

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ DİZEL MOTORLARINDAKİ HAREKETLİ ELEMANLARDA OLUŞAN  
HASARLAR ve NEDENLERİ**

**SERTAÇ KESEBOL**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
GEMİ İNŞAATI ve GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
GEMİ İNŞAATI ve GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
DOÇ. DR. NURTEN VARDAR**

**İSTANBUL, 2012**

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ DİZEL MOTORLARINDAKİ HAREKETLİ ELEMANLARDA OLUŞAN  
HASARLAR ve NEDENLERİ**

Sertaç KESEBOL tarafından hazırlanan tez çalışması 07.06.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Doç. Dr. Nurten VARDAR  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Doç. Dr. Nurten VARDAR  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Doç. Dr. Fuat ALARÇIN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

## ÖNSÖZ

---

Meslek hayatımda kullanacağım mühendislik eğitiminin pratiğini yapmak için bu çalışmamı hazırlamamda, teorik bilgilerimi kullanmamda, uygulamamda, desteklerini benden esirgemeyen, uygun zamanlarda tavsiyelerde bulunup bana yol gösteren tez danışmanım ve verdiği bilgilerle bugünlere gelmemi sağlayan değerli hocam Sayın Doç. Dr. Nurten Vardar'a teşekkür ederim.

Aynı zamanda bu proje çalışmam sırasında desteklerini benden esirgemeyen aileme, nişanlım Merve Ergin'e ve çalışmamda yardımlarını aldığım değerli hocam Sayın Yard. Doç. Dr. Fuat Alarçin, gemilerinde çalıştırıp pratik bilgilerimi teoriğe döküp yardımlarını benden esirgemeyen Arkas Denizcilik ve Nakliyat A.Ş'den Personel Departmanı çalışanlarına, enkspektörlere, başmühendisler Şevki Hardal ve Ümit Usturalı'ya, Aygaz Gemi İşletmelerinden değerli ağabeylerim Tayfun Dağdelen ve İbrahim Aydın Toker'e, değerli arkadaşlarım Araks Ekmekçioğlu, Kaan Ünlügençoğlu, Burak Yıldız, Tarık Koçal ve Erhan Erem'e katkılarından dolayı sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Sevgi ve saygılarımla;

Haziran, 2012

Sertaç KESEBOL

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	vi
KISALTMA LİSTESİ .....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xii
ÖZET .....	xiii
ABSTRACT .....	xv
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
1.1    Literatür Özeti .....	1
1.2    Tezin Amacı .....	2
1.3    Hipotez .....	2
BÖLÜM 2.....	4
GEMİ DİZEL MOTORLARI.....	4
2.1    Dizel Motorların Sınıflandırılması .....	9
2.1.1    Devir Sayılarına Göre Gemi Dizel Motorlarının Sınıflandırılması.....	9
2.1.1.1    Düşük Devirli Dizel Motorlar .....	9
2.1.1.2    Orta Devirli Dizel Motorlar .....	10
2.1.1.3    Yüksek Devirli Dizel Motorlar .....	12
BÖLÜM 3.....	14
GEMİ DİZEL MOTORLARI HAREKETLİ ELEMANLARININ SINIFLANDIRILMASI .....	14
3.1    Segmanlar .....	15
3.2    Krank Kol Yatakları .....	18
3.3    Biyel – Piston Kolu – Konnektin Rod .....	19
3.4    Krank şaft – Krank Mili .....	21

