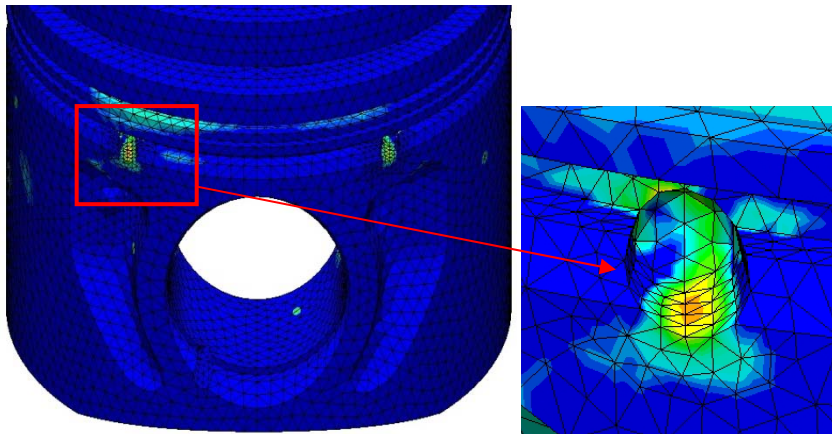
İkincil hareket etkisiyle piston eteğinde oluşan aşınma piston hasarı açısından özellikle ilk çalıştırma anında önem arz eder. Aşınmayı azaltmak için piston dizaynında dikkate alınan parametreler; piston-silindir distorsiyonu, piston ovalliği ve silindir-piston boşluğu olarak sınıflandırılabilir. Bunlardan farklı olarak piston eteğinin rijitliğinin artırılması ve pin-ofset uygulaması temas basıncının azaltılmasını sağlayarak sürtünme azaltılabilir.

1.1.3 Piston yorulma analizi

Bir yapıya uygulanan tekrarlı gerilmelerin büyüklüğü fazlaysa (LCF) her bir tekrarda biriken şekil değiştirme enerjisi tamamıyla yüksek çevrimli yorulma yüklemesinden büyük olacaktır. Bu sebeple düşük çevrimli yorulma etkisi altında yapı başlangıçta ömrünün küçük bir kısmını kaybeder, sonrasında çatlak oluşumu ve bunun ilerlemesiyle ortaya çıkan hasarlara uğrar. Bu tür yükleme türü altında yapıdaki gerilme yığılmalarının oluşabileceği yerlerde plastik deformasyonların daha düşük hasarların meydana gelebileceği yerleri de etkilemesi ve kalıntı gerilmelerin oluşması mümkündür. Yüksek sıcaklık dağılımları ve atalet kuvvetlerine maruz kalan piston da LCF altında hasara uğrar[2].

Pistonun etki eden bu yükler altında ömür hesabının yapılması için gerçekleştirilen analizlerinin sonucunda çoğunlukla piston tepesi, segman yuvaları, pim yuvaları ve etekteki hasarlar hesaplanır [9].

Pistona etki eden kuvvetler dikkate alınarak elastik sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilir. Elastik sonlu eleman modelleri; merkezkaç kuvveti, gaz basıncı, piston-silindir teması ve termomekanik yüklerden kaynaklanan gerilmeleri hesaplamak için kullanılır. Yorulma analizleri ise belirtilen bu dört yükleme şartlarını bir arada düşünüp, noktasal sıcaklık etkileri için malzeme özelliklerinden faydalanarak modelin her bir noktasındaki yorulma ömrünü hesaplar. Şekil 1.10'da yorulma analizi yapılmış bir pistondaki kritik bir bölge görülmektedir [7].



Şekil 1.10 : Piston yağ süzülme deliklerindeki yorulma.

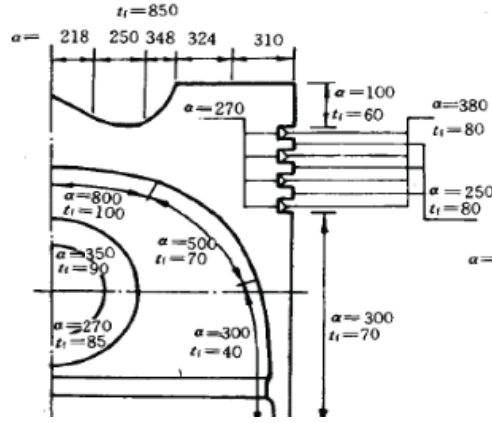
1.2 Literatür Araştırması

Konu ile ilgili literatür araştırması, iki ayrı başlık altında değerlendirilmiştir. Öncelikle pistondaki termal deformasyonları tespit etmek için yapılan ısı transferi analizleri incelenmiş, sonrasında pistonu etkileyen mekanik yükler incelenmiştir. Son olarak da termal gerilmeler nedeniyle meydana gelen yorulma hasarının tespiti için uygulanan yöntemler araştırılmıştır.

1.2.1 Literatürdeki piston ile ilgili ısı transferi modelleri

Pistondaki sıcaklık dağılımını hesaplamak için kullanılan analitik metotların ve elektriksel benzetim yöntemlerinin gelişmesiyle termal piston analizleri 1940'lı yıllarda yapılmaya başlandı. 1960'lı yılların başlarında kompleks geometriye sahip pistonlarda bile çalışmaları kolaylaştıran reolojik yöntemler geliştirildi. Sonlu elemanlar metodunun gelişmesiyle birlikte 1980'lerin başlarında sayısal modeller kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan ilk çalışmalardan biri alüminyum motor pistonunun termoplastik davranışını inceleyen General Motor'un gerçekleştirdiği çalışmadır.

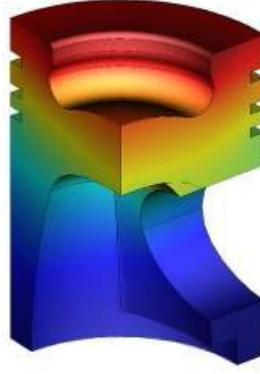
Abbes ve arkadaşları, çalışmalarında [1] piston, biyel kolu ve krank milini beraber modellemişlerdir. Termal ve yapısal etkileri beraber düşünerek ısı alanındaki fiziksel değişimler sonucu oluşan etkileri incelenip pistondaki gerilme dağılımlarını hesaplanmıştır. Isı transferinin gerçekleşmesini yavaş bir proses olduğunu kabul ederek kararlı durumdaki şartlar göz önüne alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Buna ilave olarak piston çevresindeki sıcaklık da sabit kabul edilmiştir. Modelin kurulmasında piston eteği, piston çukuru, segman kanalları, piston pim yuvaları ve iç boşluktan çevreye olan ısı transferinde sıcaklıklar ve ısı transferi katsayıları eşit olarak kabul edilmiştir. Pistonun kafa kısmı ile yanma gazları arasında taşınım ısı transferi kabulü yapılmıştır. Piston çeyrek model olarak modellenip adyabatik sınır koşulları pistonun simetri düzlemlerinde tanımlanmıştır. Radyasyon ile ısı transferi ihmal edilmiştir. Pistondaki ısı iletimi için bölgesel olarak tanımlanmış sıcaklık ve ısı transferi katsayıları Şekil 1.11'da gösterilmiştir [1].



Şekil 1.11: Piston ısı transferi sınır koşulları.

Yapılan çalışma sonucunda maksimum yükte elde edilen 168 MPa'lık ortalama gerilmenin pin yuvalarının iç yüzeylerinde ve bu deliklerin piston tepesine yakın kısımlarda fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Wang ve arkadaşları [2], çalışmalarında dizel motor pistonunun termomekanik davranışını incelemek için elasto-hidrodinamik modelleme yoluna gitmişler. Mekanik yükler olarak yanma sonucu oluşan maksimum basıncı ve atalet kuvvetlerinden faydalanmışlar. Gaz sıcaklığı olarak çevrim boyunca yanma odasında oluşan sıcaklığın ortalaması (1000 °C) alınmıştır. Bu çalışmada farklı olarak yağın soğutma etkisi dikkate alınarak test sonuçlarının göre elde edilen 95 °C yağ sıcaklığı ve transfer katsayısı dikkate alınmıştır. Yapılan çalışma sonucu sıcaklık yoğunluğunun piston eteğine doğru azaldığı maksimum sıcaklığın (274 °C) piston çukurunun kenarında, en düşük sıcaklığın (114 °C) ise piston eteğinde olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 1.12).



Şekil 1.12: Piston sıcaklık dağılımı.

Tang ve arkadaşlarının çalışmalarından farklı olarak Wang yüksek çalışma sıcaklıklarında $1,29 \times 10^{-5}$ m/mK alüminyum termal uzama katsayısını kullanarak genişmeyi incelemiştir. Maksimum genişme (0,33 mm) piston kafasında görülmüştür. Piston kafasının çapı etek kısmına göre küçük olduğu silindir ile piston arasında bu bölgede genişmeden dolayı temas oluşmaz. Ancak eteğin üst kısmında temas gerçekleşeceği için aşınma açısından buradaki genişmenin önemli olduğu bu çalışmada vurgulanmıştır. Mekanik yükler açısından 7,5 MPa değerinde maksimum patlama yükü ve tam yük durumunda pistonun alt ve üst ölü noktalarındaki atalet kuvvetleri dikkate alınarak pistonda bu yüklerden oluşan stres dağılımı incelenmiştir [2].

Garbincius ve arkadaşları [3] tarafından yapılan: soğutma sıvılarının neden olduğu tortu tabakasının, piston ve silindir deformasyonlarına etkilerini incelediği çalışmada, araştırmacılar Toyota 18 R-G tipi motorun piston ve silindirini bilgisayar ortamında üç boyutlu olarak modelleyerek, Cosmos Design Start yazılımı ile sonlu elemanlar modelini oluşturarak, çalışma sıcaklıklarında piston ve silindirde meydana gelen termal genişme ve termo mekanik deformasyonları incelemiştir. Araştırmacılar, bu çalışmalarda; yanma gazlarından yanma odası duvarlarına, yanma odası duvarlarından pistona, soğutucu akışına ve yağa olan ısı geçişini, Bendersky Termokopulları kullanılarak yapılan deneysel ölçümlerden ve ampirik bağlantılar kullanarak yapılan hesaplamalardan elde edilmiştir. Sonlu elemanlar sonucunda; pistondaki en yüksek sıcaklık piston üst yüzeyinde $250 \text{ }^\circ\text{C}$, en düşük sıcaklık piston eteğinde $106 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak, silindirdeki en yüksek sıcaklık silindir üst yüzeyinde $165 \text{ }^\circ\text{C}$, en düşük sıcaklık silindir alt yüzeyindeki $101 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur [3].

Sangeorzan ve arkadaşları [4] tarafından yapılan çalışmada piston yağ ve soğutma sıcaklıklarını modellemek için bir boyutlu termal motor modeli gerçekleştirilmiştir. Bu modelle belirli motor çalışma şartlarındaki bölgesel piston sıcaklıkların kafa kısmından eteğe doğru 100 °C ve daha azla oranda azaldığı gözlemlenmiştir. Sangerzon piston sıcaklıklarını tahmin etmek için segmanları da içeren sonlu elemanlar modeli oluşturarak, yakınsamayı arttırmak için, yanma gazlarından pistona, pistondan segmanlara, piston eteğinden silindir duvarlarına, pistondan yağa doğru gerçekleşen ısı transferi bölgelerindeki katsayıları kullanmıştır [4].

Zuoqin ve arkadaşları [5] tarafından yapılan çalışmada dört zamanlı dizel motora ait pistonun sıcaklık dağılımı elde edebilmek için test sonucunda elde edilen değerleri analizlerinde sınır koşulu olarak kullanmışlardır. Çalışma piston üzerinde belirli yerlerde ölçüm noktaları oluşturulup tam güç ve maksimum hız şartlarındaki çalışma sıcaklıkları elde edilmeye çalışılmıştır. Sonrasında elde edilen veriler sonlu elemanlar analizinde sıcaklık datası olarak kullanılmıştır. Her iki yöntemde elde edilen veriler birbirleriyle kıyaslanmıştır. Çalışma sonucunda tam yük durumunda pistonun üst kısmındaki sıcaklığın 370 °C ile test sonuçlarına yakın olduğu görülmüştür [5].

1.2.2 Literatürdeki piston ile ilgili dayanım modelleri

D. Tharratt ve G. Malton [6] yaptıkları çalışmada dizel motor pistonundaki basınç, merkezkaç kuvveti, piston-silindir temas kuvveti ve termomekanik yüklerden kaynaklanan gerilmeleri bulmak için elastik sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Analiz sonucunda elde edilen gerilmelerden ve malzeme yorulma özelliklerinden faydalanılarak modeldeki her bir bölge için ömür hesabı yapılmıştır. Eksenel gerilmeler altında çatlak başlangıcı için birim uzama ömür ilişkisinde rainflow çevrim algoritması kullanılmıştır [6].

İki eksenli gerilmeler için, McDiarmid tarafından önerilen maksimum kayma gerilmesi düzlemini esas alan Brown ve Miller tarafından kayma ve normal birim uzama cinsinden tekrar düzenlenen denklem kullanılarak analizi gerçekleştirmişlerdir. Bu denkleme göre,

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (1.1)$$

Ortalama gerilmenin etkilerini dahil etmek için denklem (1.2) deki Morrow ortalama gerilme doğrusundan faydalanılmıştır.

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma'_f \sigma_m}{E} (2N_f)^b + 1.75 \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (1.2)$$

2. DİZEL MOTOR PİSTONLARI

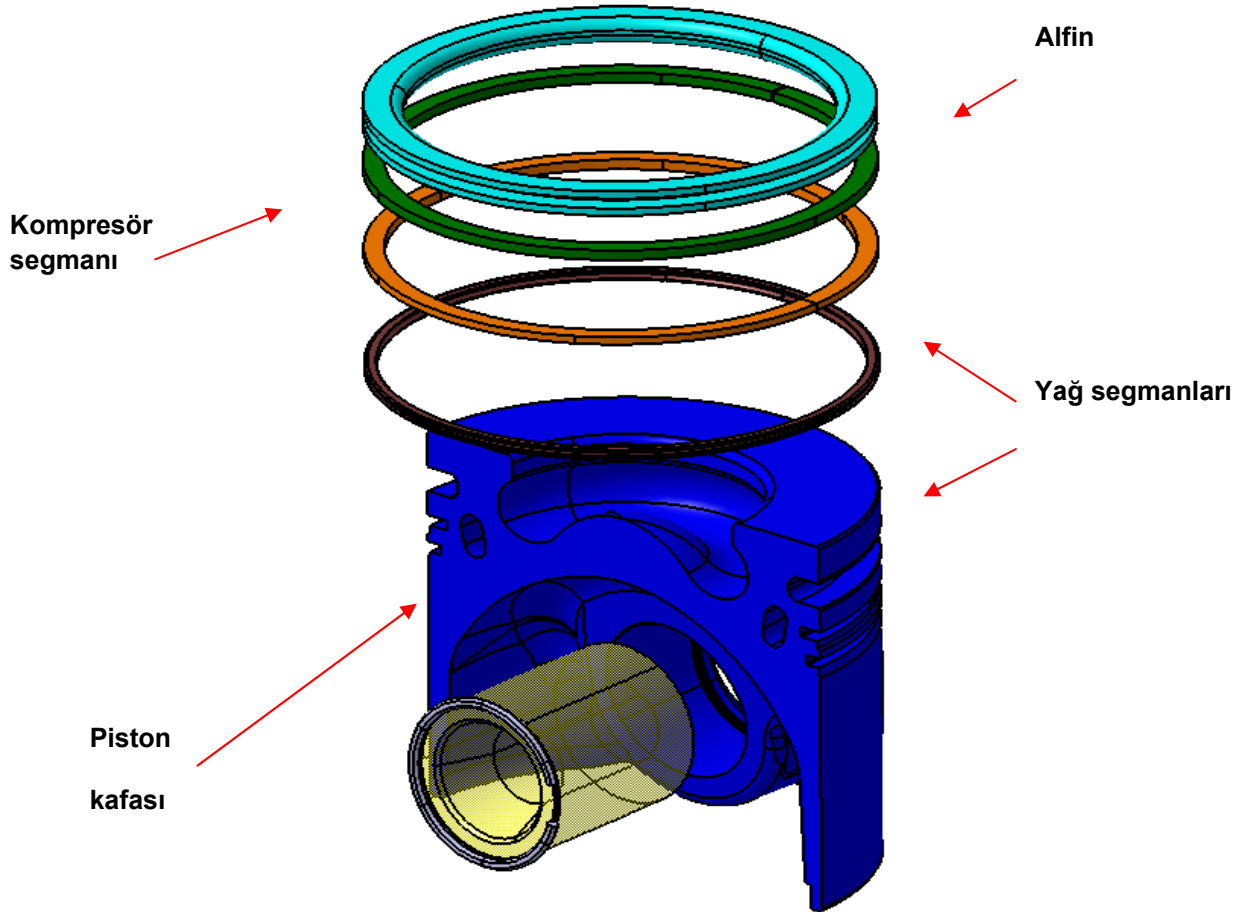
Piston, silindir içinde iki ölü nokta arasında doğrusal hareket ederek zamanları meydana getiren bir parçadır. Silindirin alt tarafında hareketli bir kapak vazifesi görür. Yanmış gaz basıncını biyel yardımı ile krank miline iletir. Egzoz zamanında yanmış gazları iterek dışarıya atar. Emme zamanında ise silindir içinde vakum meydana getirerek yanmanın gerçekleşmesi için içeri hava yakıt karışımının emilmesini sağlar. Dizel motor pistonlarında piston başı, yanma odasının, alt yüzeyini teşkil ettiğinden yanma zamanında meydana gelen yüksek sıcaklığa dayanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Dizel motorlarında çalışma basınçlarının yüksek olmasından dolayı yüksek sıcaklığın yanında basınç kuvvetlerine de dayanıklıdır. Günümüz motorlarının yüksek devirlerde çalışması dizel pistonlarında ağırlık azaltıcı malzeme ve konstrüktif çalışmaların yapılması gerekliliğini ortaya koymuştur [8].

Piston silindir içerisinde, AÖN ve ÜÖN arasında gidip gelme hareketi yaparken, dört önemli görevin yerine getirilmesini sağlamaktadır.

- 1) Yanma odasının sınırlarını oluşturarak, silindir içindeki hareketi esnasında sızdırmazlığı sağlamaktadır.
- 2) Yanma sonucunda oluşan yüksek gaz basıncından oluşan kuvveti, biyel kolu aracılığıyla, krank miline ileterek dönme hareketinin oluşmasını sağlar.
- 3) Yanma sonunda oluşan sıcaklığı kendi üzerinden geçirerek silindir duvarlarına oradan da soğutma suyuna geçmesini sağlar.
- 4) Yaptığı alternatif hareketlerle motor zamanlarının oluşmasını sağlar.

2.1 Pistonun Yapısı

Piston silindirik bir yapıya sahip olup genel olarak; piston yüzeyi, piston başı, segman yuvaları, piston gövdesi, piston pimi yuvası ve piston eteği gibi kısımlardan oluşur. Birçok dizel motorunda yanma odasının bir kısmı ya da tümü piston yüzeyinde yer alan, çukur şeklinde olmaktadır. Şekil 2.1’de piston montajındaki parçalar gösterilmiştir. Piston yüzeyi, dizel motorlarda, supapların konumuna ve yanma odasının şekline bağlı olarak çeşitli şekillerde olmaktadır. Piston yüzeyinin kalınlığı ve iletilmesi gereken ısı miktarı maksimum devirdeki silindir içi basıncına bağlıdır. Piston yüzeyi ile kompresyon segmanına ait yuva arasında kalan kısım yüksek sıcaklığın etkisi altındadır [8].



Şekil2.1: Piston montajını oluşturan parçalar.

Piston başları genellikle düz, bombeli ve bazı dizel motorlarında çanak (iç bükey) biçiminde yapılmaktadır. Bazı V tipi motorlarda ise konstrükrif konumdan dolayı

pistonun üst yüzeyinin supap başlarına çarpmasını önlemek için, pistonun supaplara denk gelen kısımları oyuk şeklinde tasarlanır. Piston başını takviye ederek, yanmış gaz basıncına karşı direncini artırmak için pistonun iç kısmına takviye kolları yapılmıştır. Bu takviye kolları, piston başındaki ısının segmanlar yoluyla, silindir cidarına ve soğutma suyuna iletilmesine de yardım eder. Bazı ağır hizmet tipi motorlarda piston başını ve segman yuvalarını yüksek basınç ve ısıdan korumak için, buralara çelik takviye parçaları koyulur. Piston etek başlangıcının hemen altında bulunan piston pim yuvaları piston pimine yataklık eder. Çoğunlukla pistonlarda piston pim yuvası etrafındaki malzeme boşaltılarak, hem pistonun ağırlığı azaltılmış hem de pistonun pim yönünde genişmesi sağlanmıştır. Piston başında segman yuvaları bulunur. Dizel motor pistonlarının üst kısmında, silindir içi basıncını korumak amacıyla sıkıştırılan gazların kartere kaçmasını engelleyen kompresyon segmanının takıldığı bir yapı bulunur. Alfin olarak adlandırılan bu yapı bu tür pistonlar için özel olarak imal edilmektedir. Burada basıncın düşürülmesi, segman yüzeyinin gömleğe karşı bastırılmasıyla ve sadece gömlek ve segman arasında yağ filmine izin vermekle sağlanır. Bu nedenle diğer segman kanallarına göre dizel pistondaki bu segman taşıyıcı piston üretiminde büyük bir önem arz etmektedir. Alfin ismi segman taşıyıcısını pistonu yapıştıran malzemeden gelmektedir [15].

2.1.1 Segman kanalları

Piston tasarımında piston uzunluğu tespit edildikten sonra pistonun yan kısmının konstrüksiyonuna üst yüzeyin kenarından itibaren aşağıya doğru devam edilebilir. Burada en önemli nokta segmanların konumudur. Türlerine göre segmanların görevlerini açıklamak gerekirse; konstrüksiyon segmanı piston ve silindirle birlikte yanma odasındaki gazların kartere, katredeki yağında yanma odasına sızmasını önleyen, yağ segmanları ise silindir çeperlerinin yağlanması sağlamak ve piston ısını silindir çeperlerine ileten segmanlardır. Dizel motorlarında sıkıştırılmış hava ve yanmış gazların kartere sızması segmanlar tarafından önlenir. Yanma odasındaki gazların kartere sızması önlenirse basınç kaybı olmaz ve motordan istenen güç elde edilir. Aynı şekilde karterdeki yağın yanma odasına sızması önlenerek, gerek motor yağının yanarak azalması gerekse yanma odası çeperlerinde segman yuvalarında ve supaplarda kurumun birikmesi önlenir[8].

Segmanların konum olarak yanlış tasarlanması sonucu segmanlarda oluşan aşınma halinde gaz kaçağı yapacağı için yanma odası basıncı (kompresyon) düşer ve aynı zamanda yağ sarfiyatı artar. Sızdırmazlığın sağlanması segmanın silindir çeperlerine radyal teması ve segman yuvasına oturan yüzeyinin yuvasına dayanması şeklinde olur. Radyal temas iş strokun da segmanın arkasındaki yanma basıncı ve segmanın esneme özelliği ile olur. Bunun dışındaki zamanlarda kendi teğetsel gerilmesi ile sağlanır.

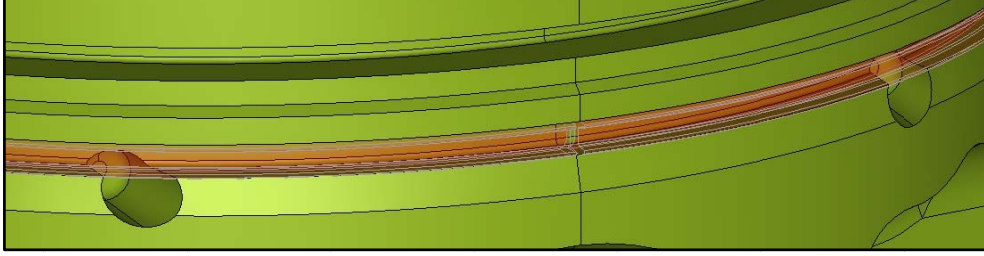
Segman konumlarının belirlenmesinde en önemli olan alfin' in taşıdığı kompresyon segmanıdır. Aşağıdaki şekilde kompresyon segmanın konumu gösterilmektedir [9].



Şekil 2.2: Kompresör ve yağ segmanı kanalları.

Bu segman kompresyon oranlarının sağlanması açısından ve maruz kaldığı yüksek sıcaklık açısından önemli bir segmandır. Segman iyi bir sızdırmazlık için üst kısma yakın ancak maruz kalacağı sıcaklık açısından da uzak bir mesafede olmalıdır. Isınma sonucunda piston genişleyeceği için segmanla yuva arasında segmanın sıkışmasına yetecek kadar bir boşluğun bulunması gereklidir. İki segman yuvası arasındaki mesafe ısı transferini zorlaştırmayacak şekilde yaklaşık olarak segman yüksekliğinde yapılır. Yuvalar arası mesafe piston üst yüzeyine doğru biraz arttırılabilir. Segman Yuvaları Arasındaki Mesafe; Genel olarak birinci segman yuvası arasındaki uzaklık değer aralığına göre, daha fazla alınır. Bu mesafe dizel motorlarda $S=0,0065D$ değerinde olur. Buradaki S piston üst mesafesi ile segman arasındaki ölçü, D ise piston çapını ifade etmektedir. Segman sayısı; segman sayısı dizel ve benzinli motorlarda farkı olmaktadır. Dizel motorlarda iki yağ segmanı olması halinde ikincisi segman piston eteğine yakın bir yere konumlandırılır. Yuva köşelerinde çentik etkisi nedeniyle çatlama meydana geleceği için bu köşelerde yuvarlatmalar kullanmak önemlidir.

Yağ segmanlarının alt kısmında fazla yağın birikmesi için açılı kanallar olmalıdır. Şekil 2.3’ de ikinci yağ segmanına ait yuvaranın altında bulunan, silindir yüzeyinden sıyrılan yağın segmandan kartere dökülmesini sağlayan kanallar görülmektedir[8].

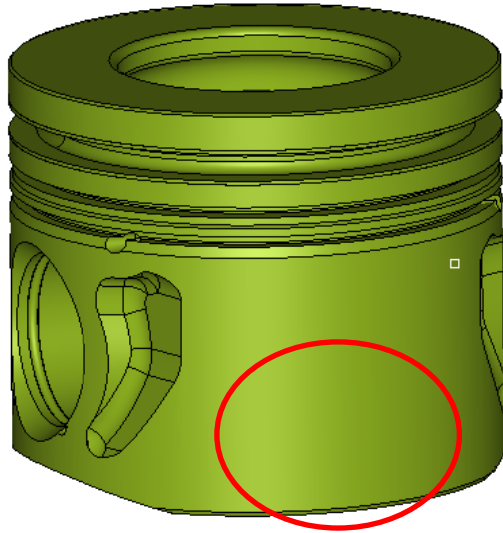


Şekil2.3: Yağ olukları.

Pistondaki kompresyon segmanları düz olduğu halde, yağ segman yuvalarında, yağ akıtma delikleri vardır. Gene bazı pistonların, birinci piston setinde bir kanal bulunur.

2.1.2 Piston eteği

Pistonların esas kısmını oluşturan bölge piston eteğidir. Pistonun yağ segmanı ile pistonun ucu arasındaki kısma, piston eteği veya piston şaftı denir. Ayrıca piston eteği pistonun silindir cidarı ile temas ettiği yüzeydir.



Şekil2.4: Piston eteği.

Piston eteği; pistonun silindir içinde merkezlenmesini ve hareketini, biyel kolunun normal (yan) kuvvetlerinin taşınmasını, piston ile silindir arasındaki yağlamanın

ayarlanmasını, silindir çeperlerine ve yağa ısı geçişini sağlamaktadır. Piston eteğinin her iki yüzeyinin de iki ayrı dayanma veya temas yüzeyi mevcuttur. Pistonların mukavemetlerini arttırmak için iç kısımlarından bazı şekillerde takviye edilmiştir. Piston pim yuvalarında bazen burçlar kullanılır. Bazı durumlarda piston etekleri şekilli olarak normalden uzun imal edilir. Pistonların bu şekilde yapılmasından amaç dayanma yüzeylerinin silindir cidarı ile olan temas sahasını büyütme [8].

Pistonun etek kısmında oluşabilecek gerilmelerin sebebi pistonla silindir arasındaki boşluğun artmasıyla pistonun dönüş açısının artmasıdır. Pistonla silindir duvarı arasında her zaman bir boşluğun olduğunu göz önünde bulundurmak gerekir. Bu boşluktan dolayı piston aşağı yukarı hareketlerini dikey pozisyonda yapamaz bundan dolayı her zaman silindir duvarına bağlı olarak bir açığı sahiptir. Ayrıca pistonun silindir duvarına temas noktaları; piston eteğinin alt tarafının bir yüzü ve pistonun karşı tarafının üst kısmıdır. Pistonun üst kısmı ile etek kısmı bağımsız düşünülmelidir. Piston eteğinin genişmesi piston kafasına göre farklıdır çünkü pimler genişmeyi azaltır [9].

Genellikle piston eteğinin deformasyonunu önlemek için, etek iç kısmına döküm sırasında bir takviye denge şeridi yapılmıştır. Alüminyum alaşımdan yapılan pistonlarda, pime dik ekseninde piston boşluğunu az bırakabilmek için, piston pim eksenini yönündeki malzeme mümkün olduğu kadar boşaltılmış ve ölçü bu yönde düşürülerek, motorun çalışma sırasında pistonun pim yönünde genişleşip büzülmesi sağlanmıştır. Piston pim yuvaları genellikle piston simetri ekseninde olmasına rağmen, bazı motorlarda silindirde piston etek vuruntusunu önlemek için, pim yuva eksenini piston ekseninden 1,6 mm sıkıştırma zamanı dayanma yüzeyi tarafına veya iş zamanı dayanma yüzeyi tarafına kaçık yapılmıştır.

2.1.3 Piston boyu

Pistonun boyutlandırılmasında ilk seçilecek değer pistonun uzunluğudur. Bunun seçiminde, motorun yapısı, tipi, kullanım amacı ve ömrü dikkate alınmalıdır. Piston uzunluğu yağ tüketimi bakımından da önemlidir. Piston uzunluğu artarsa yağın yanma odasına kadar olan yolu uzar ve daha az yağ yanma odasına gelebilir. Bu nedenle yağ tüketimi azalır[8].

Dizel motor pistonlarında silindir içi basınç 180 ila 210 bar arasındadır. Çalışma basınçlarının yüksek olması piston kafası et kalınlığının yüksek olmasını gerektirir. Bu yüzden verilen bir yanma basıncında kayma yolundaki basıncı piston uzunluğu tespit ettiğinden dizel motorlarda piston uzunluğu benzinli motorların pistonuna nazaran daha fazladır. Ortalama değer olarak $L = 1,2D$ alınması uygundur.

2.1.4 Piston üst yüzeyinin şekli ve et kalınlığı

Silindirik bir eleman olan pistonun yüzü için en basit şekil, silindir eksenine dik bir düzlemlle kesilmiş halidir. Belirtildiği gibi supaplar veya ateşleme için özel bir şart mevcut değilse piston üst yüzeyi bu şekilde imal edilir. Yüksek sıkıştırma oranına sahip dizel motor pistonlarında yanma odası içine daha fazla sokulmuş olduğundan, bu tip pistonlarda piston üst yüzeyi ile piston yanısı arasında bir konik geçiş mevcuttur. Aynı maksatla piston üst yüzeyi yay şeklinde eğik olarak da yapılabilir. Bu tip piston yüzeyi az bir et kalınlığında bile iyi bir mukavemete sahiptir. Birçok durumda da piston üst yüzeyi ortası sıkıştırma oranını arttırmak için iyice yanma odasına doğru sokulur. Bu şekilde piston yüzü bir çatı haline gelir. Günümüz dizel motor pistonlarında üst yüzey orta kısımda bir çukur şeklinde tasarlanmaktadır. Piston üst yüzeyinin çukur şeklinde olması ile yanma odası daha düzgün ve yanmaya uygun bir şekil verilmiş olur. Bu konstrüksiyonun bir faydası da piston yanısının üst segmandan piston yüzüne kadar olan kısmının büyük yapılabileceği ve bu suretle segmanı ısı bölgesinden nispeten uzaklaştırmakla termal yüklerin azaltılabileceğidir [8].

Piston yüzeyinin şekli, benzin ve dizel motorlarının yanma odası şekline, bujinin veya enjektörün yerine, sıkıştırma oranına bağlıdır.

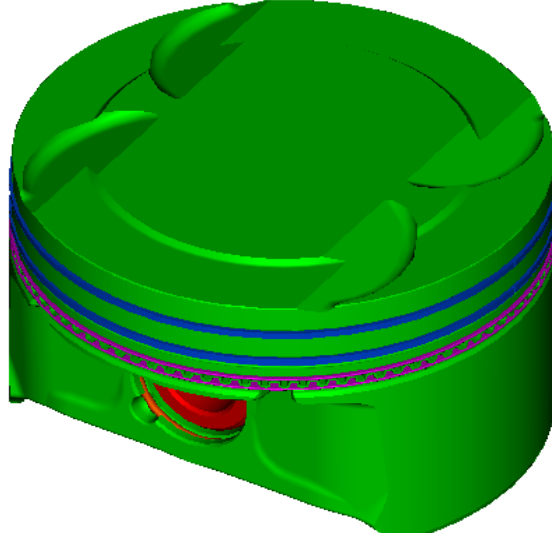
1. Benzin Motorları Piston Yüzey Şekilleri;

a)Düz form; Bu tip pistonlara taşıt motorlarında veya küçük motorlarda rastlanmaktadır. Piston üst yüzeyi düz veya hafif bombelidir.

b)Yarı küresel form; Yüksek güç istenen motorlarda kullanılmakta ve sıkıştırma oranı daha yüksektir.

c)Çatı form; Yüksek sıkıştırma gerektiren iki ve dört zamanlı motorlarda kullanılır.

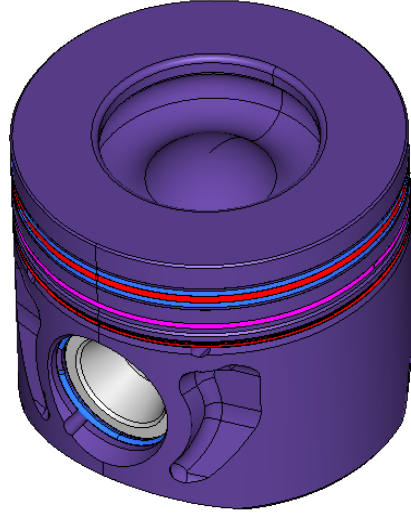
Aşağıdaki şekilde benzinli bir motora ait olan pistonun üst yüzeyi görülmektedir.



Şekil2.5: Benzinli motor pistonu.

2. Dizel Motorlarda Piston Yüzey Şekilleri:

- a. Hafif oyuk yüzeyli pistonlar; Taze hava ve yakıt karışımının daha iyi olması istenen yerlerde tercih edilmektedirler.
- b. Küresel oyuklu Piston Yüzü; Üst kısma küresel bir oyuk açılmakta ve yakıt buraya püskürtülmektedir.
- c. Çift oyuklu piston yüzü; Üst kısma iki veya daha fazla küresel oyuk açılması, ile oluşturulmuş yanma odalı ve püskürtmenin direkt yapıldığı, yüksek güç istenen yerler kullanılmaktadır. Dizel motor pistonlarında özellikle direk püskürtmede karışım oluşumunu ve yanmayı kolaylaştıracak şekilde piston üst yüzeyi değişik geometrilere oyuk şeklinde yapılır. Şekil 2.6' d dizel motoruna ait bir pistondaki çukur geometrisi görülmektedir [8,9].



Şekil2.6: Dizel motor pistonu.

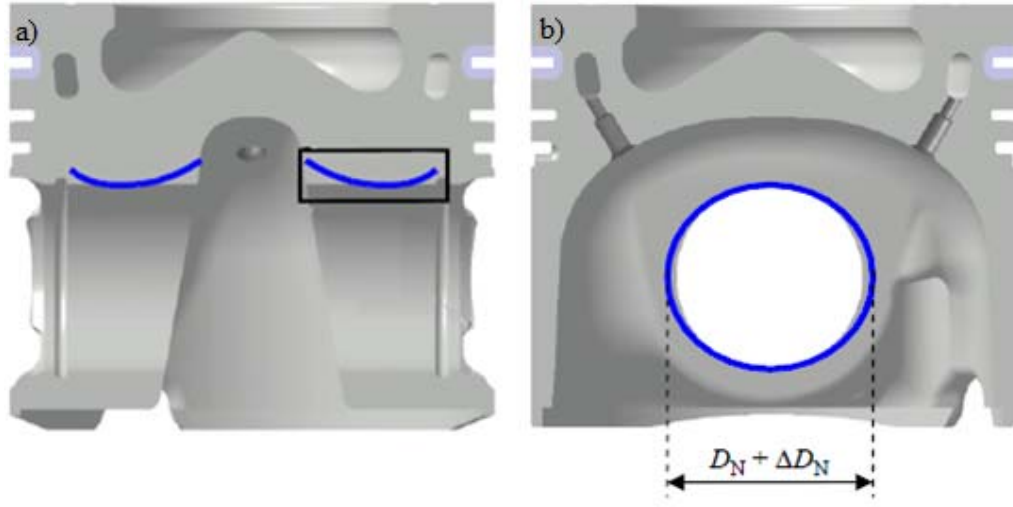
Piston yüzeyini et kalınlığı hakkında konuşmak gerekirse; benzinli motorlarda piston yüzeyinin ısınması dizel motorlara göre daha düzgündür. Bu, piston yüzü ortası ile kenarı arasındaki az sıcaklık farkı ile kendini gösterir. Ayrıca yanma sıcaklıkları da dizel motorlara göre daha düşüktür. Diğer taraftan yakıtın buharlaşma ısısının etkisi ile piston sıcaklığını azaltacak şekildedir. Bu sebeplerle dizel motorlara göre daha az bir piston yüzü kalınlığı seçilebilir.

Dizel motor pistonlarında ise piston yüzeyinin daha fazla ısınması pistonu gelen ısının iletilmesi için ısı ileten kesitlerin büyük olmasını gerektirdiğinden, piston yüzeyinin buna uyacak şekilde kalın yapılması gerekir. Isı iletiminin iyi olması için ve mukavemet dolayısı ile piston yüzü kalınlığı piston yüzeyine doğru gittikçe artar[10]. Bu yüzden piston yüzeyinin alt kısmı küre şeklinde yapılır ve çok büyük geçiş yarıçaplı bir çemberle pistonun segman kısmına bağlanır.

2.1.5 Piston geometrisi

Piston, gazın genişlemesi sırasında gaz basıncından aldığı kuvvetin etkisi ile öteleme hareketi yapar. Meydana gelen kuvveti perno pim vasıtası ile biyel ve krank miline ileterek doğrusal hareketin dairesel harekete dönüştürülmesini sağlayan bir motor parçasıdır. Pistonun üst yüzeyi, yanma odasını yüzeylerini bir kısmını oluşturur. Aynı zamanda üzerinde bulunan kompresyon segmanları yardımı ile sıkıştırmanın oluşturmasını ve gazların kaçmamasını, yağ segmanlarıyla da silindirin yüzeyinin yağlanmasını ve yağın sıyrılmasını sağlar. Piston motorun diğer elemanlarına göre

en fazla mekanik ve ısıl zorlanmalarının etkisi altındadır. Pistona etki eden zorlanmalar gaz basıncı, kütlelerin ivme kuvvetleri ve ısıl kuvvetlerdir. Sıcak gazlar, pistonun yapısı nedeni ile eşit olmayan sıcaklık dağılımlarını meydana getirir. Dolayısıyla ısıl gerilmeler ve değişik uzamalar meydana gelir. Bu nedenle piston-silindir ve piston-perno arasındaki boşluk buna uygun olarak seçilir. Piston ile piston pernosu arasındaki boşluktan dolayı çalışma esnasındaki vuruntuyu veya gürültülü çalışmayı engellemek için piston perno yuvaları oval bir şekilde işlenmiştir. Aşağıdaki şekilde nominal durumdaki ovallık gösterilmiştir[10].

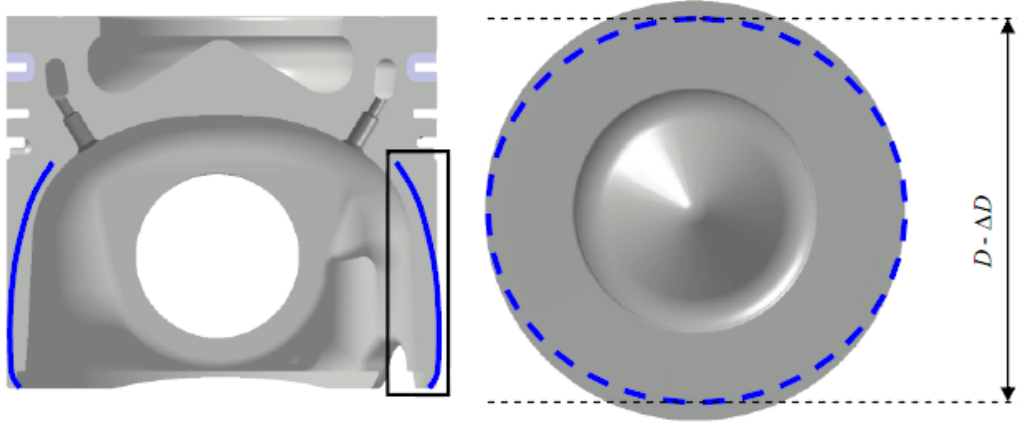


Şekil 2.7: Piston pin yuvasının ovallığı ve iç bükey formu.

Bu boşluk piston kafasında çok ve etekte daha az olur. Pistonlar Soğuk halde iken form olarak oval ve koniktir. Isındığında kesitlerine göre verilen form silindirik duruma geçmesini sağlamaktadır. Dolayısıyla segmanlara da yardımcı olmaktadır.

Günümüz dizel motorlarında alüminyum alaşımlı pistonlar kullanılmaya başlanmasıyla oval form bu pistonlar içinde geçerli olmaya başlamıştır. Alüminyum pistonlar, normal dökme demir pistonlar gibi silindirik olarak yapılıyorsa, alüminyum genleşme kat sayısı fazla olduğu için pistonun yüksek motor sıcaklığında, sıkışıp kalmadan çalışmasına devam edebilmesi için daha fazla boşluk verilmesi gerekirdi. Bu durum ise soğuk motor çalışmasında fazla boşluk nedeniyle motorda piston vuruntusuna neden olur. Oval pistonlar, silindire en az dökme demir pistonlar kadar sıkı alıştırıldıkları için motor soğukken piston vuruntusu yapmaz. Motorun çalışma sıcaklığında, piston, silindir ve segmanlar çizilip sıkışmadan, en

yüksek verimle çalışmasına devam edebilir. Genellikle alüminyum alaşımından yapılan pistonlarda piston başı silindirik olup piston eteğinden 0,50 - 0,70 mm küçük yapılır. Böylece bu kısımda, silindirle teması segmanlar sağlar. Silindir çapına göre, çok düşük ölçüde yapılan piston başının, silindir setlerine ve silindir yüzeylerine teması söz konusu değildir. Aşağıdaki şekilde pistonun etek kısmındaki ovallık temsili olarak gösterilmiştir.

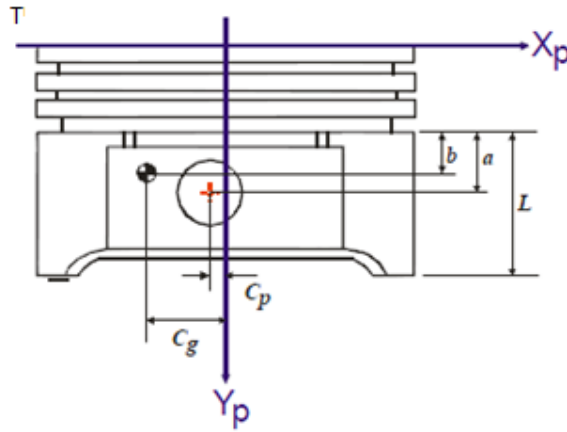


Şekil2.8 : Piston ovallığı ve fiçı formu.

Oval pistonlarda, pime dik ekseninde etek sonu ölçüsü, pime paralel ekseninde, etek sonu ölçüsüne göre daha büyüktür. Ortalama bir değer verilecek olursa pime paralel yöndeki çap, pime dik eksenindeki çapa göre 0,25 – 0,30 mm kadar küçüktür. Böylece piston soğukken pime dik yönde pistonla silindir arasında (0,025 – 0,05) mm normal boşluk olduğu için, motor piston vuruntusu yapmadan çalışır. Pim yönünde 0,25 – 0,30 mm kadar boşluk olduğuna göre, motor ısındıkça, piston pim yönünde genişler ve sıkışmadan çalışmasına devam eder. Motorun çalışması sırasında piston başı, piston eteğine göre daha fazla ısı ile karşılaşır. Bu ısının piston eteğine mümkün olduğu kadar az geçmesi için yatay yarıklar yapılmıştır. Buna rağmen piston etek başlangıcı, piston etek sonuna göre, daha fazla ısı ile karşılaştığı için daha fazla genişler. Bu nedenle etek başlangıcı daha küçük yapılarak yüksek motor devirlerinde, pistonun sıkışıp çizilmeden görev yapması sağlanmıştır. Motor soğuyunca, piston daha önce genişlediği yönde büzüldüğü için tekrar normal oval şeklini alır. Görülüyor ki oval pistonlar, daima pim yönünde genişler ve büzülür. Bu nedenle bu pistonlarda pim alıştırılması çok daha önemlidir. Oval

pistonlarda, piston pimleri sıkılaştırılacak olursa motor ısınınca, pim yönünde normal şekilde genişen piston, motor soğuduğu zaman pim sıkı olduğu için, aynı yönde rahatça büzülemeyeceğinden piston normal şeklini kaybeder, deforme olur ve görevini yapamaz [10].

Pistonlarda geometrik farklılıklardan biriside piston gövdesi eksenini ile piston pim yuvasına ait yatay eksen arasındaki mesafedir. Pin-offset olarak tanımlanan bu aralık pistonun silindirin eksoz tarafına doğru kaydırılmasıyla oluşur. Genellikle 0,15 ila 0,30 arasında bir değerde olur. Bu boşluğun genel amacı pistonun silindire daha düşük bir kuvvetle çarpmasını azaltmaktır.



Şekil2.9 : Piston pim-ofset değeri.

Şekil 2.9’da gösterilen C_p pim ofset miktarını göstermektedir. Bu ofset değerinin diğer bir önemi ise pistonun biyel koluna göre daha farklı bir krank açısında üst ölü noktaya ulaştığı için piston krank ve biyel kolunda yön değiştirmeye bağlı olarak ortaya çıkan yüklerin etkisini azaltmak içindir [10].