3.5	Kroshed – Sliperi .....	23
3.6	Piston Rod .....	24
3.7	Piston .....	24
3.8	Volan .....	26
BÖLÜM 4.....		28
KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMIĞI .....		28
4.1	Gaz Basınç Kuvvetleri .....	28
4.2	Kütleleri Yönlendiren Krank Mekanizma Parçaları .....	30
4.3	Atalet Kuvvetleri .....	32
4.4	Krank Mekanizmasında Değişken Toplam Kütleler .....	34
4.5	Krank Pinlerdeki Hareketli Kuvvetler .....	40
4.6	Ana Şaft Yataklarında Değişken Kuvvetler .....	45
4.7	Krankşaft Şaft Yatakları ve Pinlerin Kullanılması .....	49
BÖLÜM 5.....		52
PİSTON-BİYEL-KRANK MEKANİZMASI DİNAMİK ANALİZ ÖRNEĞİ .....		52
BÖLÜM 6.....		63
GEMİ DİZEL MOTORLARI ARIZALARINA GİRİŞ.....		63
6.1	Segmanlarda Karşılaşılan Arızalar .....	65
6.2	Dizel Motor Yataklarında Karşılaşılan Arızalar .....	66
6.3	Piston (Biyel) Kolu - Konnektin Rodlarda Karşılaşılan Arızalar .....	69
6.4	Krankşaftlarda Karşılaşılan Arızalar.....	72
6.5	Pistonlarda Karşılaşılan Arızalar .....	78
6.6	Diğer Hareketli Elemanlarda Karşılaşılan Arızalar.....	81
6.7	Gemi Dizel Motorlarında Karşılaşılan Arıza Sırasında İzlenen Aşamalar ..	81
6.8	Gemi Dizel Motorlarında Karşılaşılan Arızaların Yarattığı Maliyet Örneği	84
BÖLÜM 7.....		87
SONUÇ VE ÖNERİLER .....		87
KAYNAKLAR.....		89
ÖZGEÇMİŞ.....		91

## SİMGE LİSTESİ

---

$\Delta P_g$	Zamanın Herhangi Bir Anında Basınç Değişimi
$P_g$	Zamanın Herhangi Bir Anında Basınç Değeri
$P_0$	Zamanın Herhangi Bir Anında Basınç Değeri
$W_p$	Eğri Ölçeği
$F_p$	Piston Alanı
$m^2$	Metrekare
$M_p$	Piston Grup Kütlesi
$m_{c,r}$	Biyel Grup Kütlesi
$m_{c,r,p}$	Piston Pin Ekseninde Yoğunlaşan Kütle
$m_{c,r,c}$	Krank Ekseninde Yoğunlaşan Kütle
$L$	Biyel Uzunluğu
$L_{c,r}$	Biyel Merkezine Uzaklık
$L_{c,r,p}$	Biyel Merkezine Uzaklık
$m_c$	Krank Ekseni Üzerinde Oluşan Kütle
$m_o$	Şaft Yatağı Ekseni Üzerinde Oluşan Kütle
$kg$	Kilogram
$m_{c,p}$	Krank Pimin Kütlesi
$m_w$	Posta Orta Kısım Kütlesi
$P_j$	Karşılıklı Kütlelerin Atalet Kuvveti
$P_{j1}$	Birincil Atalet Kuvveti
$P_{j2}$	İkincil Atalet Kuvveti
$K_r$	Dönen Kütlelerin Atalet Santrifüj Kuvveti
$\phi$	Açı Değeri
$\omega$	Açısal Hız
$kN$	Kilo Newton
$N$	Normal Kuvvet
$\tan\beta$	$\beta$ Açısının Tanjant Değeri
$\cos\beta$	$\beta$ Açısının Kosinüs Değeri
$S$	Krank Pim Üzerine Etki Eden Kuvvet
$K$	Krank Yarıçapı Boyunca Yönlendirilen Kuvvet
$T$	Krank Yarıçapı Çevresi İçin Kuvvet
$P_n$	Özel Kuvvet
$P_s$	Özel Kuvvet