2.2 Piston Malzemesi

Piston malzemesinin seçilmesi ile konstrüksiyonu arasında önemli bir bağ vardır. Piston konstrüksiyonu esnasında yapılacak kabuller ve hesaplar malzemenin türüne göre değişiklik göstermektedir. Piston imalatında kullanılacak çok sayıda malzeme olması diğer önemli bir noktadır. Ancak önemli olan yüksek devirlerde düşük ataletli ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek özelliğine sahip olmaları en önemli seçim kriterleridir. Önceleri pistonlar dökme demirden yapılmaktaydı. Bu

malzeme düşük devirli ve uzun kurslu motorlar için yeterliydi. Bununla beraber günümüz yüksek devirli ve yüksek sıkıştırma oranlı kısa kurslu geniş silindir çaplı motorları için yüksek ısı iletimi yeteneğine sahip hafif metaller gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu yüzden bütün içten yanmalı motorlarda alüminyum alaşımlı pistonlar kullanılmaktadır. En çok kullanılan alaşımlar 4 gruba ayrılır.

1.grup: %10 silisyum, bakır diğer alaşım elemanlarını içerir.

2.grup: %12 silisyumlu ötektik ve diğer alaşım elemanlarını içerir.

3.grup: Bakır, magnezyum ve nikel, silisyum içermez.

4.grup: Ötektik üstü silisyum-alüminyum alaşımı %17-22 silisyum içerir.

Ötektik üstü pistonlar %25 ağırlık düşüşü ve düşük genleşme oranı avantajlarına sahiptir [10].

Çizelge 2.1, SAE 332, 356 ve 390 piston alaşımlarının alaşım yüzdelerini göstermektedir. SAE 356 alaşımı ötektik altı alaşımı, SAE 332 ötektik alaşımı ve SAE 390 ötektik üstü alaşımıdır. En çok kullanılan alaşım türleri SAE 332 ve SAE 390 alaşımlarıdır.

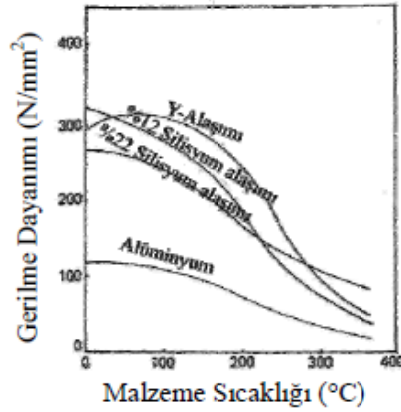
Çizelge 2.1 : SAE piston alaşımları [11].

Piston Alaşımı	Alaşım Yüzde Oranları							
	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn	Ti
332	8-10	1,2	2-4	0,5	0,5-1,5	0,5	1,0	0,25
356	6-7	0,6	0,25	0,35	0,2-0,5	0,5	0,35	0,25
390	16-18	1,3	4-5	0,1	0,4-0,6	0,1	0,1	0,20

Piston üreticileri bu standart alaşımlarda kendi üretim süreçlerine uygun veya müşteri talebine göre özel özellikler elde etmek için değişiklikler yapabilir. Pistonda alüminyum kullanılarak düşük atalet kuvvetleri ve daha hafif piston elde edilir ve bu da yüksek motor devirlerine imkan sağlar. Alüminyum yüksek ısı iletkenliğine sahip olması yüksek sıkıştırma oranlarına ulaşılmasına imkan sağlar çünkü piston başı merkezi çok fazla ısınmaz. Düşük piston başı sıcaklığı erken tutuşma ihtimalini azaltır bu yüzden yüksek sıkıştırma basıncı kullanılabilir, böylelikle yüksek sıkıştırma oranları sağlanır.

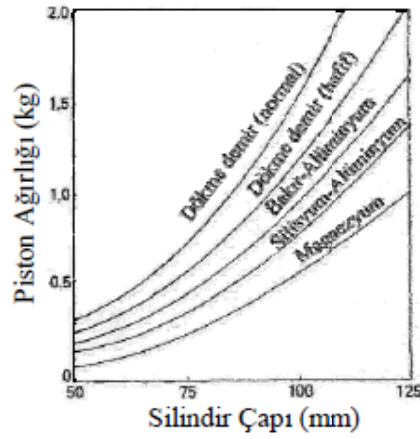
Saf alüminyum piston malzemesi olarak kullanmak için yeteri kadar sert değildir. Oda sıcaklığında 92-124 MPa gibi düşük gerilme dayanımı vardır. Sıcaklık 300 °C'de 31 MPa'ya düşmektedir ve bu ısı da piston başının merkezindeki çalışma sıcaklığıdır.

Şekil 2.10'da değişik piston malzemelerinin sıcaklıkla gerilme dayanımları karşılaştırılmıştır. Alüminyum pistonların piston başı sıcaklığının ortalama 330 °C olduğu göz önünde bulundurulursa buna göre en uygun malzemenin %22 silisyum içeren alaşım olduğu açıkça görülmektedir [11].



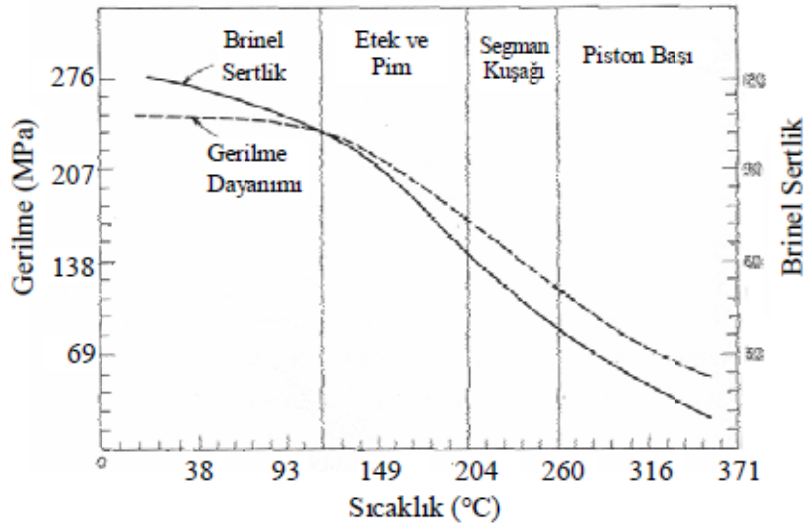
Şekil 2.10 : Malzeme sıcaklığı ile gerilme dayanımının karşılaştırılması.

Piston daha hafif yapılarak düşük atalet kuvvetleri sağlanır. Şekil 2.11'de değişik piston malzemeleriyle piston çap ve ağırlıkları karşılaştırılmıştır. En hafif malzeme magnezyum en ağır malzeme ise dökme demirdir.



Şekil 2.11 : Piston çapı ve ağırlığı açısından malzemelerin karşılaştırılması.

Pistonların çalışmalarından dolayı yüksek sıcaklık ve basınca dayanmaları gerekmektedir. Şekil 2.12'de sıcaklığın alüminyum pistonun dayanım ve sertliği üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

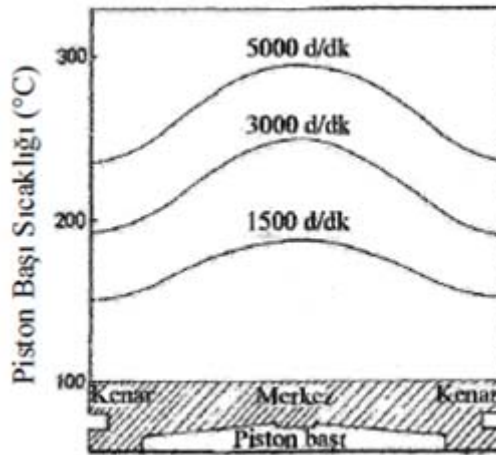


Şekil 2.12 : Alüminyum pistonun dayanım ve sertliğine sıcaklığın etkisi.

Motorun çalışması sırasında piston üzerindeki farklı bölgelerde sıcaklık değişmektedir. Piston tepesinden eteğine gidildikçe sıcaklık azalmaktadır. Piston başı alüminyumun erime noktasının iki katı olan yanma sıcaklıklarına maruz kalır. Yeterli ısı yolları olmadığı takdirde çalışma sıcaklıkları piston başında ve segman

bölgelerinde aşırı şekilde artar ve bu pistonu zayıflatarak daha çabuk arızalanmasına sebep olur. Gerçekte iletilen ısının oranı değişik faktörlere bağlıdır. Oran ısı yolunun uzunluğuyla ters orantılı ve ısı transfer katsayısı ve ısı yolunun kesitindeki ısı farklılığıyla doğru orantılıdır. Daha geniş silindir çapı piston merkezinden piston başına daha uzun ısı yolu ve daha yüksek piston başı sıcaklığı anlamına gelir. Daha yüksek piston başı sıcaklığı erken ateşleme eğilimini artırır. Silindir çapı büyüdükçe piston başı soğutması veya piston tacında yağ jeti gerekebilir.

Piston başı sıcaklığının motor devriyle karşılaştırılması yapıldığında devrin arttıkça piston başı sıcaklığının da arttığı Şekil 2.13’de görülmektedir. Piston başı ısı enerjisinin yaklaşık %50-60’ı pistondan segmanlara ve daha sonra silindir duvarlarına iletilir. Kalan ısı akış dağılımı, %20’si segman yuvalarına ve %20-30’u eteğe, %5 ısı da gaz ve yağla taşınır. Ancak çoğu silindir duvarına iletilir [9].



Şekil 2.13 :Piston başı sıcaklık dağılımının motor devri ile değişimi.

Pistonun herhangi bir noktasındaki en yüksek sıcaklık alaşımın erime noktası sıcaklığının %66’sını geçmemelidir. Mevcut motor piston alaşımı için bu sıcaklık limiti 370 °C’dir. Sıcaklık dağılımı ısıl deformasyonlara ve ısıl gerilmelere sebep olur. Pistonun ısıl deformasyonu piston eteği tasarımında önemli role sahiptir. Piston eteği tasarımı piston çarpması ve sürtünmeyi azaltmak için önemlidir [10].

Piston başı, yanma odasının alt yüzeyini teşkil ettiğine göre pistonun, yanma zamanında ortaya çıkan yüksek sıcaklığa dayanabilmesi ve bu ısı karşısında şekil değiştirmeden, sıkışıp kaynamadan görevine devam edebilmelidir. Yüksek ısı ve

basınca dayanabilmesi için pistonun yeteri kadar ağır ve kalın malzemeden yapılması gerekmektedir. Bunun yanında piston, atalet kuvvetlerini yenerek ölü noktaları kolayca aşabilmesi için mümkün olduğu kadar hafif olmalıdır. Motorun önemli parçalarından biri olan piston tasarımı için malzeme seçimi esnasında birçok faktörü bir arada düşünmek gerekir.

Piston malzemelerinden genel olarak beklenenleri açıklamak gerekirse; bu malzemeler düşük yoğunluk, yüksek ısı iletimli ve düşük ısı genleşme katsayılı olmalıdır. Bunun yanında yüksek elastikiyet modülüne sahip olmalıdır. Ayrıca korozyon ve aşınmaya karşı dirençlerinin de iyi olması gerekir. Buna ek olarak bu malzemelerin orta ve yüksek sıcaklıklarda mukavemet ve yorulma dayanımları yüksek olmalıdır.

Diğer yandan ise; pistonun az etek eğilmesi olmalı, çatlak ve erozyon olmamalı, boyutlarda denge olmalı, düşük yağ ve yakıt tüketimi olmalı, segman yuvalarının genişlemesi çok az olmalıdır.

Tasarımda malzeme özellikleri yanında, düşük emisyon, gürültü ve yüksek dayanım, yakıt ekonomisi gibi müşteri istekleri yanında yasal düzenlemelerden dolayı pazar ihtiyaçları daha karmaşık bir hal almıştır. Bu nedenle farklı bir yönden de pistonları sınıflandıra biliriz. Bunlar:

- 1)Dökme demir pistonlar: Ağır ve ağırlığı azaltmak için cidarları ince tutulmaktadır.
- 2)Alüminyum-dökme demir pistonlar: Pistonun üst kısmı alüminyumdan, etek kısmı dökme demir malzemeden yapılır. Kullanımı azdır.
- 3)Alüminyum esaslı pistonlar: Pistonun segman taşıyıcısı Ni-resist malzemeden yapıldıysa bunlar ring taşıyıcılı piston olarak adlandırılır. Mukavemet plakalı piston, yağ soğutmalı (tuz maçalı) piston ve normal piston olarak adlandırılır.

Al-Si piston alaşımlarında Ni, Cu, Cr, Magnezyum, Manganez, Çinko, Titanyum, Bor, Fosfor, Stronsiyum elementleri kullanılır. Bunlar belirli oranlarda alaşım haline getirilir. Belirli sıcaklıkta piston kalıbına dökülür. Malzeme oranı en yüksek Al, sonra Si'dur [8].

Ni piston alaşımlarında yüksek sıcaklıkta genleşme kabiliyetini dűřürmek amacı ile kullanılır. Bakır ve Magnezyum ısıl işlem kabiliyeti kazandırır. Demirin kırılgenliğını önlemek için manganez ilavesi ile alaşım iyileştirilir. Titanyum ve bor tane küçültür. Stronsiyum ötektik yapı modifikasyonu için, fosfor ise Si tanelerini küçültmek için kullanılır. Piston malzemesi olarak yaygınca kullanılan Alüminyum-Silisyum alaşımlar yüksek çalışma sıcaklıkları ve basınçlarda segmanın hareketinden dolayı yeterli aşınma direncine sahip değildir. Bu yüzden dökme eklentiler konularak daha sert ve daha dirençli yüzeyler oluşturulur.

Segmanın veya yuvasının aşırı yanal aşınmasını önlemek için yüksek Ni içeriğine sahip segman yuvası ekleri metalürjik olarak alüminyum pistonu yapıştırılır. Araştırmalar Al-Si piston alaşımlarında %0,1-2,5 Ni sertliği arttırdığını göstermiştir. Cu, Zn ve Fe gibi metaller piston alaşım özelliklerini iyileştirmek amacıyla ilave edilir. Mn ve Ni yüksek sıcaklıklarda dayanımı arttırmak için katılmıştır. Bakır (%4,5) oda sıcaklığında dayanımı arttırmak için katılmıştır. Bazı pistonlar ise, sürtünmeye direnci arttırmak ve ilk harekete kolay geçmek için kalayla kaplanmaktadır. Piston yüzeyini kalayla kaplama motorun çalışma periyodundaki ilk aşınma sırasındaki sürtünme eğilimini daha da azaltır.

Mangan dizel motorlarındaki sülfürlü korozyona karsı dayanımı artırır. Ancak silisyumun fazla kullanıldığı hiper alaşımda katılaşma sorunu yaşanabilir, bu da pistonu mikro çatlaklara sebep olmaktadır. Bu tür alaşım dökülürken kalıbın sarsılmaması çok önemlidir. Al-Si piston alaşımlarında %0,1-2,5 Ni sertliği arttırdığını göstermiştir. Mn ve Ni yüksek sıcaklıklarda dayanımı arttırmak için katılmıştır. Bakır (%4,5) oda sıcaklığında dayanımı arttırmak için katılmıştır [7].

Çoğu piston sürtünmeye direnci arttırmak ve ilk harekete kolay geçmek için kalayla kaplanır. Piston yüzeyini kalayla kaplama motorun çalışma periyodundaki ilk aşınma sırasındaki sürtünme eğilimini daha da azaltır Sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla piston etek bölgeleri bazen molibden esaslı yüksek yağlayıcı maddelerle kaplanırlar. Tipik olarak bu uygulama eteğin her tarafında ortalama 0,0127 mm kalınlık sağlayacak şekilde yapılır.

Alaşımlarda genelde sodyum ile tasfiye işlemi yapılır. Hiper silisli alaşımlarda ise bu işlem klorürle yapılır. Bu tuzlar gaz toplanmasını engeller ve tane yapısında

gevrekliği azaltır. Hiper silisyum alaşımlarındaki gerginliği almak ve alaşımın iyileşmesi, kararlı duruma gelmesi için 350  C’de tavlama ve fırında yavaş soğutma işlemleri uygulanmalıdır.

Al-Si alaşımı su verilebilir malzemelerdir. Özetle 3 tip Al alaşımı vardır:

- Hipo  tektik
- Ötektik
- Hiper  tektik

Çizelge 2.2 ve izelge 2.3’de 3 farklı alüminyum alaşımlı piston malzemelerinin içinde bulunan alaşımların yüzdeleri ve kimyasal kompozisyon miktarları tanımlı olan alaşımlı piston malzemelerinin metalürjik özellikleri gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : Farklı piston malzemelerine ait alaşım oranları [11].

Alüminyum Alaşımlı Piston Malzemeleri								
Kimyasal Kompozisyon Miktarları								
NO.	Cu	Mg	Ni	Si	Ti	Fe	Zn	Mn
1	3,5-4,5	1,2-1,8	1,7-2,3	<0,6	<0,2	<0,8	<0,1	<0,1
2	0,8-1,3	0,8-1,5	1,0-1,5	11-13	<0,2	<0,8	<0,8	<0,5
3	2,0-4,0	0,5-1,5	0,5-1,0	8,5-10,5	<0,2	<0,8	<0,8	<0,5

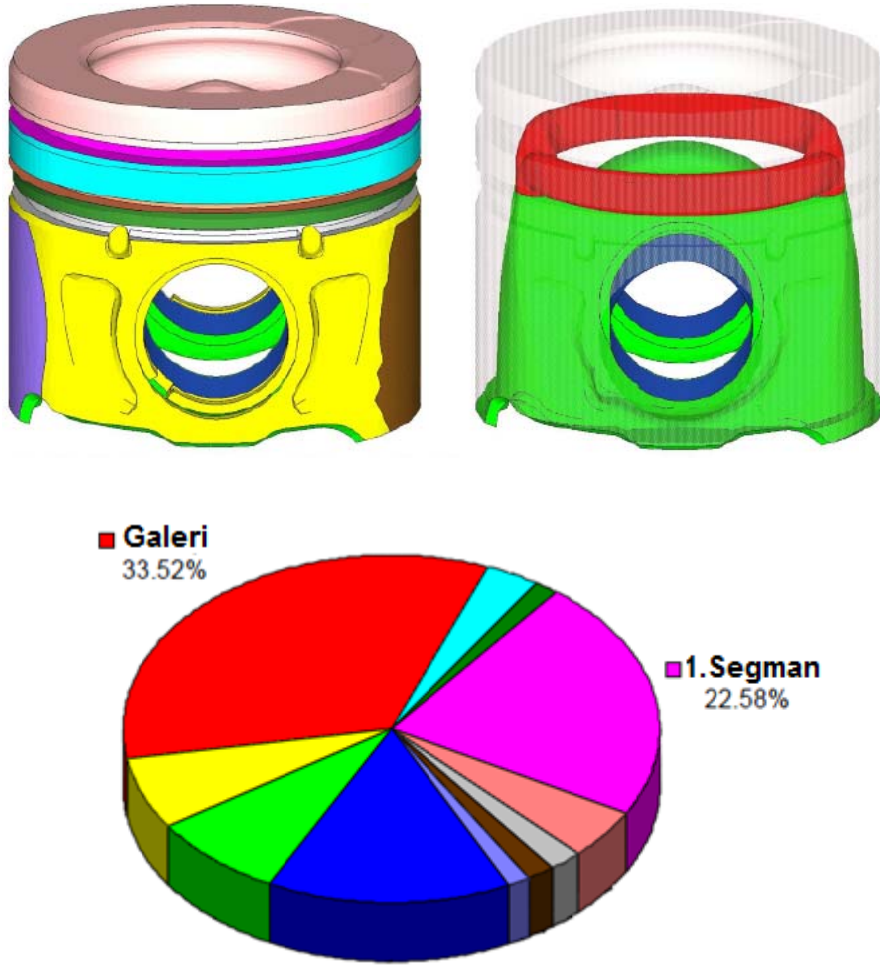
Si alaşıma akışkanlık kazandırır, korozyon ve aşınma direncini artırır, ısıl genleşme katsayısını düşürür. İşlemenin kolay olması için modifikasyon ve tane inceltme yöntemleri ile istenilen özelliğe getirilebilir. İyi bir piston malzemesi oluşturmak alaşım içeriklerinin en iyi şekilde dengelenmesine bağlıdır. Al-Si alaşımında ötektik nokta %12,7 Si içerir ve bu 577°C de gerçekleşir. Al içerisinde % 0,01 oranında Si ise Al içerisinde % 1,59 oranında erir [12].

Çizelge 2.3 : Piston malzemelerinin mekanik özellikleri [11].

No	Gerilme Dayanımı (kg/mm ²)	Sertlik (HB)	Genleşme (%)	Isıl Genleşme (%)			Özgül Ağırlık (gr/cm ³)
				20-100 °C	20-200 °C	20-300 °C	
1	< 30	63-75	> 0,8	21,3 x 10 ⁻⁶	22,7 x 10 ⁻⁶	24,5 x 10 ⁻⁶	2,83
	< 26	54-66	> 1,0				
2	< 28	64-74	> 0,5	19,2 x 10 ⁻⁶	20,6 x 10 ⁻⁶	21,9 x 10 ⁻⁶	2,73
	< 25	55-65	> 0,6				
3	< 23	57-69	> 0,5	20,2 x 10 ⁻⁶	21,6 x 10 ⁻⁶	23,1 x 10 ⁻⁶	2,75
	< 28	64-74	> 0,5				
	< 25	54-66	> 0,6				

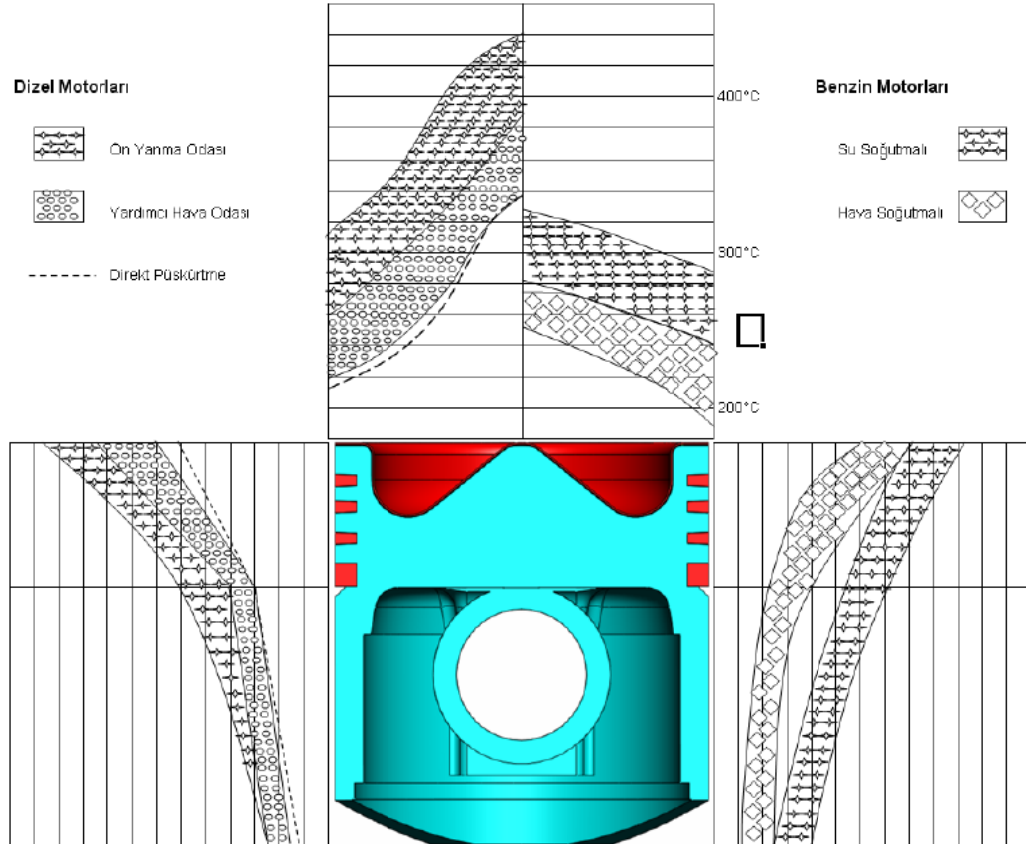
2.3 Piston Sıcaklık Dağılımı

Yakıt içerisindeki enerjinin ısı enerjisine dönüşümü sıcak yanma gazlarından piston üst yüzeyine taşınım ve çok az miktarda ışınlama ile ısı geçişi, yanma odasını oluşturan çeperlerde periyodik sıcaklık değişimlerine neden olmaktadır. Dizel motor pistonlarında yanma sonunda oluşan ısı akışı dağılımını incelersek, ısının büyük bir kısmının yanma odasının hemen alt kısmında bulunan yağ galerisinden yağ jetine, ve kompresör segmanı üzerinden silindire aktarıldığını görebiliriz (Şekil 2.14).



Şekil 2.14 :Yağ galerisi ve kompresör segmanından geçen ısı miktarı

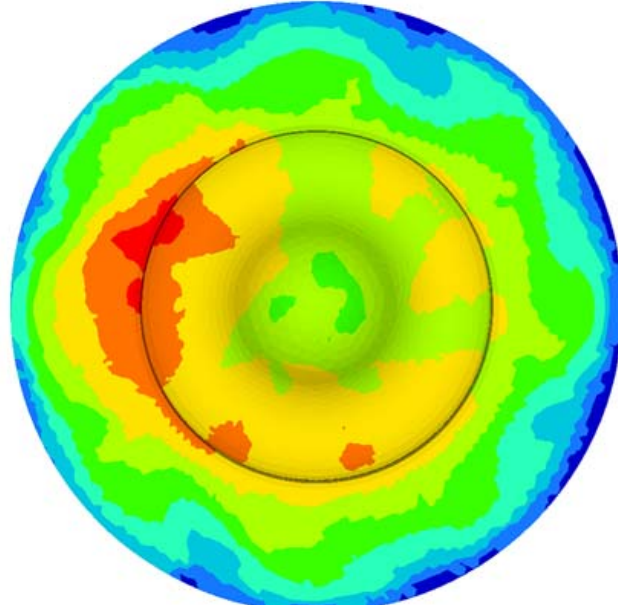
Yukarıda da belirtildiği gibi yanma sonunda piston başı tarafından ısının büyük bir bölümü segmanlar piston kenarlarından silindir çeperi ve dolayısı ile soğutucuya ulaşır. Alüminyum alaşımlı pistonlarda ısı iletiminin daha iyi olması nedeni ile sıcaklık dağılımı daha üniformdur. Dört zamanlı benzin ve dizel motorlarının hafif metal malzemeli pistonu için sıcaklık dağılımı Şekil 2.15’de görülmektedir [15].



Şekil 2.15 : Dört zamanlı motorlarda hafif metal alaşımli pistonun sıcaklık dağılımı.

Pistonlarda yüksek sıcaklıklar genellikle piston üst yüzeyinin ortasında görülmektedir. Benzinli motorlarda en yüksek sıcaklık ise bujide ve egzoz supabına yakın olan kısımlarında oluşur. Pistonun üst yüzeyinden piston eteğine doğru sıcaklıklar azalır.

Piston eteğinde ise sıcaklıklar en düşüktür. Benzin motorlarında 230 °C sıcaklık kritik olarak nitelendirilir ve 250 °C ise uzun süre devam etmemelidir. Dizel motorlarında ise piston sıcaklıkları 400 °C'yi geçmemelidir. Yanma tekniği açısından düz piston yüzeylerinde görülen simetrik sıcaklık dağılımları piston yüzeylerindeki geometri nedeni ile asimetrik sıcaklık dağılımı şekline dönüşür. Dizel motor pistonlarında en yüksek sıcaklık eksoz valfi çıkış portunun etrafında görülür (Şekil 2.15).



Şekil 2.16 : Piston üst yüzeyinin sıcaklık dağılımı.

Piston sıcaklığına etki eden etkenler;

1. Soğutma şekli
2. Motor yükü
3. Ateşleme veya püskürtme başlangıcı
4. Dönme sayısı
5. Sıkıştırma oranı
6. Yanma olayı
7. Piston yapısı
8. Segmanın dönmesi

Kararlı halde çalışan bir içten yanmalı bir motordaki en yüksek sıcaklığın görüldüğü üç nokta; buji çevresi, egzoz valfi ve portu, piston yüzeyidir. Yanma gazlarının yüksek sıcaklıklarına maruz kalan bölgeler sadece bunlar değildir. Fakat bu bölgeler soğutulması en güç olan bölgelerdir. Yanma sırasında buji çevresinde oluşan yüksek sıcaklıklar kritik bir ısı transferi problemi doğurur. Bujinin (dizel motorlarda enjektörün) yanma odası duvarında (üstünde) yer alması soğutma ceketlerinde bir ayrılma oluşturduğundan, bu bölgede lokal bir soğutma problemi meydana gelir.

Soğuk bir motor kararlı durum sıcaklığına ısıtmak, bütün motor elemanlarında bir termal genişmeye neden olur. Bu termal genişmenin büyüklüğü, elemanların sıcaklıklarına ve üretildikleri malzemelere bağlı olarak her bir motor elemanında farklı değerde olacaktır. Silindir çapı, pistonun termal genişmesini sınırlar. Daha yeni bir motorun çalışma sıcaklığı, piston segmanları, piston eteği ve silindir duvarları arasında daha yüksek zorlanmalar ortaya çıkabilir. Bu nedenler; motorun çalışması sırasında, silindir duvarları üzerindeki yağ filminde yüksek viskoz ısınmalar oluşturur.

2.4 Piston Genleşmesi

Eğer piston eteği çok genişlerse silindir duvarıyla arasındaki boşluk azalacak, sürtünmeden dolayı güç kaybı, şiddetli aşınma ve muhtemel kaynaşma meydana gelecektir. Diğer taraftan eğer boşluk fazla olursa piston çarpması meydana gelecektir. Piston çarpması yanma başladıktan sonra iş zamanında piston silindir içinde aşağı doğru hareket ederken ani olarak pistonun eğilmesiyle sonuçlanır. Piston silindir duvarından birinden diğerine yeterli bir kuvvetle hareket ederken çan sesine benzer boşluktan gelen farklı bir ses çıkarır. Ayrıca çarpma piston ve silindir çabuk aşınmasına da sebep olur. Pistonla silindir yüzeyi arasında tavsiye edilen boşluk 0,0254-0,1016 mm civarında olmalıdır. Bu boşluk yağla doldurularak piston ve segmanlar yağ filmi üzerinde hareket ederler [8].

Farklı motorlar için farklı boşluklar verilerek en iyi çalışma için en yakın limitler sağlanmıştır. Bunu yapmak kolay değildir çünkü etekten piston başına sıcaklık değişimi vardır. Pistonun tasarımı, metal kütlelerin dağılımı ve piston eteğinin şekli bunu dikkate almak zorundadır. Çoğu pistonlar sıcaklık farklılığından dolayı oluşan genişme farkına izin vermek için etekleri konik yapılırlar. Artan sıcaklıklarda piston eteğindeki genişmeyi kontrol etmenin bir yöntemi pistonu eliptik bir şekilde taşlamaktır. Diğer karbon-çelik bantları, segmanları veya dayanakları monte etmek veya döküm yoluyla yerleştirmektir[10].

Ek olarak etek yağ kontrol segman yuvasından piston pim deliklerine ve daha aşağısına kadar oval ve konik yapılırlar. Piston eliptik bir şekilde taşlandığında kam yüzeyli piston adını alır. Çünkü taşlama tezgahı pistonu döndürmek ve piston taşlama tekerine doğru ileri geri hareket ettirmek için bir kam kullanır. Kam yüzeyli

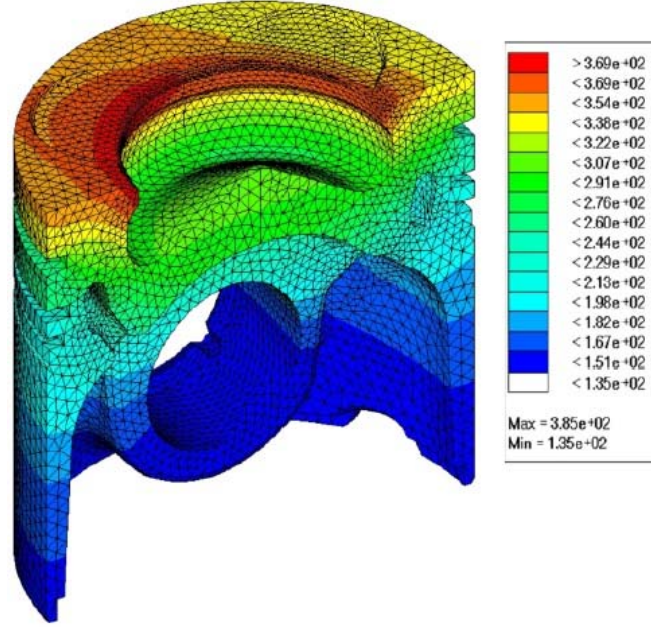
piston soğukken piston pim yuvasına dik uzun eksene göre elips şeklindedir. Diğer bölgelerdeki boşluk aşırıdır. Piston ısındığında bu değişir ve piston başı her yöne eşit bir şekilde genişler. Nispeten sert olan piston pim yuvaları dış kuvvetleri geçirmede eteğin yaslanma yüzeyi kısmında daha etkilidir. Piston pim yuvalarının karşısındaki boşluk arttığı için yaslanma yüzeyi içe doğru çekilmeye çalışacaktır. Buna çember çekilmesi olayı denir çünkü çemberin bir yöne doğru çekilmesi olayı gibidir. Bu çember çapının dikey artmasına yol açar. Toplam etki çalışma sıcaklığına ulaştığında pistonun yaklaşık olarak yuvarlak bir şekil aldığı var sayılır bu yüzden normal boşluk bölgesi artırılmıştır.

Alüminyum alaşımının dökme demire göre dayanımının daha az olmasından dolayı kalın kesitler kullanılmış, bu malzemenin hafif olmasının ağırlık için hiç avantajı olmadığı fark edilmiştir. Diğer yandan alüminyumun yüksek ısı genleşme katsayısından dolayı geniş çalışma boşlukları verilmelidir. Alüminyumun ısı iletkenliği demirin üç katı kadardır. Bu, daha kalın kesitlerin kullanılmasıyla beraber, alüminyum pistonların dökme demir pistonlara göre 200 °C daha düşük bir ısıda çalışmasını mümkün kılar. Sonuç olarak piston başının yakınında ve segman yuvalarında yağın ısıdan dolayı bozulması-karbon birikintisi çok az olur veya hiç olmaz. Bu yüzden bu kesitlerin mekanik yükleri taşıması için gereğinden daha fazla kalın yapılarak ısı iletimiyle iyi bir soğuma oranı elde edilmiştir. Amaç yerel ısıları sadece malzemenin mekanik özelliklerinin önemli derecede azalmaya başladığı seviyenin altında tutmak değil ayrıca özellikle egzoz supabı yakınlarında ısı yorulma kırılmasından kaçınmak için düzgün ısıl gradyanları sağlamaktır. Geniş boşluklar motor soğukken piston çarpmasına sebep olarak zarar verirler. Diğer tarafta sıcak çarpma yorulma ömrünü kısaltabilir ve segmanların sızdırmazlığını azaltır. Yaş gömlekleli motorlarda ayrıca gömleklerin rezonans titreşiminden dolayı kavitezyon aşınmasına sebep olur. Çare olarak piston pimi biraz eksenden kaçık yapılır.

2.5 Piston Isı Kontrolü

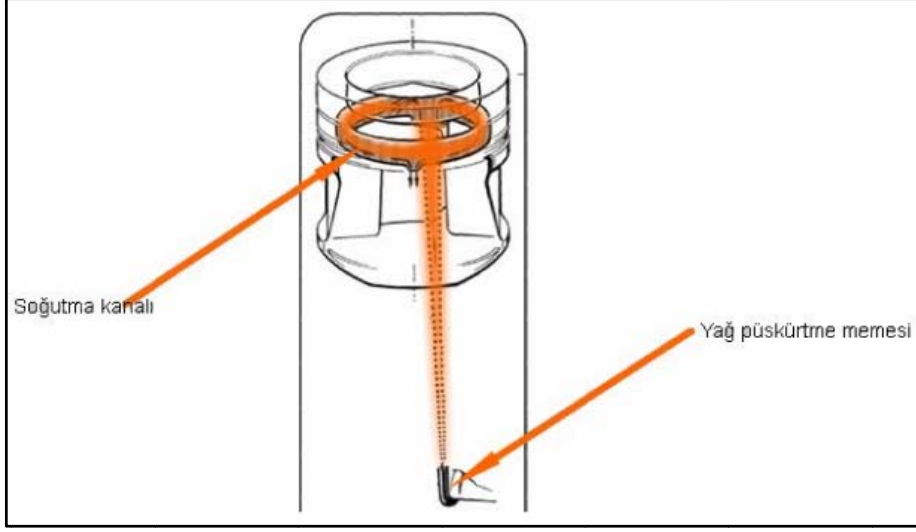
Piston başı sıcak, etek kısmı da orantılı olarak soğuk olmalıdır. Eğer piston başı soğuk olursa ısı verim düşer ve soğuk metalin yanma sürecinde soğutucu etkisi egzoz gazlarındaki yanmamış hidrokarbon yüzdesini artıracaktır. Diğer tarafta piston

başı çok sıcak olmamalıdır. Çünkü bu motor pürüzlülüğüne bağlı olarak yüzey ateşlemesine sebep olur ve piston ömrü kısalır. Piston eteği orantılı olarak soğuk çalışarak yüksek sıcaklıklardan dolayı eteğin aşırı genişlemesi bertaraf edilir. Bu özellikle tam etekli piston için geçerlidir [11].



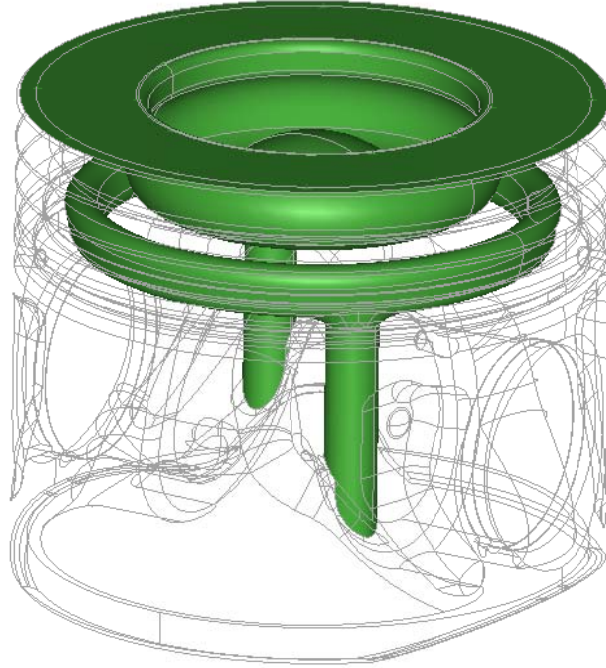
Şekil 2.17: Dizel motor pistonundaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 2.17’de dizel motor pistonunda tam yük durumundaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Günümüz dizel motor pistonlarında piston eteğine ısı geçişini azaltan yöntemlerden en yaygın olanı yağ galerisi uygulaması kullanılır. Bu yöntem de pistonun üst yüzeyindeki kafa geometrisini çevreleyen bir yağ galerisi mevcuttur. Yeni geliştirilen bu modelde piston, mil formunda bir soğutma kanalına sahiptir.



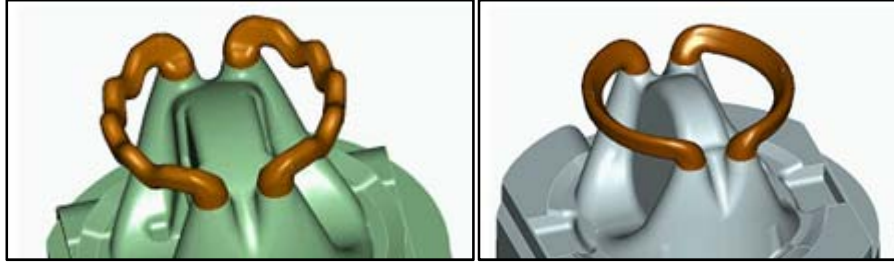
Şekil 2.18: Basıncılı yağla piston kafasının soğutulması.

Yüksek basınçlarda yağ jeti şeklinde buraya gönderilen akışkan pistonun üst kısmındaki sıcaklığı azaltır. Aşağıdaki resimde yağ galerisinin konumu gösterilmektedir.



Şekil 2. 19 : Yağ galerisinin pistondaki konumu.

Isı barajı ısının baştan eteğe geçmesini engeller. Ayrıca yağ jetinin soğutucu etkisi pistonun üst yüzey sıcaklığının baştan eteğe geçmesini engeller. Aşağıdaki resimde soğutma yüzey alanını artırmak için değişik formlarda tasarlanan yağ galerileri görülmektedir.



Şekil 2.20 : Yağ galerisi formları.

Dalgalı forma sahip yapı soğutma kanalının büyük yüzeye sahip olmasını ve bununla pistondan yağa daha iyi bir sıcaklık aktarımını sağlar. Bununla soğutma etkisi iyileştirilir. Pistondaki ısıyı uzaklaştırmak için uygulanan diğer bir yöntem ise pistonda kesme veya dökümle yatay yarıklarla ısı geçişini azaltmaktır.

2.6 Pistona Etki Eden Kuvvetler

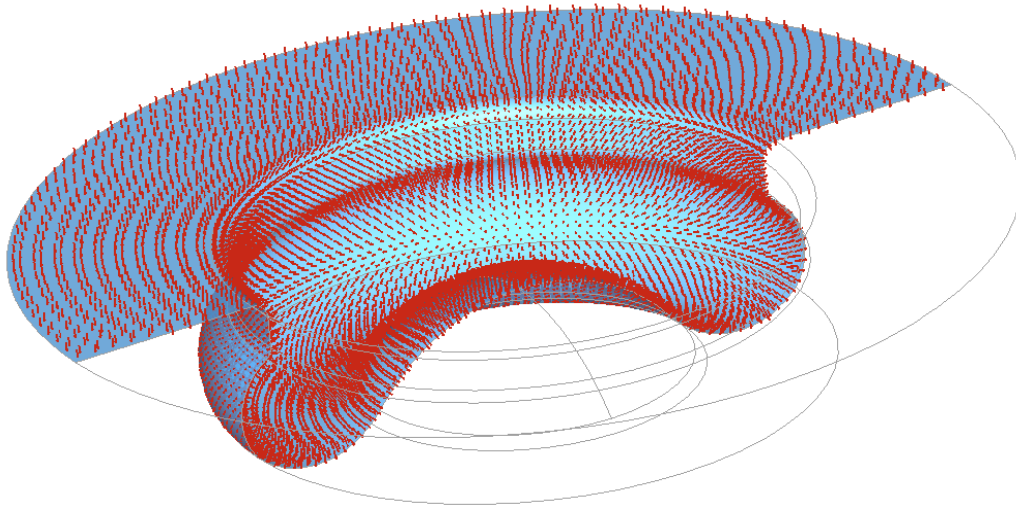
Pistonlu içten yanmalı motorlarda kullanılan yanıcı hava-yakıt karışımı, bir tarafını hareketli pistonun kapattığı bir silindirin içerisinde sıkıştırılarak yakılır. Yanma ile açığa çıkan ısı silindirde bulunan gazların sıcaklığını ve basıncını yükseltir. Sıkıştırma sonu basıncının birkaç katına yükselen yanma basıncı hareketli pistonun üzerine etki ederek onun silindirin dışına doğru hareketine neden olur. Pistona etki eden bu basıncın oluşturduğu kuvvetle sağlanan doğrusal hareket biyel ve krank milinden oluşan mekanizma aracılığıyla dönem hareket ve torkuna dönüştürülür. Hesaplarda krank milinin sabit açısal hızda döndüğünü varsaymaktayız. Gerçek koşullarda şekildeki gibi piston üzerine çevrim boyunca değişen gaz basınçları etki ettiğinden krank milinin açısal hızı sabit değildir. Açısal hızın sabit kabul edilmesi tüm kinematik değerlerin krank açısının fonksiyonu olarak hesaplanabilmesine olanak vermektedir [10].

Motorun çalışması sırasında pistonlar ÜÖN-AÖN arasında hızlanarak ve yavaşlayarak hareket ederler. Hesaplarda ise krank milinin yaklaşık sabit açısal

hızlarda döndüğü kabul edilir. Biyelin hareketi ise piston ile krankın hareketleri arasında yer almaktadır. Biyelin pistona bağlı küçük başı piston ile benzer doğrusal hareket yaparken, kranka bağlı büyük başı krankın hareketine benzer dairesel bir hareket yapar. Pistonun üst ölü noktadan anlık uzaklığı piston yolu olarak adlandırılır [11].

2.6.1 Gaz kuvvetleri

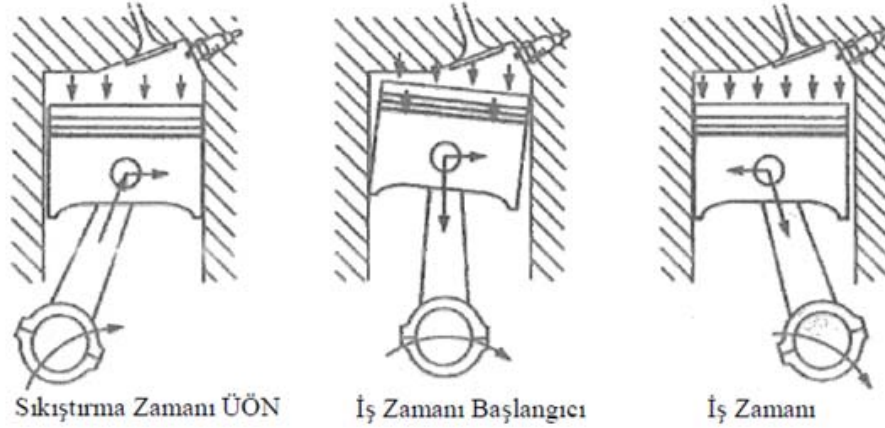
Benzin motorlarında silindir içerisinde (yanma odasında) yakıt hava karışımı sıkıştırılır. Sıkıştırılan karışımın basıncı ve sıcaklığı artar. Bujiden çıkan kıvılcım ile bu karışım yanarak oluşturduğu basınç pistonu aşağı doğru iter. Bu basıncın oluşturduğu kuvvet gaz kuvvetidir. Piston üzerine üstten çalışma maddesinin basıncı alttan ise karter basıncı etki eder. Pistonun tepesine etki eden gaz kuvvetleri silindir eksenine doğrultusunda, piston pimi eksenine etki eden tek bir kuvvet olarak değerlendirilir (Şekil 2.19). Motorda gaz kuvvetlerinin yarattığı kuvvet akışı incelendiğinde, bütün dış kuvvetlerin dengede olduğu, denge bakımından sisteme herhangi bir etkilerinin olmadığı görülür [8].