$P_k$	Özel Kuvvet
$P_r$	Özel Kuvvet
OB	Diyaqram Taban Hattı Uzunluğu
$\sin\beta$	$\beta$ Açısının Sinüs Değeri
$T_m$	Strok Başına Tanjansiyel Kuvvetin Döngü Başına Ortalama Değeri
MPa	Megapaskal
$F_p$	Piston Alanı
$P_i$	Ortalama İndike Basınç
$\tau$	Çevrim Sayısı
$i$	Silindir Sayısı
$M_t$	Toplam Moment
$\text{mm}^2$	Milimetrekare
mm	Milimetre
$M_{t,m}$	Makinenin Ortalama İndike Torku
$\eta_m$	Makinenin Mekanik Verimi
$P_c$	Krank Tarafından Krank Pinde Mevcut Değişken Kuvvet
$R_{c,p}$	Sonuç Kuvveti
$\psi$	$R_{c,p}$ Sonuç Kuvvetinin Yönü Krank Ekseni ile $R_{c,p}$ Vektörü Arasında Kalan Aç
$K_{R,c}$	Krank Boyunca Değişken Santrifüj Kuvveti
$R_{th}$	Krankpinindeki Bükülme ve Krankşaft Uzamasında Sağlanan Değişken Sonuç Kuvvet
$K_{p,th}$	Krank Boyunca Uzayan Krank Şaftın Üzerindeki Değişken Kuvvettir
$R_{c,p,m}$	Zaman Başına Elde Edilen Ortalama Kuvvet
$R_{c,p,\Sigma}$	Mafsallı Krank Mekanizmasının Krankpininde Hareketli Konvansiyonel Kuvvet
$\theta$	Açı Değeri
$O_{c23}$	Vektör Değeri
$\Sigma$	Toplam İşareti
$\Upsilon_c$	Silindirlerdeki Kranklar Arası Aç
J	Joule
$\sigma$	Gerilme Değeri
$\epsilon$	Birim Uzama
E	Elastisite Modülü
$\nu$	Poisson Oranı
$\beta$	Bulk Modülü
$\tau$	Kayma Modülü

## KISALTMA LİSTESİ

---

AÖN	Alt Ölü Nokta
HFO	High Fuel Oil (Ağır Yakıt)
MDO	Marine Diesel Oil (Dizel Yakıt)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
Rpm	Revolutions Per Minute (Dakikadaki devir sayısı)



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 İki Zamanlı Dizel Motor Teorik ve Pratik P-V Diyagramları [7].....	6
Şekil 2. 2 İki Zamanlı Dizel Motor [8].....	6
Şekil 2. 3 Dört Zamanlı Dizel Motor [8] .....	8
Şekil 2. 4 Dört Zamanlı Dizel Motor Teorik ve Pratik P-V Diyagramları [7] .....	8
Şekil 2. 5 Sulzer RTA 84 C Motor ve Sulzer RTA 58–84 Motor [6].....	10
Şekil 2. 6 Wärtsilä Vasa R46 [6] .....	11
Şekil 2. 7 MAN V8-1000.....	13
Şekil 2. 8 MAN D2842.....	13
Şekil 3. 9 Segman Montajı .....	17
Şekil 3. 10 Dizel Jeneratör Segman Örneği .....	18
Şekil 3. 11 Gemi Dizel Motor Krank Kol Yatağı.....	19
Şekil 3. 12 Biyel Kolu [12] .....	19
Şekil 3. 13 Overol İşlemi Sırasında Pistona Bağlanmış Konnektin Rod .....	20
Şekil 3. 14 Overol İşlemi Sırasında Bakımı Yapılıp Kontrol Edilen Piston Kolu .....	21
Şekil 3. 15 Gemi Dizel Motoru Krank Şaftı [16] .....	22
Şekil 3. 16 Piston Kolu Bağlanmış Dize Jeneratör Krank Şaftı .....	23
Şekil 3. 17 Kroshedli Motor Pistonu [18] .....	24
Şekil 3. 18 Dizel Jeneratör Piston Örneği .....	25
Şekil 3. 19 Piston ve Bağlantı Elemanları .....	26
Şekil 3. 20 Volan [21].....	26
Şekil 3. 21 Gemi Dizel Motorlarında Volan [16].....	27
Şekil 4. 22 Uygun Açıların Koordinatlardaki Bir Gösterge Diyagramının Yeniden Çizilimi/Yapılandırılması [22] .....	29
Şekil 4. 23 Kütle Yoğunlaşmasının Sisteminin Krank Mekanizmasına Dinamik Eşitliği [22].....	30
Şekil 4. 24 Krank Mekanizmasındaki Kuvvetlerin Hareketi [22] .....	33
Şekil 4. 25 Krank Açılara Karşı P,N,S,K ve T Kuvvetlerinin Çizimi [22] .....	37
Şekil 4. 26 Dört Zamanlı Bir Makinenin 4 Silindirdeki Toplam Torkun Eğiminin Çizilmesi [22].....	38
Şekil 4. 27 Kuvvetlerin Yüklenmesi (a) Krankpin, (b) Krankşaft Uzaması [22] .....	40
Şekil 4. 28 Krankpin Yüklemesinin Kutupsal Diyagramının Çizilmesi [22].....	41
Şekil 4. 29 Kartezyen Koordinatlarda Krankpin Yükünün Diyagramı [22].....	43
Şekil 4. 30 Vee Tipi Bir Makinede Krankşaftın Krankpininde Kuvvetlerin Değişimi [22] .....	44