Şekil 2.21 : Yanma sonucu oluşan basıncın piston üst yüzeyindeki dağılımı.

Dizel motorlarda ise yanma odasına alınan havanın sıkıştırılıp, basıncı ve sıcaklığı artan bu kızgın havanın içerisine püskürtülen yakıtın yanmasıyla pistonu aşağı doğru

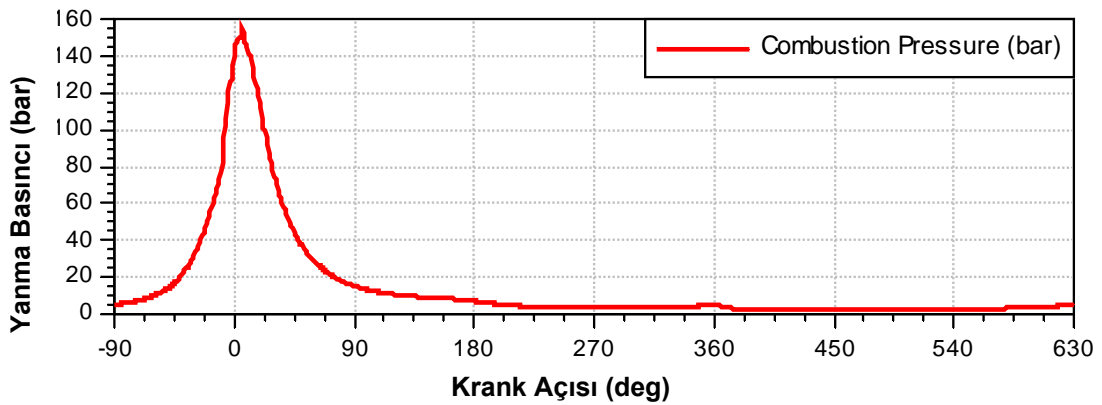
iten gaz kuvvetleri meydana gelir. Piston üzerine en fazla kuvvet iş zamanında gelmektedir. Şekil 2.22’de pistonu etki eden gaz kuvvetleri görülmektedir.



Şekil 2.22 : Pistona etki eden gaz kuvvetleri.

Yanal kuvvetler Şekil 2.22’de görüldüğü gibi biyel kolunun dikey eksenle yaptığı açıdan dolayı silindir duvarına uyguladığı kuvvetlerdir. Dikey kuvvetler ise gaz kuvvetleridir. Yanal itme kuvvetleri iş zamanında piston ÜÖN’yi 45-50° geçtikten sonra en büyük değerine ulaşmakta ve AÖN’ya doğru ise azalmaktadır. Dikey kuvvetler, iş zamanında piston ÜÖN’yi 45-50° geçtikten sonra en büyük değerine ulaşmakta ve AÖN’ya doğru ise azalmaktadır.

Aşağıdaki grafikte krank açısına bağlı olarak silindir içerisinde oluşan basıncın değişimi gösterilmiştir. Maksimum basınç sekiz derecelik krank açısında meydana gelmektedir. Yeni nesil dizel motorlarında silindir içinde oluşan basınç değeri 140-210 bar arasında değişmektedir. Sonuç olarak gaz kuvvetlerinin motorun çalışma metoduna ve motorun tgenel olarak yapısına bağlı olduğunu söyleye biliriz.



Şekil 2.24 :Pistona etki eden atalet kuvvetleri [13].

Model pistonun (X) ekseni boyunca yatay ve piston pin ekseni (Z) etrafındaki dönme hareketini tanımlamaktadır. Yatay ve dikey yer değiştirmeler pistonun ikincil hareketini ortaya çıkarmaktadır. Pistonun birincil hareketi ise silindir ekseni boyunca dikey yöndeki (Z) hareketini tanımlamaktadır. Pistona etki eden bütün kuvvetler piston pimi üzerinden biyel koluna transfer edilir. XPZ koordinat sistemi piston pimine bağlı olarak yatayda dikeyde ve pin ekseninde dönme hareketi yapan bir sistemdir. $x'O_1z'$ ise silindir eksen çizgisi boyunca atalet eksenine bağlı olarak hareket eden koordinat sistemini göstermektedir. O_1 piston piminin yataydaki ekseni ile silindirin dikey ekseninin kesişim noktasıdır. P X-Z düzlemindeki piston pim eksenini göstermektedir. G piston ağırlık merkezi olup, X_G ve Z_G bu noktanın O_1 noktasına olan mesafelerini göstermektedir. X_{CP} silindir içi basınç kuvvetinin piston yüzeyine etki ettiği nokta ile piston ağırlık merkezi arasındaki mesafeyi göstermektedir. $P(\theta)$ krank açısına bağlı olarak değişen silindir içi basıncını göstermek üzere, basınç kuvveti (2.1) de verilmiştir[13].

$$F_{CP} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot P(\theta) \quad (2.1)$$

Sabit bir büyüklükte olan ve piston ağırlık merkezinden aşağıya doğru etki eden yerçekimi kuvveti (2.2) de belirtilmiştir.

$$F_G = M_P \cdot g \quad (2.2)$$

Pistonun birincil ve ikincil hareketleri esnasında ivmelerden kaynaklanan, ağırlık merkezine etki eden, kuvvetler (2.3) ve (2.4) numaralı denklemlerle belirtilmiştir.

$$F_S = M_S \cdot A_S \quad (2.3)$$

$$F_P = M_P \cdot A_P. \quad (2.4)$$

Sırasıyla pistonun thrust ve non-thrust taraflarındaki, piston eteği ve silindir yüzeyi arasındaki $\sum_{nodes} F_{TH}$ ve $\sum_{nodes} F_{NTH}$ temas kuvvetleri pistona yatay olarak etki eder. Bu temas kuvvetlerinden oluşan $\mu \sum_{nodes} F_{TH}$ ve $\mu \sum_{nodes} F_{NTH}$ sürtünme kuvvetleri piston hareketine dik yönde etki eder.

Buna bağlı olarak pistona dikey yönde etki eden toplam kuvvet (2.5) nolu denklemde tanımlanmıştır.

$$F_V = F_I + F_G + F_{CP} - [\mu \sum_{Nodes} F_{TH} + \mu \sum_{Nodes} F_{NTH}] \quad (2.5)$$

Biyel kolundan pistonu etki eden reaksiyon kuvvetinin (R_R) biyel kolu boyunca piston pin eksenine etki ettiği kabul edilir. Bu kuvvet sistemin geometrisine ve ikincil harekete bağlı olan β biyel kolu açısına bağlı olarak değişir. Reaksiyon kuvvetinin değeri ve biyel kolu açısını veren denklemler aşağıda belirtilmiştir[13].

$$R_R = \frac{F_V}{\cos \beta} \quad (2.6)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{R \cdot \sin \theta + d}{\sqrt{L^2 + (R \cdot \sin \theta + d)^2}} \right) \quad (2.7)$$

3. YAPISAL VE TERMOMEKANİK YORULMA ANALİZLERİ İÇİN MODELLERİN İNCELENMESİ

Pistonla ilgili yapılan analizlerde genellikle farklı oluşum sebeplerinden kaynaklanan hasarlar incelenmektedir. Meydana gelen hasarların büyük bir kısmı aşınma, sıcaklık ve yorulma ile ilgili hasarlardır. Yorulma hasarları arasında oda sıcaklığı ya da yüksek sıcaklıklardaki termal ve mekanik yorulma önemli rol oynar. Yorulma analizlerinin sonucunda çoğunlukla piston tepesi, segman yuvaları, pin yuvaları ve etekteki hasarlar hesaplanır. Pistona etki eden kuvvetler dikkate alınarak elastik sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilir.

Elastik sonlu eleman modelleri; merkezkaç kuvveti, gaz basıncı, piston-silindir teması ve termomekanik yüklerden kaynaklanan gerilmeleri hesaplamak için kullanılır. Yorulma analizleri ise belirtilen bu dört yükleme şartlarını bir arada düşünüp, noktasal sıcaklık etkileri için malzeme özelliklerinden faydalanarak modelin her bir noktasındaki yorulma ömrünü hesaplar. Kritik noktalardaki yorulmanın saptanması ve bu noktalardaki yorulma ömürlerinin piston telemetrisi ile karşılaştırılmasıyla doğrulama işlemi gerçekleştirilebilir. Bu bölümde sonlu elemanlar analizlerinin gerçekleştirilmesi için kullanılan yöntemlerin modelleri incelenmiştir.

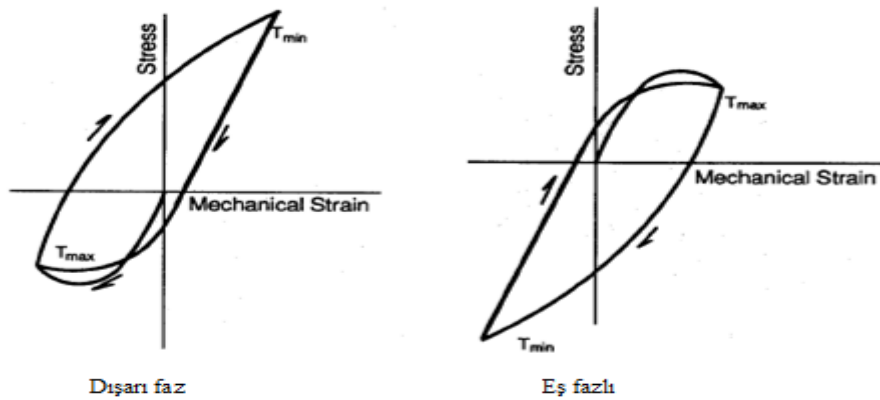
3.1 Termomekanik Yorulma Mekanizmaları ve Modellemeleri

Termomekanik yorulmanın sebebi, sıcaklık ve gerilmenin zamana bağlı değiştiği yerde termal ve mekanik yüklerin beraber etki ettiği durumlardır. Maksimum çalışma sıcaklıklarında, bu tip yükler eşit sıcaklık dağılımındaki yorulmaya kıyasla yapıya daha fazla zarar verebilir. Malzeme özellikleri, mekanik gerinim çeşidi, gerinim oranı, sıcaklık ve termal ve mekanik gerinimler arasındaki faz değiştirmeler gibi etkenlerin tümü malzemede kalıcı deformasyonların oluşmasında önemli bir rol oynar. Motorda bu tip yükler daha çok yüksek sıcaklık altında çalışan parçalarda

başlangıç ve bitiş çevrimlerinde sıklıkla görülür. Genellikle tasarımın ömrü birkaç bin çevrimdir ve önemli plastik şekil değiştirmeler içerir.

İzotermal ve termal mekanik yorulma arasındaki en önemli fark zorlama türüdür. Yapılar ısıtıldığında genişmeden ötürü termal dağılımlar ortaya çıkar. Gerilme yığılmalarına yakın genişmeler sık sık soğutucu etkiye sahip malzeme tarafından sınırlandırılır. Bu durumda termal gerinim yapıda yorulma hasarına sebebiyet veren mekanik gerilmeye dönüştürülür. Toplam zorlama termal gerinimin tamamının mekanik gerinime dönüştürüldüğünde ortaya çıkar. Zorlamanın derecelerinden biri termal ve mekanik gerinimlerin sıklığının oranıdır [14].

TMF yükü sıklıkla eş fazlı (IP) veya dış fazlı (OP) olacak şekilde tanımlanır. Aşağıdaki şekilde bu iki yük altında gerilme-gerinim grafikleri gösterilmiştir.



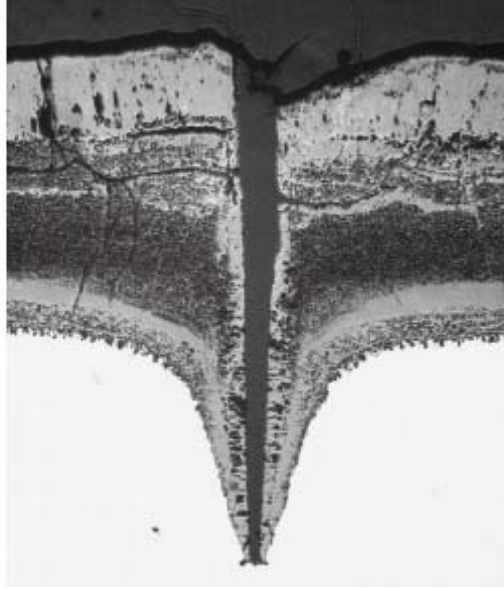
Şekil 3.1: Yük ve sıcaklık faz değişimleri.

IP türü yüklemelerde maksimum sıcaklık ve gerinim aynı zamanda meydana gelir. IP yüklemelerde malzeme yüksek sıcaklıkta basmaya, düşük sıcaklıkta uzamaya maruz kalır. IP tipi yükler, önemli oranda, yüksek sıcaklıklardaki uzama gerilmelerinin olduğu durumlarda deformasyon hasarlarına yol açar. Dış fazlı yüklemelerde ise oksidasyon hasarları oluşur. Çünkü oksit tabakası yüksek sıcaklıktaki basma gerilmesinden oluşabilir. Sonrasında bu tabakanın kırılacağı yerlerde sıcaklığın düşmesiyle uzama gerilmelerinin etkisiyle tabaka kırılır.

TMF yönteminde birçok etkin mekanizma söz konusudur. İrdeleme için hasarın üç farklı nedenden ortaya çıktığını düşünmek uygun olur.

3.1.2 Oksidasyon mekanizmaları

Oksidasyon hasarı aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi oksit tabakasının malzemenin iç kısmına doğru ilerlemesi sonucu ortaya çıkar.

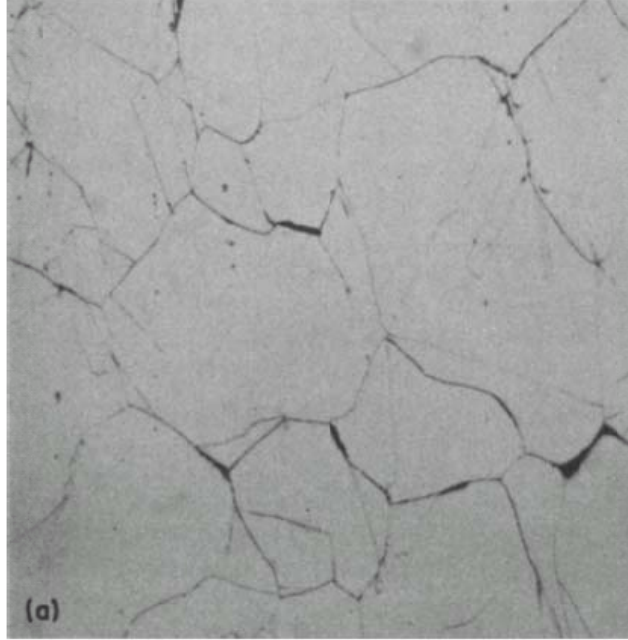


Şekil 3.3 : Çelikteki oksidasyon hasarı.

OP türü yüklerde, oksit tabakası malzeme sıcaklık ve sıkıştırma etkisi altında iken yüzeyde oluşur. Düşük sıcaklık değerlerinde oksit tabakası kırılımandır. Düşük mekanik gerilmelerin etkisiyle bu tabak kırılır ve temiz bir metal yüzeyi oluşur. Malzeme yüzeyinde aynı yüklerin tekrar ortaya çıkmasıyla yeni bir oksit tabakası oluşur ve süreç sürekli tekrar eder. En sonunda, mekanik gerinim döngüsü boyunca, bu oluşum bir çatlğa sebebiyet verecektir. Oksit tabakası IP yükün etkisi altında da oluşabilir. Bu durumda, malzeme çekme etkisi altında iken yüklemenin sıcak kısmı süresince oksit oluşumu söz konusudur. Soğumanın etkisi ile oksit filmi, oksidi çatlatan ve temiz bir malzeme yüzeyi oluşumuna sebebiyet veren katmanlar halinde bir bükülmeye uğrar. İzotermal yükleme süresince oksit oluşumu ve kırılması hata mekanizmasında etken değildir ve izotermal test veya malzeme verilerinde dikkate alınmaz. Oksit oluşumu yüksek sıcaklıklarda hızlı ve kolay bir şekilde meydana gelecektir. Mikro çatlakların gelişmesinde eğilim döngünün gerinim çeşidine bağlı olacaktır. Gerilme mikro çatlakların oluşmasına neden olan oksidin gelişmesinde rol oynamaz [14].

3.1.3 Sürünme mekanizmaları

Sürünme esasen bir yayılma aşamasıdır. Yüksek gerilme dağılımları dislokasyonların karşılaştığı engelleri aşarak ilerlemesine izin verir.



Şekil 3.4 : Paslanmaz çelikteki kenar çatlak çekirdeklenmesi.

Şekil 3.4’de tanelerin birbirleriyle kesişme yerlerinde ortaya çıkan üçlü nokta çatlağı gösterilmektedir. Bu mikro çatlaklar ince uzun tane şeklinde, değişimi sağlamak için tane sınırlarının kaymasının bir sonucu şeklinde oluşur. Yayılma yüksek sıcaklıkta olmakta ve zamana bağlıdır. Gerinim aralığına göre maksimum gerilme bu mikro çatlakların oluşumunda daha önemli bir role sahiptir. Gerinim oranı ve sıcaklık arasındaki ilişkinin yükleme döngüsü boyunca gözlenen gerilmeler üzerinde önemli bir etkisi vardır. Bütün bu mekanizmaların genel bir özelliği, hepsinin mikro çatlakların erken gelişimini ve çekirdek oluşumuna yol açmasıdır. Mekanizmalar arasında da ilişki olacağı unutulmamalıdır. Modelleme için her bir mekanizma ele alınır, ancak bunların aralarındaki ilişkiler ihmal edilir [14].

3.1.4 Yorulma hasar modeli

Bilindiği gibi düşük çevrimli yorulma (LCF) malzeme yüzeyindeki mikro küçük mikro çatlakların oluşumu ve bu çatlakların gelişiminin olduğu durumlarda ortaya

çıkan bir oluşumdur. Toplam gerilme ve gerinimler yorulma gerilmelerini tanımlamak için kullanılır, çünkü mikro çatlakların gelişmesi detayları tanımlamak için fazla karışıktır. Tek eksenli gerilme etkisi altında çatlak oluşumu için gerinim-ömür denklemi bu oluşumun tanımlanmasında en çok kullanılan denklemdir.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f^{fatigue})^b + \varepsilon'_f (2N_f^{fatigue})^c \quad (3.2)$$

3.1.5 Oksidasyon hasar modeli

Düşük çevrimli yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesinde Neu ve Şehitoğlu' nun oksidasyon hasar modeli kullanılmıştır. Bu modele göre uzama aralığının oksit tabakasının kırılması için gerekli sınır değerini geçmesiyle oksit hasarı oluşacaktır[15].

$$Eğer \Delta \varepsilon_{mech} > \varepsilon_0 \frac{1}{N_f^{oxidation}} = \left[\frac{H_{cr}}{\Phi^{ox} K_{peff}} \right]^{-\frac{1}{\beta}} \frac{2(\Delta \varepsilon_{mech})^{\frac{2}{\beta}+1}}{\dot{\varepsilon}^{1-\frac{b}{\beta}}} \quad (3.3)$$

$$\Phi^{ox} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} \phi_{ox} dt \quad (3.4)$$

$$\phi_{ox} = \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\frac{\dot{\varepsilon}_{th}}{\dot{\varepsilon}_{mech}} + 1}{\xi^{ox}} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

$$K_{peff} = \int_0^{t_c} D_0 \exp \left(\frac{-\Delta H^{ox}}{RT} \right) dt \quad (3.6)$$

Oksidasyon hasarı uzama aralığının, uzama oranının ve sıcaklığın bir fonksiyonudur. ϕ_{ox} faz faktörü IP ya da OP tipi yük türlerinde meydana gelen oksit çatlama tipinin hesaplanması için uygulanır. Mekanik ve termal şekil değiştirme değerlerinin oranı aracılığıyla faz değiştirme tanımlanır. Oksidasyon değeri K_{peff} efektif parabolik oksidasyon sabiti ile belirlenir.

3.1.6 Sürünme hasarı

Yapılan analizlerde Neu ve Şehitoğlu tarafından önerilen sürünme hasar formülasyonu da kullanıldı. Bu modele göre aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\frac{1}{N_f^{creep}} = \int_0^{t_c} A_{cr} \Phi^{ox} \exp \left(\frac{-\Delta H^{cr}}{RT} \right) \left(\frac{\alpha_1 \bar{\sigma} + \alpha_2 \sigma_h}{K} \right)^m dt \quad (3.7)$$

$$\Phi_{cr} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} \phi_{cr} dt \quad (3.8)$$

$$\phi_{cr} = \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\frac{\dot{\epsilon}_{th}}{\xi_{cr}} - 1}{\frac{\dot{\epsilon}_{mech}}{\xi_{cr}}} \right)^2 \right] \quad (3.9)$$

Bu denklemlere göre sürünme hasarı gerilme, sıcaklık ve zamana bağlı bir fonksiyondur. Mikro yapısal sürünme hasarı basmada ve çekmede farklılık gösterir. Genel olarak mikro çatlaklar basma gerilmesi altında oluşup gelişemedikleri kabul edilir. Eğer basma gerilmesi etkisi altında sürünme hasarı meydana gelmezse $\alpha_1=1/3$ ve $\alpha_2=1$ olarak alınır. K burada sonradan değineceğimiz drenç stresidir. Faz değiştirme faktörü, ϕ_{cr} taneler arası veya tane içi kırılma gibi farklı sürünme hasarı mekanizmalarını hesaplamak için kullanılır[16].

3.1.7 Bünye denklemi modeli

Gerilme değerini hesaplamak için birleştirilmiş ilk denklem modeli Bodner ve Partom tarafından önerilmiştir. Sürünmenin ve plastikliğin beraber etki ettiği durum esnek olmayan uzama olarak ele alınır. Düşük gerilme değerlerinde zamana bağlı sürünme davranışı daha ağır basar. Plastiklik ise yüksek gerilme seviyelerinde ortaya çıkar. K direnç gerilmesi burada formülasyona katılmalıdır. Kayma direnci malzemenin dayanımıyla ilgili bir iç durum değişkenidir. Ayrıca sürünmeden deformasyonda baskın olan plastikliğe geçişi tanımlayan gerilmedir. Sabit olmamakla birlikte sıcaklığa bağlıdır.

$$\dot{\epsilon}^{in} = \begin{cases} \frac{A_0 \left(\frac{\bar{\sigma}}{K}\right)^{n_1} \exp\left(\frac{-\Delta H^{in}}{RT}\right) \left(\frac{\bar{\sigma}}{K}\right) \leq 1}{A_0 \exp\left[\left(\frac{-\Delta H^{in}}{RT}\right)^{n_2} - 1\right] \exp\left(\frac{-\Delta H^{in}}{RT}\right) \left(\frac{\bar{\sigma}}{K}\right) \geq 1} \end{cases} \quad (3.10)$$

Doğrusal bir sıcaklık için direnç stresi kullanılan form aşağıdaki gibidir. Bunun için başka formlarda söz konusu olabilir.

$$K = K_0 - K_1 T \quad (3.11)$$

Elastiklik modülü için genel olarak kullanılan doğrusal bir denklem yazılırsa

$$E = E_0 - E_1 T \quad (3.12)$$

Analizde termal şekil değiştirmeleri hesaplamak için termal genişleme katsayısına da (α) ihtiyaç vardır. Bütün bu TMF denklemleri sürekli hal deformasyonu için bir

soğumadan oluşur. Bu durumda sürünme özelliklerinin bilgisi gereksizdir çünkü sadece yorulma ve oksidasyon davranışı önemlidir.

3.2.1 Yorulma sabitleri

Birçok farklı çalışmada yorulma ile gerilme özellikleri arasında bir çok bağıntı önerilmiştir. Bu önerilen bağıntılardan çoğu sadece çelikler için geçerlilik kazanmıştır. Muralidharan ve Manson' un bağıntıları geniş bir malzeme türü için geçerlilik kazanmıştır. Bu bağıntı elastiklik modülüne, kopma dayanımına, gerçek kırılma zorlamasına dayanır.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = 0.623 \left(\frac{S_u}{E} \right)^{0.832} (2N_f)^{-0.09} + 0.0196 (\varepsilon_f)^{0.155} \left(\frac{S_u}{E} \right)^{-0.53} (2N_f)^{-0.56} \quad (3.13)$$

3.2.2 Oksidasyon sabitleri

Alaşım malzemelerin çoğunda oksidasyon oluşumunda mikro yapıya nazaran matris elemanı daha baskındır. İlk yaklaşım olarak, benzer matrisli alaşımların aynı oksidasyon davranışına sahip olması beklenebilir. Aynı sınıftaki bütün malzemelerin ve mikro yapıların benzer davranışı göstereceği düşüncesi yanlıştır[14].

3.2.3 Sürünme sabitleri

Sürünme tane sınırları boyunca ya da malzemenin tüm yapısında difüzyon nedeniyle oluşan bir aşamadır. Sürünme hasarı doğrudan sürünme oranı ve kopma ömrü ile ilgili olabilir. Sürünmeyi başlatan enerji, ΔH^{cr} , doğrudan mikro yapıya değil malzeme matrisine bağlı olan öz yayılım etkinleştirici enerjiyle ilgilidir. Gerilme sabitleri (α_1 ve α_2) ve faz değiştirme sabiti (ξ^{cr}) matris malzemenin fonksiyonu olarak düşünülebilir. Bunlar için ilk kabul mikro yapıyla değişmedikleri üzerinedir. Sürünme gerilmesi (m) gibi katsayılar mekanizmanın bir gösterebilir. Bunların değişmesi beklenmemektedir. Bunun sonucu olarak da mikro yapıya bağlı olan tek bir sabit (A_{cr}) geriye kalır. Başlangıç olarak bu sabit referans malzeme datasından ayarlanabilir. Larson-Miller yaklaşımına göre A_{cr} için bir ifade yazılırsa, S sürünme dayanımını, $S|_{ref}$ referans malzemenin sürünme dayanımını ifade etmek üzere aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$A_{cr} = A_{cr}|_{ref} \left(\frac{S|_{ref}}{K|_{ref}} \right)^m \quad (3.14)$$

Mikro yapısal etkiler dolaylı olarak sürünme hasar formülasyonunda direnç stresi ile normalize edilerek yer almıştır. Sürünme gerilmesi sürünme plastiklik arasındaki baskın davranışı belirlediğinden doğrudan malzeme sürünme dayanımıyla ilgili olacaktır. Buna göre yukarıdaki denklem basitleştirilirse 3.15 denklemi elde edilir.

$$A_{cr} = A_{cr|ref} \quad (3.15)$$

3.2.4 Bünye denklemi sabitleri

Gerilmeler yorulma ve oksidasyon modellerinde yer almaz, sadece sürünme hasar modelinde dikkate alınırlar. Birleşik bünye modellerinde sürünme ve plastiklik gerinimleri birbirinden ayırmak için herhangi bir şey yapılmaz. Bütün modeller elastik olmayan gerinim olarak düşünülür.

$\dot{\epsilon}^n$ denklemindeki üstel ifadeler yüksek sıcaklıklardaki sürünme deformasyonu ile ilgilidirler. Sürünme hasar sabitlerinin, etkinleştirme enerjisi ve katsayıların tespit edilmesi için kullanılan aşağıdaki aynı argümanların aynı sınıf malzemeler içerisindeki alışmalar için sabit olması beklenir. Bunlar

- 1) A_0 ve K sabitlerinin malzeme mikroyapısına bağlıdır.
- 2) Direnç gerilmesi doğrudan malzeme dayanımı, sürünme gerilmesi ya da akma gerilmesi ile belirlenmelidir.
- 3) Sabitin aynı kalması için sabit bir A_0 değeri alınır.

TMF malzeme sabitlerini yaklaşık olarak tespit etmek için çok basit bir model önerilirse, basitçe malzeme dayanımına oranla malzeme direnç gerilmesini eklemektir. Sürünme dayanımı da tercih edilebilir ancak oda sıcaklığındaki akma dayanımı sürünme verisi mevcut değilken kullanılabilir.

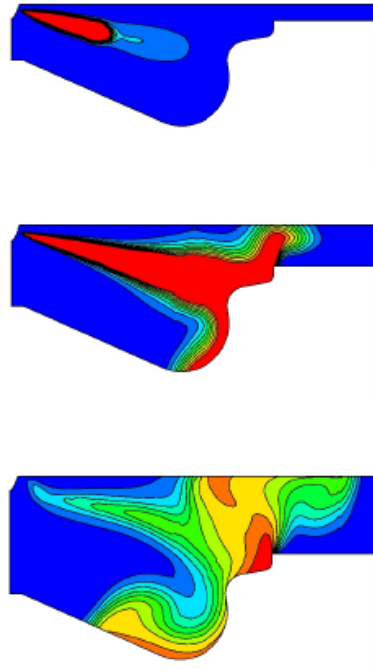
3.3 Termal Model

Alüminyum alaşımları yüksek sıcaklıklarda dayanımlarını kaybederler. Bu nedenle çalışma sıcaklıklarının kabul edilebilir limitler dahilinde olması piston tasarımında önemli bir hedeftir. Ayrıca sürtünmeleri minimize etmek, aşırı ısınmadan kaynaklanan silindir içindeki sıkışmaları önlemek ve böylece piston ömrünün artması için malzemenin termal genişleme karakteristiğini bilmek önemlidir. Şu an

için kullanılan yöntemler ile çalışma sıcaklıklarının tespit edilmesi ve pistondaki üç boyutlu sıcaklık dağılımını bilmek mümkündür [1].

Isı transferi analizleri artık eskisi gibi sürekli hal analizleri için sınırlı değildir. Analizlerde pistona ortalama bir termal motor çevrimi boyunca eş dağılımlı bir ısı akısı uygulanmaktadır. Bu analizde pistonun çevresiyle serbest yayılım şeklinde bir sıcaklık alış verişi içinde olduğu kabul edilmektedir.

Isı transferini analiz etmek için piston izole edilmiş yani çevresiyle dengede olan bir sistem olarak ele alınır. Yanma sonu gazları ile piston üst yüzeyi arasındaki ve piston üst yüzeyi ile yağ galerisi arasındaki ısı transferi modelleri için sıcaklık ve ısı transfer katsayıları için motor karakteristiğine göre oluşturulan silindir için yanma analizlerinden elde edilir. Sektör halinde hazırlanan yanma odası formu sıkıştırma ve genişleme strokları süresince analiz edilir. Bu analizlerde enjeksiyon, yanma ve ısı transferleri modellenir. Şekil 3.6'da oluşturulan sektörde sıkıştırılan gazın üzerine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan yanmanın ilerleyişi görülmektedir.



Şekil 3.6 : Yanmanın oluşumu.

Sıcaklıkların elde edilmesi için silindir çapı ve yüksekliği, emme manifoldundaki yakıt giriş sıcaklığı, kurum ve NO_x modelleri, yanmaya dahil olacak yakıtın

ağırlıkları gibi verileri simülasyon programlarında kullanılarak yanma gazlarının sıcaklıkları ve ısı transferi katsayıları elde edilir. Genellikle tam yük durumdaki, koşullara göre yanma analizleri gerçekleştirilir. Bunlar ısı transferi modellerinde piston yüzeyine sıcaklık ve katsayı verisi olarak ilave edilir. Piston yüzeyine etki eden bu sıcaklık serbest yayınımla piston kafasına geçer. Isının bir kısmı iletimle piston gövdesine diğer kısmı ise segmana, piston eteğine, yağ galerisindeki yağa ve silindir yüzeyine iletilir. Bu ısı transferinin fiziğini tam olarak belirlemen imkansızdır. Pistona gelen ısının ne kadarının hangi bölgeye gittiğini kestirmek zordur. Genellikle yanma gazlarının piston yüzeyindeki sıcaklığı radyasyon etkisi ile ısıtması dikkate alınmamaktadır. Piston pin bölgesindeki sıcaklık değerleri de ayrı bir bilinmeyendir. Genel olarak motor grubundaki ısı alanının teorik analizi için esas yöntem ısı alanı kavramıdır. ısı alanı kavramı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

Üç boyutlu bir katıdaki sıcaklık alanı kararlı haldeki ısı geçişini tanımlayan kısmi diferansiyel denklemine bağlı olarak ifade edilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.16)$$

Sıcaklık alanının sınır koşulu ise

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T - T_f) \quad (3.17)$$

Burada T sıcaklık dağılımının fonksiyonunu, x, y, z koordinatı, α ısı transferi katsayısını, k taşınım ısı transferi katsayısını, T_f ortalama sıcaklığı belirtmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin kapalı form analitik çözümler gibi karmaşık sistemlerin çözümlenmesinde kolaylık sağlayabileceği için, varyasyonlar hesabı prensibini denklemin (3.16) a uygularsak $\delta T = 0$ daki optimum fonksiyonunu elde ederiz.

$$J(T) = \iiint \frac{1}{2} \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] dx dy dz - \iint_{\Gamma_3} \alpha (T_f - \frac{1}{2} T) T ds \quad (3.18)$$

Yapıyı elemanlara ayırarak en genel haldeki sonlu elemanlar denklemini yazabiliriz.

$$[K]\{T\} + [N] \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} = \{P\} \quad (3.19)$$

3.4 Termomekanik Model

Termomekanik model iki farklı metotla analiz edilir. Bunlardan birincisi kuvvetleri birbirinden ayrı olarak kullanan model, ikincisi ise mekanik ve termal yük çiftlerine maruz kalan global modeldir. Belirli her bir model için temel denklemler yer değiştirme cinsinden Navier denklemleri ile ifade edilerek denklem (3.21) elde edilir.

$$\text{---} \quad (3.20)$$

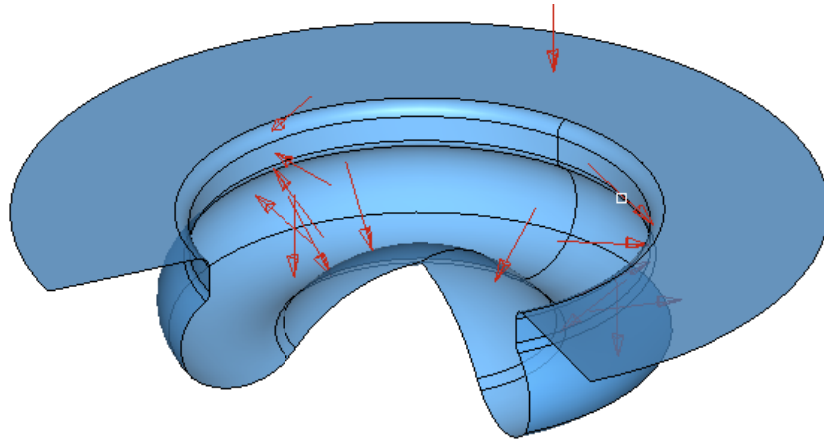
Burada --- doğrultusunda sırasıyla --- bileşenleri olan yerdeğiştirme vektörünü ve Lamé katsayılarını, α termal genleşme katsayısını ve başlangıçtaki sıcaklık değerini göstermektedir. Bu denklemde mekanik modeller için --- cinsinden değer mevcut değildir [1].

3.5 Basınç ve Atalet Modeli

Denklem (3.21) de herhangi bir sıcaklık etkisi olmadan tanımlanan model piston üst yüzeyine etki eden, belirli bir yanma basıncına tabi tutulur. Buna göre her bir elemana etki eden basınç kuvveti

$$(3.21)$$

Şeklinde ifade edilir. Burada x, y, z , yönünde her bir elemana etki eden yanma sonunda oluşan gaz basıncını, --- her bir elemanın normal vektörünü, nodal gerilmeleri göstermektedir [1].



Şekil 3.7 : Piston üst yüzeyine etki eden basınç dağılımı.

Piston kütlelerinin dağılımına göre atalet modeli iki farklı yöntemle kurulabilir. Bunlardan ilkinde piston kütlesi ağırlık merkezinde olacak şekilde kabul edilebilir. Diğer yöntemde ise bütün ağırlık sonlu elemanlar modelinde eleman ya da elemanların köşe noktalarına eklenebilir.

Hacimsel bir yapı şeklinde kurulan bir model için ikinci yöntem daha elverişlidir. Pistonun atalet kuvvetini sonlu elemanlar modelini oluşturan elemanlara dağıtmak sonucun doğruluğunu arttıracaktır. Atalet kuvveti pistonun tüm hacmine dağıtılmış bir yük şeklinde ele alınır. Nodal kütlelerin ataletinden kaynaklanan nodal yük denklem (3.22) de verilmiştir.

$$F_i^e = -m_i^e \gamma_a \quad (3.22)$$

Burada m_i^e , V^e hacminde e inci elemandaki dağıtılmış kütlelerin i inci nodundaki eşdeğerli yükü, γ_a ise pistonun aksenal yöndeki ivmesini göstermektedir. m_i^e kütlesi aşağıda denklemi verilen “Lumped Mass” yaklaşımı ile hesaplanır.

$$m_i^e = \int_{V^e} \rho N_i dV \quad (3.23)$$

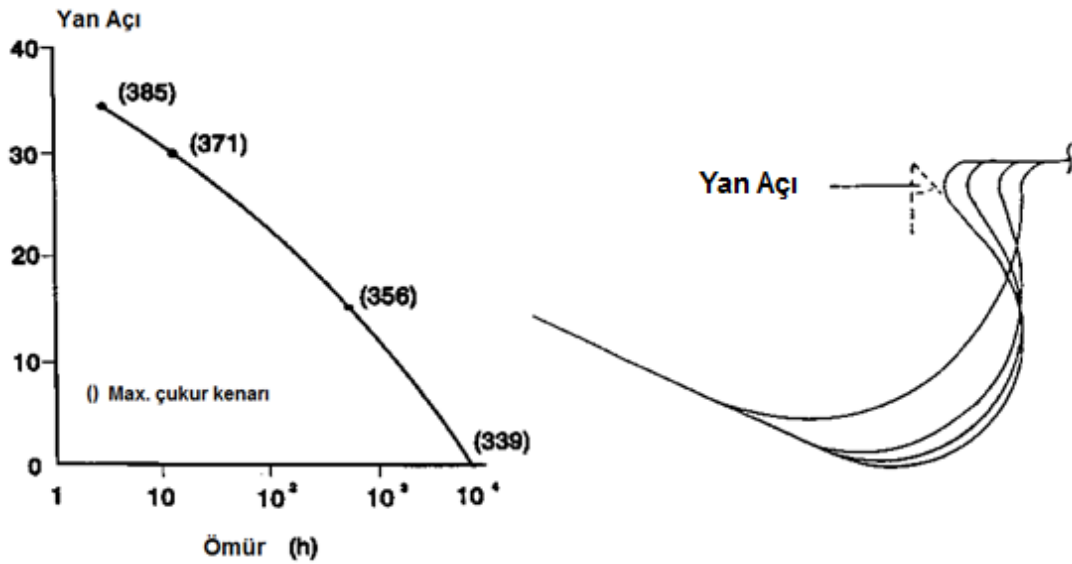
Burada N_i sonlu elemanın i noduyla ilgili olan şekil fonksiyonunu, ρ ise piston malzemesinin yoğunluğunu göstermektedir.

4. PİSTON ANALİZİ İÇİN YAPISAL VE TERMAL MODELLERİN KURULMASI

4.1 Piston Yanma Odası Geometrisinin Belirlenmesi

Modern, yüksek devirli, direkt püskürtmeli dizel motorlarda yakıt demetinin piston yanma odasını oluşturan duvarlarla teması oldukça fazladır. Yapılan son çalışmalar yüksek basınçlı yakıt sistemleri kullanarak yakıt demeti-yanma odası duvarı etkileşimini arttırarak küçük ebatlı motorlardan yüksek güç elde etmeye yöneliktir. Dizel motorlarında yanma odalarının şekli, buradaki hava hızlarının mertebelerini ve bu hızların değerlerini korudukları süreleri etkilemektedir. Böylece hava hareketlerinin oluşumu ve dolayısı ile yakıt ile havanın karışımı, yanma odası şeklinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Dizel motorlarında yanma odaları fiziksel şekilleri bakımından direkt püskürtmeli yanma odaları ve bölünmüş yanma odaları olarak iki farklı grupta incelenir. Günümüz araçlarında daha çok direkt püskürtmeli yanma odaları kullanılmaktadır. Direkt püskürtmeli yanma odalarında yakıt piston üst yüzeyi, silindir cidarları ve motor kafası tarafından oluşturulan yanma odasının içine doğrudan püskürtülmektedir. Ancak motor boyutları küçülmesi ve dönme hızları artması, karışımın daha hızlı oluşturulması için hava hareketlerinin gerekliliğini ortaya koymuştur. Direkt püskürtmeli yanma odası uygulamalarında piston üst yüzeyine bowl olarak adlandırılan bir çukur oluşturulur. Direkt püskürtmeli yanma odalarında alan / hacim oranı düşük olduğu ve yanma odasının büyük bir bölümünü piston çukuru oluşturduğu bu bölgelerde sıcaklıklar yüksektir. Bu özellik nedeniyle motorda tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Ancak ani basınç artışı doğrudan pistonu etki etmektedir. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını artırmak ve böylece duvarların sıcaklığından faydalanarak yakıtın çabuk buharlaşmasını sağlamak için yanma odası oyuğunun koni açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın yüzeye sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda

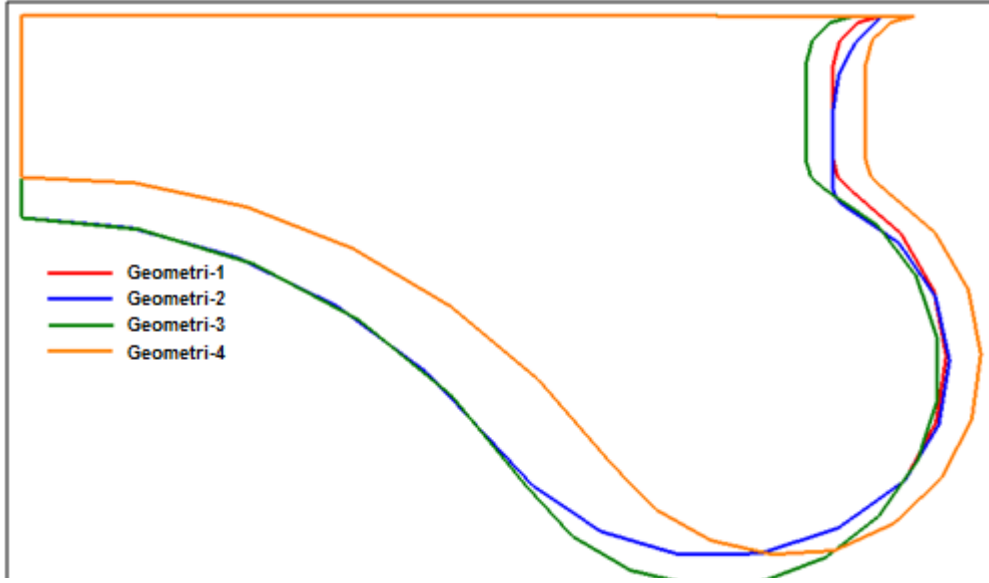
Girinti oranı motorun eksoz emisyonu açısından önem arz etmesine rağmen pistonun durabilitesi açısından sınırlı bir dizayn alanı söz konusudur. Çukur geometrisinin belirlenmesinde anahtar değişkenler olarak; çukur kenar yarıçapını belirten R3, lip overhang olarak tanımlanan çıkıntı derecesini kontrol eden D_b ve R2 yarıçapının koordinatları, çıkıntının kalınlığını kontrol eden R2 yarıçapı, çukur geometrisinin çapını belirleyen D_r yarıçapı, R3 yarıçapına çizilen teğetin S2 dik uzunlukla yaptığı açığı belirleyen yan açı (flank angle) değerleri verilebilir. Yan açının piston dayanımı açısından etkisi şekil 4.2 de gösterilmektedir. Şekilde D_b çapı sabit kalmak şartıyla sırasıyla 0° , 15° , 30° ve 40° lik açılarda ve değişik R3 yarıçaplarındaki geometriye sahip pistonlardaki ömür karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 4.2 :Piston ömründe girinti oranının etkisi

Grafikte sonuçlar göstermiştir ki girinti oranı arttıkça kısmen termal gerilme aralığında kısmen de pistonun sıcaklığındaki artışlardan dolayı kademeli ve dikkate değer oranda piston ömründe kötüleşme meydana gelmektedir.

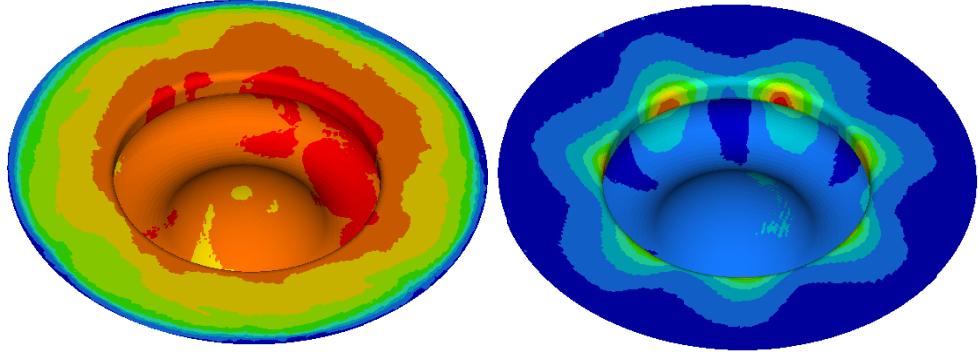
Girintinin formu yakıtın yanma odası duvarı boyunca dağılımını ve hava-yakıt karışımı önemli bir şekilde etkilemektedir. Bu etkenler göz önünde bulundurularak farklı geometrik ölçülere sahip çukur geometrileri şekil 4.3 de gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Piston çukur geometrisi.

Elde edilen geometriler kullanılarak yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Analizde 5 silindirli dizel motor, 3500 devir/dak ve tam yük koşullarında 720 KMA koşturularak sonuçlar ENSIGHT programında görselleştirilmiştir. Yanma karakteristiği açısından en iyi sonuç veren piston çukuru profili belirlenmiştir. Yapısal ve termal açıdan gerilmelerin incelenmesi ve bu gerilmelere bağlı olarak da yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi için yanma odasındaki piston üst yüzeyine gelen sıcaklıklar elde edilmiştir.

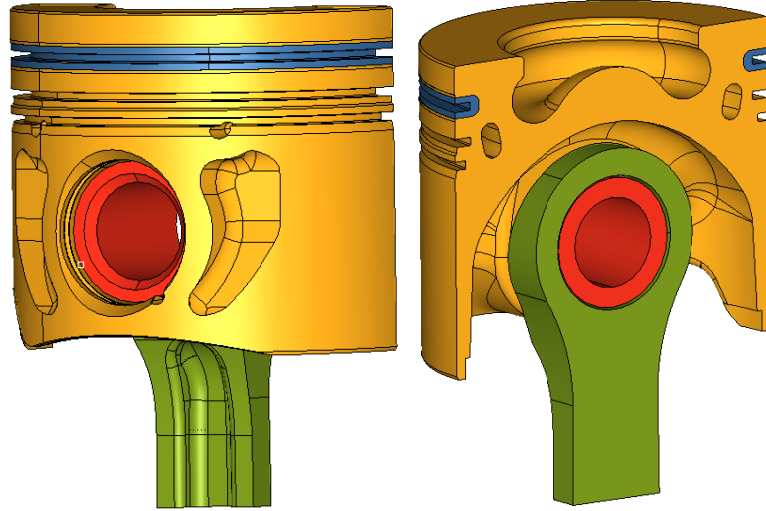
Yanma analizleri sonucunda yanma odasında oluşan NO_x ve ortalama is değişimi açısından, yanma odasındaki hava hareketlerinin özelliği ve çeper sıcaklıklarının dağılımı açısından geometriler incelendiğinde 1 numaralı geometrinin pistonda kullanılması uygun görülmüştür. Şekil 4.4 de bir numaralı geometri ile elde edilen sıcaklık dağılımı ve ısı transferi katsayılarının dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.4 : Piston yüzey sıcaklığı ve HTC dağılımı.

4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Kurulması

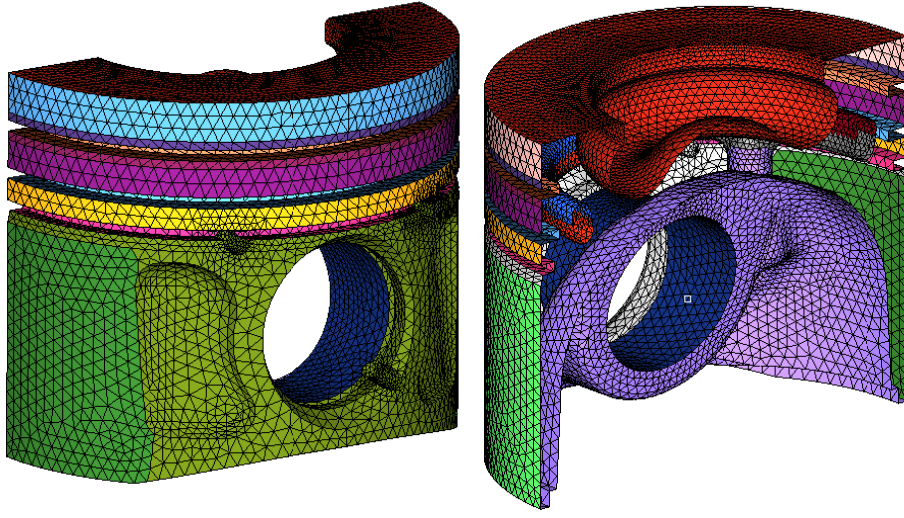
Sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilmesinde çözümleri farklı koşullara göre yenileme ve buna bağlı olarak da çözüm süresini azaltmak için pistonun simetrik geometrisinden de faydalanarak pistonun sadece yarısı modellenmiştir. Sıcaklık dağılımları açısından eksoz supaplarının bulunduğu kısım dikkate alınmıştır. Fiziksel koşulları en iyi şekilde yansıtabilmek için piston-pim, piston-silindir ve biyel kolu arasındaki etkileşimlerin yansıtılması gerekliliği söz konusu olduğu için dört parça sonlu elemanlar analizinde modellenmiştir.



Şekil 4.5 : Sonlu elemanlar için kullanılacak geometri

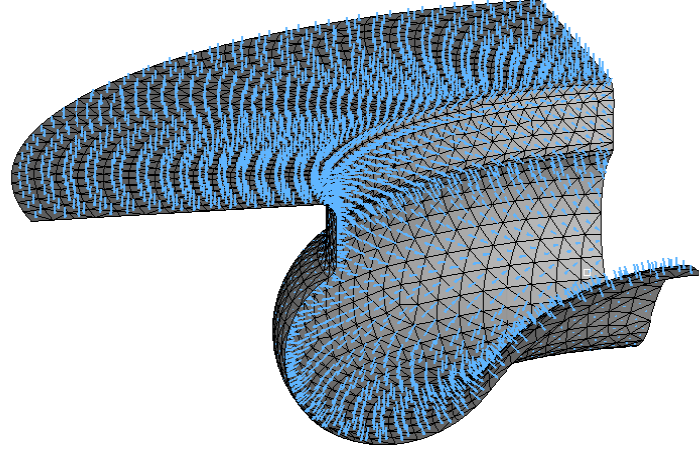
4.2.1 Termal modelin kurulması

Geometri belirlendikten sonra ağ yapısının oluşturulması gerçekleştirilmiştir. Analizde kullanılacak metodoloji gereği hesaplamalı akışkanlar mekaniği esaslı sınır koşulları oluşturulmuştur. Buna bağlı olarak ısı transferi analizi için piston farklı bölgelere ayrılarak sıcaklık ve iletim katsayısı değerlerinin girileceği şekil 4.6 daki gibi yüzey ağ yapısı oluşturuldu.



Şekil 4.6 : Isı transferi analizinde kullanılacak yüzey ağ yapısı

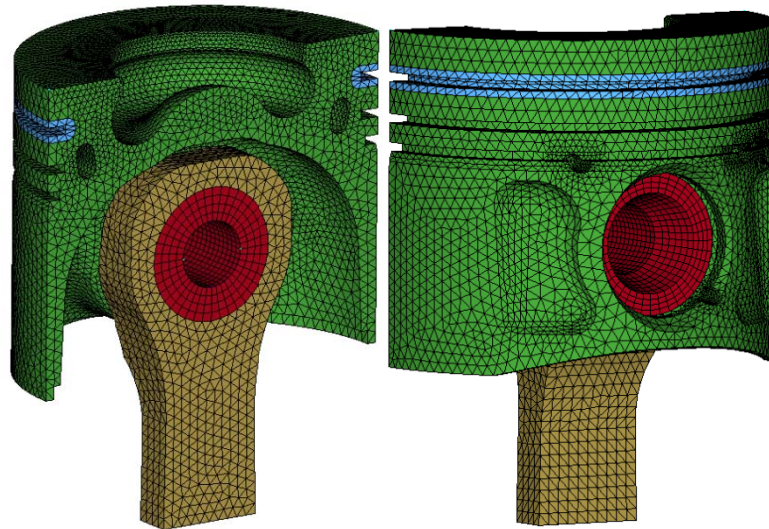
Yüzey elemanlarına girilecek değerler bu şekilde kolayca kontrol edilebilir. Sınır koşulu olarak motorun tam güç durumunda çalışması durumundaki zamana bağlı hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden elde edilen ortalama çevrimdeki ısı transferi katsayısı ve gaz sıcaklığı alınır. Yanma analizinden elde edilen sıcaklık dağılımı ve ısı iletim katsayıları pistonun ağ yapısındaki en üst kısma eleman numaraları dikkate alınarak eşleştirme gerçekleştirilmiştir. Diğer yüzey elemanlarına ise önceden belirlenen değerler atanmıştır. Sıcaklık analizinde sadece piston ve alfin dikkate alınmıştır. Bu iki parçanın ağ yapısında ikinci dereceden tetra solid ağ yapısı kullanılmıştır. Şekil 4.7 de piston üst yüzeyine etki eden sıcaklığın eşleştirilme işlemi sonrasındaki durumu gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Sıcaklık değerlerinin yüzeye eşleştirilmesi

4.2.2 Yapısal modelin kurulması

Pistonun sıcaklığa bağlı malzeme özellikleri sayesinde maksimum koşullarındaki yüksek sıcaklığın etkisine ilaveten yüksek devirlerdeki atalet momentinin ve yüksek çalışma basıncının etkisinin piston dayanımı açısından incelemek için yapısal model kurulur. Bu modelde daha önceden belirtildiği gibi pistonun çalışma esnasındaki koşulları en iyi şekilde yansıtabilmek için biyel kolu, pim, piston ve alfinin sonlu elamanlar ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 4.8 de sistemin ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Yapısal analiz modeli

Analizde kullanılacak yük durumlarının motorun çalışma koşullarına göre belirlenmesi gerekir. Motor karakteristiğine ve çalışma devrine göre farklılık gösteren bu yük durumlarının krank mili açısına göre değişiminin bilinmesi önemlidir. Bu şekilde motorun en kritik çalışma koşullarındaki yükler belirlenmiş olur. Yük durumlarının tam olarak ifade edilmesi en kötü şartlardaki yorulmayı tespit edebilmek açısından da önemlidir. Bu nedenle maksimum güçteki sıcaklık değerleri ile maksimum hızdaki koşulların dikkate alınması önemlidir.

5. SONUÇLAR

Sonlu elemanlar modeli kurulduktan sonra ABAQUS sonlu elemanlar programı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Başlangıçta yapısal analizde kullanılacak sıcaklık verilerini elde etmek için ısı transferi analizi gerçekleştirilmiştir. Bilindiği gibi motor çevrimi boyunca yanma odası duvarlarına gerçekleşen ısı transferine rağmen yanma sonucunda oluşan gazların sıcaklığı dizel motorlarda 300 ila 1280 °C arasında gerçekleşmektedir. Isı transferi esas olarak yanma gazları ile duvar yüzeyleri arasındaki, ısı transferi katsayılarına bağlı olarak, geçişlerin bir sonucu olarak gerçekleşir. Önceden de değinildiği gibi bu iletimin büyük bir kısmı taşınım, küçük bir kısmı ise radyasyonla iletimle gerçekleşmektedir. Ancak bir süre sonra yanmadan geriye kalan bu ısı birikerek radyasyonun absorbe edilebilmesini arttırır.

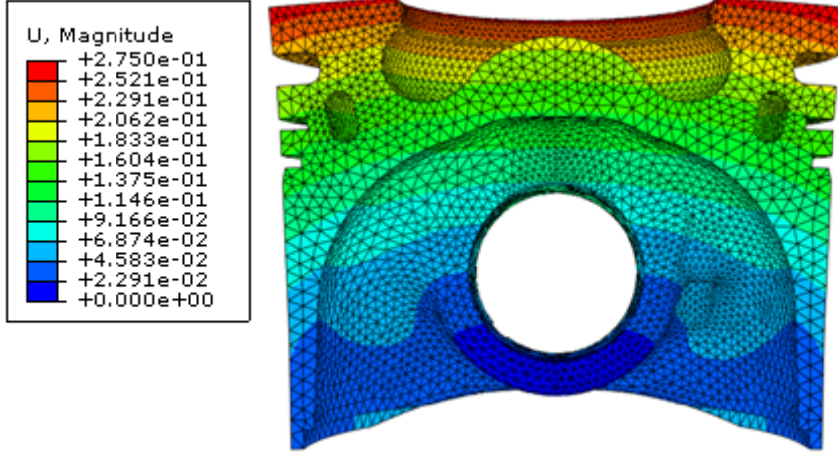
Yanma odası içerisindeki hızlı çevrimli sıcaklık dalgalanmaları pistonun üst yüzeyinde sıcaklık dalgalanmalarına sebebiyet verir. Bu dış yüzeydeki sıcaklık dalgalanmalarının büyüklüğü gaz sıcaklıklarından küçük olup piston yüzeyinden içeri doğru ilerledikçe giderek azalmaktadır.

Çizelge 5.1 : Piston sıcaklık değerleri

Piston Bölgesi		Sıcaklık °C
1	Çukur kenarı (Dayanma tarafı)	316
2	Çukur kenarı (Ön kısım)	314
3	Çukur kenarı (Dayanmayan taraf)	315
4	Üst alan (Dayanma tarafı)	267
5	Üst alan (Dayanmayan taraf)	268
6	Üst segman yuvası (Dayanma tarafı)	234
7	Üst segman yuvası (Dayanmayan taraf)	235

Sıcaklık dağılımından görüldüğü gibi sıcaklık piston üst yüzeyinden eteğe doğru gittikçe azalmaktadır. Maksimum sıcaklık yaklaşık olarak 316 °C dir. En düşük sıcaklık 122 °C olarak piston eteğinde görülmektedir. Piston pim yuvasındaki sıcaklık ise 185 °C olarak elde edilmiştir. Sıcaklıkların maksimum olduğu bölge olarak piston çukurunun kenarı gösterilebilir.

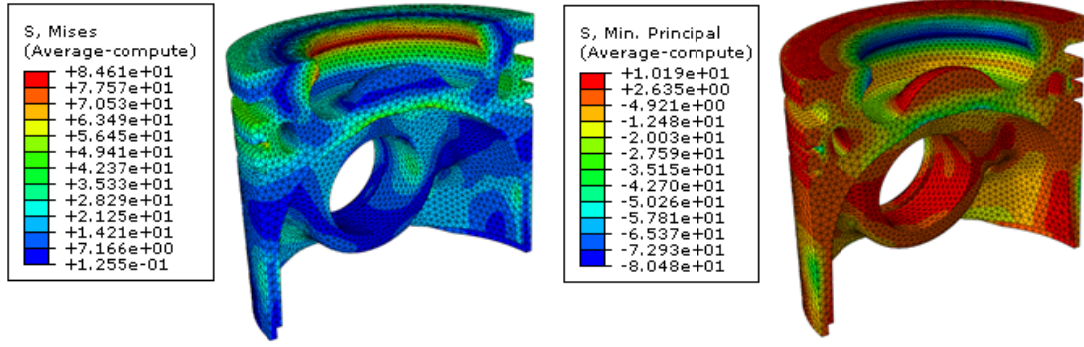
Sonlu elamanlar analizinde termomekanik modelin kurulması uygulanan yüksek sıcaklıklar altında pistonda oluşacak termal uzamaları elde edilmesine olanak sağlar. Şekil 5.3 de pistondaki ısıl genleşmeler gösterilmektedir.



Şekil 5.3 : Yüksek sıcaklığa bağlı ısıl genleşme

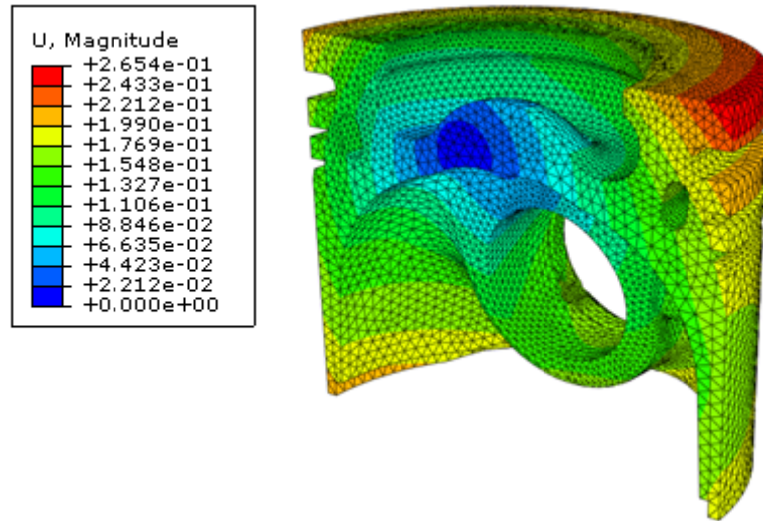
Piston eteğinin dayanım gereği bazı şartları sağlaması gerekliliği piston tasarımı boyunca göz önünde bulundurulmalıdır. Piston eteğinin bir taraftan yan yükleri herhangi bir deformasyona ve çatlama uğramadan sönmemesi diğer bir yandan da elastik bir biçimde silindirik deformasyonuna karşı uyum sağlaması beklenir. Piston eteği tam olarak silindirik bir yapıya sahip olmadığından, ancak piston pim deliklerinin bulunduğu bölgelerde daha sağlam bir yapı örneği gösterdiğinden bu iki bölge arasında dikkatli bir esnek geçiş tasarlanmalıdır. Bu, özellikle piston tepesinin sıcaklık ve gaz basıncı altında eğilmeye maruz kalması ve dolayısıyla piston eteğinin dayanma ve dayanmama yönlerinde ovalleşmesine sebebiyet vermesi, sonuç olarak da pim doğrultusunda çap artışına dayanma ve dayanmama yönlerinde çap azalması açısından önemlidir. Plastik deformasyona bağlı piston etek daralması önlenmelidir. Sonuçtaki deformasyonlar bahsedilen tasarım esaslarını karşılar yönde bir değerdedir.

Homojen olmayan sıcaklık dağılımı etkisi altında piston çukurunun kenarını oluşturan bölgede basınç gerilmeleri oluşur. Bu gerilmeler sonrasında yüksek sıcaklık etkisi ile azalır. Şekil 5.4 de piston çukuru kenarındaki termal gerilmeler ve basınç karakterli asal gerilmeler gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Piston çukur kenarındaki bası gerilmesi

Analizin ikinci adımında ise piston, 8° krank dönüş açısında oluşan maksimum gaz basıncı başta olmak üzere maksimum gücün elde edildiği devirdeki ivmeye bağlı oluşan atalet kuvvetinin etki ettiği termomekanik yükler altındaki mekanik gerilmeler ve deformasyonlar incelenmiştir.

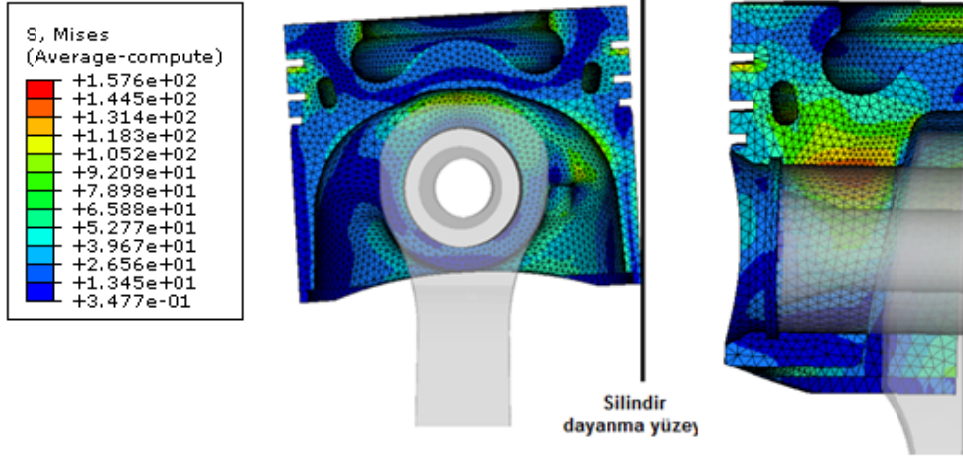


Şekil 5.5 : Sıcaklık, basınç ve atalet kuvvetinden kaynaklanan deformasyon

Şekil 5.5’ de pistonda sıcaklık ve gaz basıncından kaynaklanan deformasyonlar gösterilmiştir. Pistonun biyel kolunun açısına bağlı olarak silindir içerisinde dönmesi sonucu dayanmama tarafında deformasyon miktarı fazladır. Uygulanan basıncı kuvveti 160 bar olup termodinamik çevrimden elde edilmiştir. Piston termal yükler ve uygulanan basıncın etkisi ile hem dikey yönde sıkışma deformasyonu hem de

piston ekseninde eğilme deformasyonu meydana gelir. En fazla deformasyon piston kafasının silindir dayanma tarafında meydana gelmiştir.

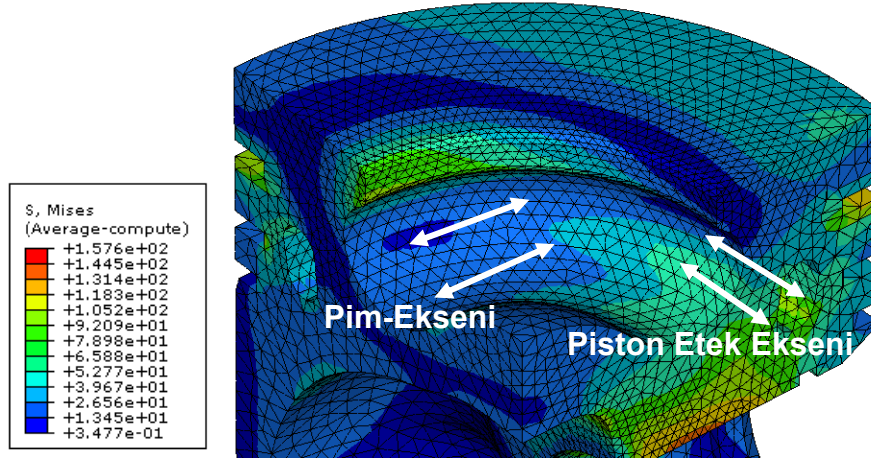
Basınç, sıcaklık ve atalet kuvvetinden kaynaklanan yükler altında pistonda meydana gelen gerilmeler şekil 5.6' da gösterilmiştir.



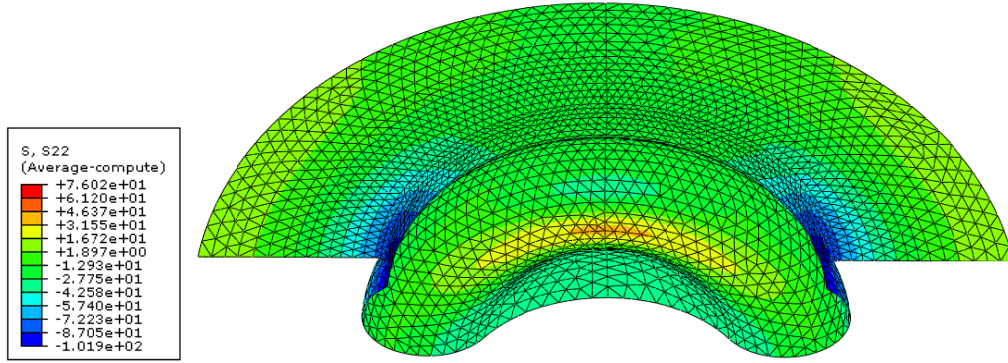
Şekil 5.6 : Pistondaki gerilme dağılımı

Termomekanik yükler altında ortaya çıkan gerilmelerden piston kafasında önemli oranda eşdağılımlı çeki gerilmesi ortaya çıkmıştır. Pistonda dikkat edilmesi gereken diğer bir bölgede pim yuvalarıdır. Basınç kuvvetinin etkisiyle piston pimi eğilmeye zorladığı için sağdaki resimdeki gibi yuvanın üst kısmında gerilmeler artmaktadır. Pin yuvalarının pistonda yüksek yüke maruz kalan bir bölge olmasından dolayı çatlak oluşumu muhtemeldir.

Pistondaki diğer bir önemli gerilme bölgesi de, değişken sıcaklık dağılımı ve yanma gazı basıncından kaynaklanan, pistonun üst kısmıdır. Piston çukurunun kenarını oluşturan kısımda yüksek gerilme değerleri görülmektedir. Bu gerilmeler yorulma çatlaklarının oluşmasına neden olurlar. Bu bölgelerde oluşan gerilme çevresel gerilme (hoop stress) olarak adlandırılmaktadır. Şekil 5.7 de piston çukur kenarı boyunca oluşan çevresel gerilmeler Şekil 5.8'de de asal gerilmeler cinsinden dağılımı gösterilmiştir.



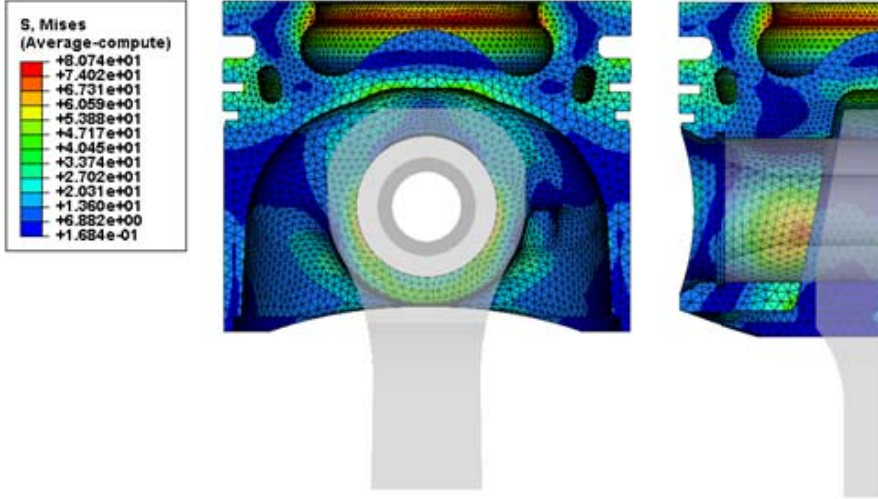
Şekil 5.7: Pistondaki çevresel gerilme dağılımı



Şekil 5.8 : Piston çukurundaki asal gerilme dağılımı

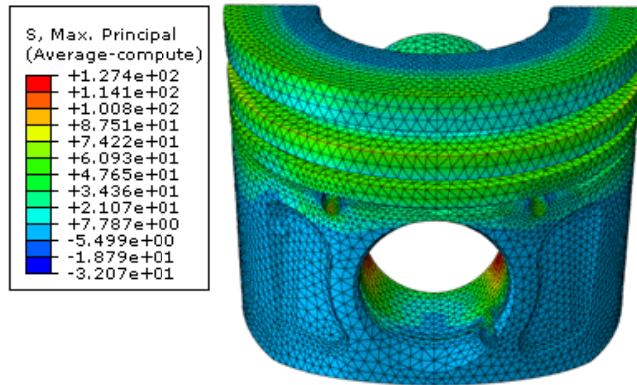
Şekillerde görüldüğü gibi pim eksenı boyunca piston çukuru kenarında bası gerilmesi oluşurken çukur tabanında çekme gerilmesi oluşmaktadır.

Analizin üçüncü adımı olarak motorun yüksek devirlerde çalışması esnasındaki durumu incelenmiştir. Bu adımda krank milı açısının 360° olduğu durumda yani pistonun üst ölü noktadan hızla geri dönüp alt ölü noktaya doğru hareket ettiği anı yön değiştirme gerçekteştiği durumda sisteme etki eden maksimum atalet kuvvetinin etkisi incelenmiştir. İlaveten piston sıcaklığı ve çok düşük bir değerde silindir içi basıncı analizde termal ve mekanik yük olarak kullanılmıştır. Şekil 5.9' da bu yükler altında pistonda oluşan gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Maksimum atalet kuvveti etkisi altındaki gerilme dağılımı

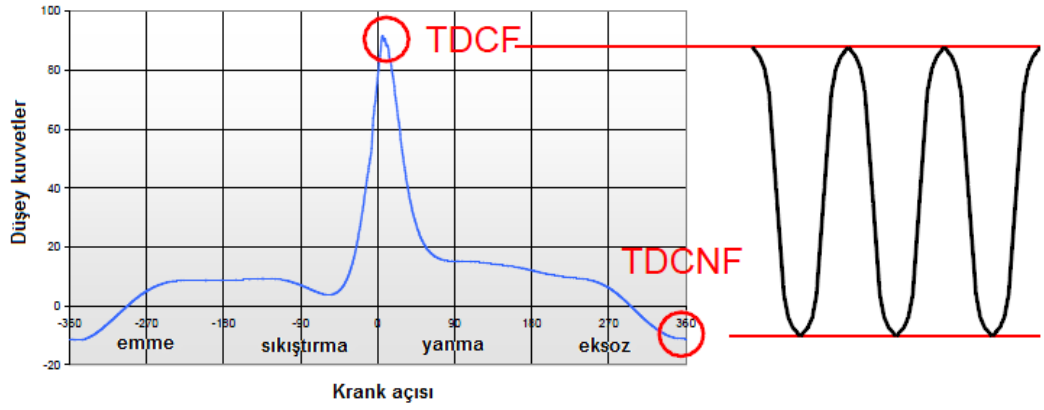
Pistona etki eden toplam kuvvetlerden termal yükün daha baskın olduğu görülmüştür. Sıcaklık ve yanma basıncının etkisi altında iken ortaya çıkan toplam yük daha çok basınç karakteristiğine sahiptir. Bu nedenle bu adımdaki gerilmelerin çoğu termal yüklerden kaynaklanmaktadır. Maksimum asal gerilmeleri incelersek piston pim deliğinde çeki gerilmesi oluşmaktadır. Şekil 5.10 pistondaki maksimum asal gerilmeler gösterilmiştir.



Şekil 5.10 : Pin yuvasındaki maksimum asal gerilmeler

Sonlu elemanlar analizinde son olarak termomekanik yüklerden elde edilen gerilmeler kullanılarak piston yorulma açısından incelenmiştir.

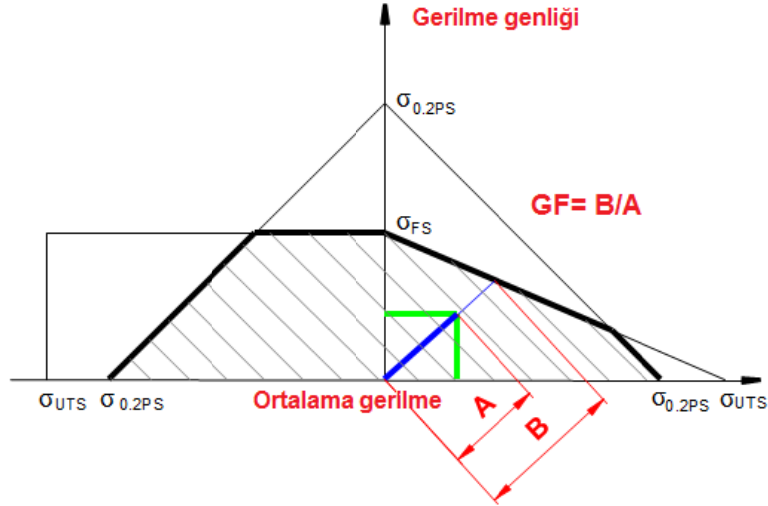
Yorulma analizinde üç farklı yük durumu göz önüne alınmaktadır. Bunlardan ilki pistonun üst ölü noktada iken yanmanın gerçekleştiği koşuldaki kuvvet, ikinci olarak pistonun üst ölü noktada iken yanmanın gerçekleşmediği koşuldaki kuvvet ve son olarak da sabit haldeki maksimum sıcaklık yükleridir. Genel olarak yük koşulları olarak, yüksek çevrimli mekanik yük altındaki ve sabit haldeki termal yüklerin yani TDCF ve TDCNF noktalarında meydana gelen maksimum değişken gerilme büyüklükleri seçilir. Şekil 5.11’ de bu yüklerin krank açısına bağlı konumları gösterilmiştir.



Şekil 5.11 :Yorulma analizi için yüklenme koşullarının belirlenmesi

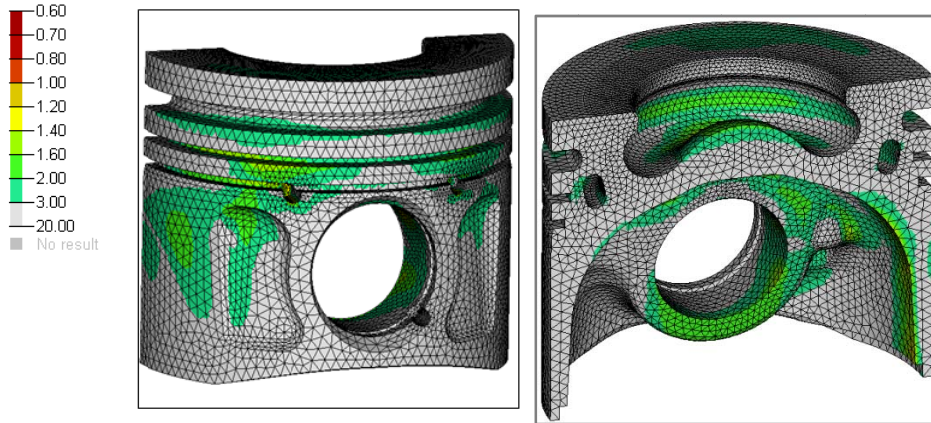
Diğer bir yorulma değerlendirmesi de aşağıda belirtilen maksimum hasar kritik düzlem parametreleri ile gerilme genlikleri ve ortalama gerilmenin hesaplanmasıdır. Kritik düzlem yaklaşımı çok eksenli düşük çevrimsel yorulma analizlerinde tercih edilir. Bu yaklaşıma göre hasar düzlemi kesme veya uzama çatlakları cinsinden bir kritik düzlem olarak tanımlanır. Bu yaklaşıma göre ilk olarak kritik düzlemdeki gerinim geçmişi analiz edilir ve sonrasında ise kritik düzlemdeki hasar parametrelerini belirlemek için gerinme parametreleri kullanılır.

Yorulma analizinde son olarak değerlendirme kriteride güvenlik katsayısıdır. Yapısal ve termal analiz sonucunda elde edilen gerilmelere göre piston için yorulma ömrünün hesaplanmasında Haigh yorulma diyagramından faydalanılmıştır. Güvenlik katsayısının hesaplanmasında bu diyagram ortalama gerilme ve gerilme genliğinden faydalanır. Diğer yaklaşımların tersine Haigh diyagramı ortalama gerilmeyi sıfır olarak almaz. Şekil 5.12’ de Haigh diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 5.12 :Haigh diyagramı

Bütün bu algoritmalar pistonun yorulma açısından incelenmesinde bir filtre olarak kullanılmaktadır. Yorulma analizinde kullanılan dayanım analizi sonuçlarıyla güvenlik katsayısı değerleri, %95 güvenilirlik limitine sahip 10^8 tekrar sayısı için malzeme özelliklerine dayalı 1.0 limit değerini elde etmek için, normalize edilir. Yorulma analizi sonucunda güvenlik faktörü açısından piston üzerindeki 0.60 ile 3.00 arasında değişen bölgesel güvenlik katsayısı dağılımı şekil 5.13 de gösterilmiştir.

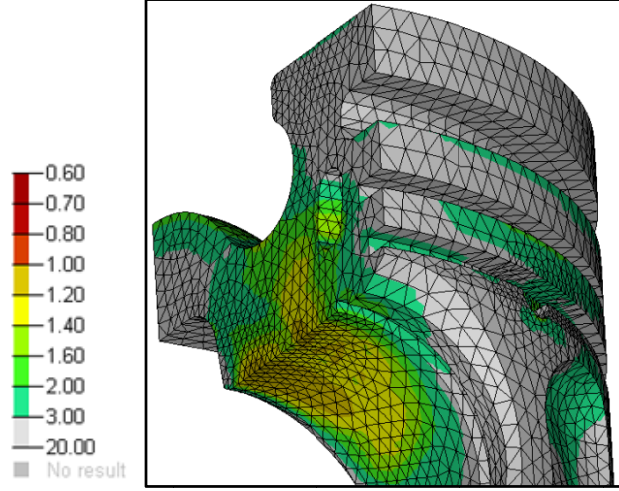


Şekil 5.13 :Güvenlik katsayısı dağılımı

Genel olarak dağılıma bakıldığında pistonda gerilme açısından kritik olan bölgelerde yorulma açısından da önemli bölgelerdir. Yorulma açısından öne çıkan bölgeler piston –pim

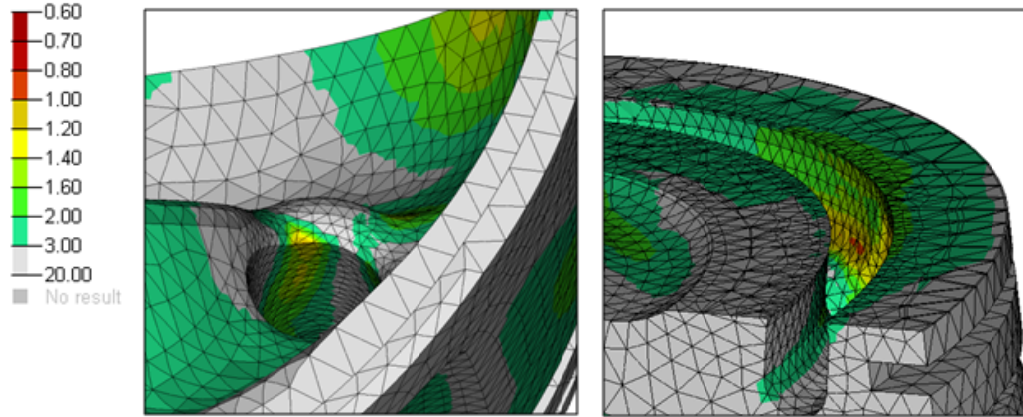
yuvasının üst tarafı, yağ galerisi giriş kısmı, yağ olukları ve piston çukuru tabanı şeklinde sıralanabilir.

Piston pim yuvası, pistonun yanma basıncıyla aşağıya doğru hareket etmesi esnasında mekanik yükten kaynaklanan gerilmelerden dolayı yorulma açısından kritik bir bölgedir. Şekil 5.14’ de pim yuvasının üst kısmı gösterilmiştir. Bu bölgedeki güvenlik katsayısı 1.16 olarak gerçekleşmiştir. Bu değer 1.00 limit değerinin üzerindedir.



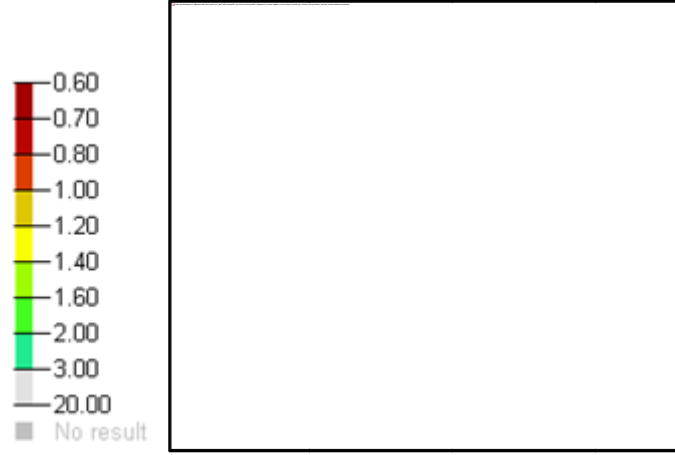
Şekil 5.14 :Pim yuvasındaki kritik bölge

Kritik bölgelerden biriside yağ galerisinin yağ giriş kanalının giriş ve çıkış kısımlarındaki bölgelerdir. Bu bölgelerdeki güvenlik katsayısı dağılımı Şekil 5.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 5.15 :Yağ galerisindeki güvenlik faktörü dağılımı

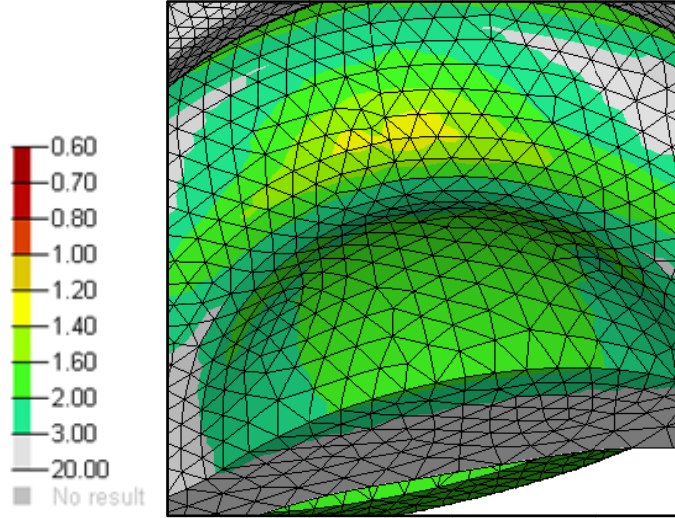
Bu bölgelerden yağ galerisine olan giriş kanalındaki bölgede güvenlik faktörü 0.93, galeri kanalının piston iç yüzeyi olan kesişimindeki bölgede ise 0.97 olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.16: Yağ oluklarındaki güvenlik faktörü dağılımı

Pistonun dayanma tarafındaki yağ kanalı güvenlik faktörü açısından sağ tarafa göre limit değere daha yakındır. Bu taraf daki en düşük değer 1.07 olarak elde edilmiştir.

Son olarak da piston çukuru tabanını oluşturan bölgedeki dağılım incelenmiştir. Yağ galerisinin soğutucu etkisi ile bu bölgedeki değerler limit değerinin üzerindedir. Şekil 5.17’ de piston çukur tabanındaki dağılım gösterilmiştir.



Şekil 5.16 :Piston çukur tabanındaki güvenlik faktörü dağılımı

Sonuç olarak gerçekleştirilen analizle, yanma sonucunda oluşan ısının pistonu transferi ile gerçekleşen termal yükler ve yanma sonucunda oluşan basınç kuvveti ile pistonun silindiri içerisindeki hareketi esnasında yön değiştirmelerden kaynaklanan atalet kuvvetinin oluşturduğu mekanik yükler altında pistonun termomekanik davranışı incelenmiştir. Üç farklı yük durumu için pistonu incelediğimizde mekanik yüklerle nazaran termal yüklerin piston üzerinde daha etkili olduğunu görmekteyiz.

Basınç ve atalet kuvvetlerinin etkisi altında pistonu en çok etkilenen bölgenin, aynı zamanda mekanik gerilmenin en yüksek olduğu yer, piston-pin eksenini olduğu görülmektedir. Piston-pin yuvasındaki gerilmelerin asal karakteri buradaki güvenlik faktörü dağılımını açık bir şekilde ifade edebilmektedir. Atalet kuvvetinin etkisi buradaki gerilmenin karakterini belirlemektedir.

Sıcaklık dağılımı açısından pistonu incelersek en yüksek sıcaklığı piston çukuru kenarında olduğu görülmüştür. Isıl genişlemenin en fazla olduğu bölge ise piston kafasıdır. Elde edilen güvenlik katsayıları açısından kritik bölgeler yağ kanalı, piston çukuru tabanı ve yağ galerisinin giriş bölgeleri gösterilebilir. Bu bölgelerdeki güvenlik katsayısını arttırmak için yapılabilecekleri açıklamak gerekirse, çukuru tabanının piston pin eksenindeki bölgede enjektörün kendi eksenini etrafında uygun bir açıda döndürülmesi etkili olacaktır, diğer bir uygulamada yağ galerisinin yüksekliğinin artırılması uygun olabilir. Yağ galerisinin giriş kısmındaki bölge için yağ galerisi kesit geometrisinin açılı hale getirilmesi yeterli olacaktır. pin yuvalarındaki bölge için yapılabilecek tasarım değişikliklerinin başında yuvarın oval formunda çap farklılıklarının artırılması ve geometride oturma yüzeyini arttırmak faydalı olacaktır. Yağ kanalı civarındaki sıcaklığın düşürülmesi bu bölgedeki katsayıyı azaltacaktır. Bunun için yağ jetinin soğutucu etkisinden faydalanarak iç yüzeyin sıcaklığı azaltılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] **M.Tahar Abbas, P. Maspeyrot, A.Bounif, J. Frene**, 2004 A thermomechanical model of a direct injection diesel engine piston. Proc. Instn Mech. engrs Vol.218 Part D: J. Automobile Engineering.
- [2] **Yan Xia Wang, Yong Qi Liu, H.Y. Shi**,2010 Finite Element Static and Dynamic Analysis for a Piston.Advanced Materials Research (Volumes 97 - 101)
- [3] **A.Pikiinas, G.Garbincius**, 2001 The Influence of Coolant Scale Deposit Inside The Internal Combustion Engine on The Piston And Cylinder Deformation. Transport: Research Journal of Vilnius Gediminas Technical University and Lithuanian Academy of Sciences Volume: 20.
- [4] **Brian P. Sangeorzan Eva Barber, Brett Hinds**, 2011 Development of a One-Dimensional Engine Thermal Management Model to Predict Piston and Oil Temperatures2011-01-0647
- [5] **Zuoqin Qian, Honghai Liu, Guangde Zhang, David J. Brown**, 2006 Temperature FieldEstimation for the Pistons of Diesel Engine.Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
- [6] **D. Tharratt, G. Malton, J. Draper**, 1999 Fatigue Analysis Of A Diesel Piston From A Finite Element Model.HKS International Conference.
- [7] **Mikhail Ejakov, Boon-Keat Chui, Andreas Panayi, Harold Schock**, 2006 Parameterization and FEA Approach for the Assessment of Piston Characteristics. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2006-01-0429
- [8] **Mahmut Öztuna, Ali Öztuna**, 1984Motor teknolojisi Emel Matbaacılık.
- [9] **Junichi Yasuhara, Kenji Hayama, Prashant Ramachandra, Yeongching Lin**, 2006 Durability of Power Components under Operating Conditions. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2006-01-0650
- [10] **Manfred D. Röhrle**,1994 Pistons for Intenal Combustion Engines-Fundamentals of Piston Tecnology. MAHLE GMBH.

- [11] **Ayhan UYAROĞLU**, 2008İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Pistonlarda Meydana Gelen Arızaların Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Makine Eğitimi, Ankara
- [12] **Ahu ACAR**, 2006 Dizel Piston İmalatında Segman Taşıyıcılarındaki Hataların Ultrasonik Yöntemle Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Niğde.
- [13] **Suat CEYLAN**, 2006 Seramik Kaplı Dizel Pistonlarda Termal Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Metoduyla Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya
- [14] **Simon Reichstein, Rainer Weiss, Scott Kenningley, Klaus Lades, Peter Konrad, Frank Doernenburg**, 2007 High-Performance Cast Aluminum Pistons for Highly Efficient Diesel Engines. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2007-01-1438.
- [15] **Carlos C. Engler-Pinto Jr., John V. Lasecki, James M. Boileau and John E. Allison**, 2004 A Comparative Investigation on the High Temperature Fatigue of Three Cast Aluminum Alloys. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2004-01-1029.
- [16] **Zuoqin Qian, Honghai Liu, Guangde Zhang, David J. Brown**, 2006Temperature Field Estimation for the Pistons of Diesel Engine.Springer-VerlagBerlin Heidelberg.
- [17] **H. Sehitoglu, J. Allison, X. Su, M. Zubeck, J. Lasecki, C.C. Engler-Pinto Jr. and C. Tang**, 2002 Thermal Fatigue Analysis of Cast Aluminum Cylinder Heads. SAE TECHNICAL PAPER SERIES.2002-01-0657
- [18] **V. Esfahanian, A. Javaheri, M. Ghaffarpour**, 2006 Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments. Applied Thermal Engineering 26 (2006) 277–287
- [19] **F.S. Silva**, 2006 Fatigue on engine pistons – A compendium of case studies. Engineering Failure Analysis 13 (2006) 480–492.
- [20] **S. H. Mansouri, V. W. Wong**, 2004 Effects of Piston Design Parameters on Piston Secondary Motion and Skirt-Liner Friction. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2006-01-0650
- [21] **Michael Winship, William J. Morgan**, 1993 Piston Design for the Nineties. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 93-01-0273

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : **Umut CANVAR**

Doğum Yeri ve Tarihi : **17 Mayıs 1977**

Adres : **İdealtepe/ Maltepe/ İSTANBUL**

Lisans Üniversite : **Yıldız Teknik Üniveristesi**