Şekil 4. 31 Ana Rulman Şaft Yatağı (a) Krankşaft Diyagramı, (b) Ana Rulman Şaft Yatağının Kuvvet Yüklenmesinin Diyagramı [22] .....	45
Şekil 4. 32 Dört Zamanlı Sıra Tipi Altı Silindirin İkinci Şaft Yatağındaki Yükün Kutupsal Diyagramı [22].....	46
Şekil 4. 33 Ana Şaft Yatağında Yükün Diyagramı (a) Karşı ağırlığı Hesaba Katmadan), (b) Karşı Ağırlık İle Krankşaft [22] .....	48
Şekil 4. 34 Krankpin Kullanımının Çizilmesi [22] .....	50
Şekil 5. 35 İncelenen Piston-Biyel Mekanizması .....	52
Şekil 5. 36 Piston-Biyel Mekanizmasının Kesidinin Sonlu Elemanları ve Düğüm Noktaları.....	53
Şekil 5. 37 Piston-Biyel Mekanizmasının Sonlu Elemanları ve Düğüm Noktaları .....	53
Şekil 5. 38 Piston-Biyel Mekanizmasının Piston Yüzeyine Uygulanan Kuvvet ve Etkileri .....	54
Şekil 5. 39 Piston-Biyel Mekanizmasının Kesidinin Toplam Gerilmeleri .....	55
Şekil 5. 40 Piston-Biyel Mekanizmasının Toplam Gerilmeleri.....	55
Şekil 5. 41 Piston-Biyel Mekanizmasının Diğer Yüzeydeki Toplam Gerilmeleri .....	56
Şekil 5. 42 Piston-Biyel Mekanizmasının İlk Şekil Değiştirme Anı .....	56
Şekil 5. 43 Piston-Biyel Mekanizmasının Sonraki Şekil Değiştirme Anı .....	57
Şekil 5. 44 Piston-Biyel Mekanizmasının Toplam Gerilme Enerji Değerleri.....	57
Şekil 5. 45 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Sonlu elemanları ve Düğüm Noktaları .....	58
Şekil 5. 46 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Piston Yüzeyine Uygulanan Kuvvet ve Etkileri .....	58
Şekil 5. 47 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Toplam Gerilmeleri .....	59
Şekil 5. 48 İncelenen Piston-Biyel-Krank Mekanizması.....	60
Şekil 6. 49 Segman Kırılmalarına Örnekler .....	66
Şekil 6. 50 Dizel Motor Yataklarında Gözlemlenen Arızalar.....	67
Şekil 6. 51 Dizel Motor Yataklarında Kaymadan Oluşan Arıza .....	67
Şekil 6. 52 Dizel Motorlarında Kaymış Yatak Örneği .....	68
Şekil 6. 53 Roker Armda Gözlemlenen Arıza Örneği .....	69
Şekil 6. 54 Konnektin Rodlarda Karşılaşılan Arıza Örneği .....	70
Şekil 6. 55 Biyel Kolu Yağlama Kanalları Ağızında Bulunan Çek Valf Örneği .....	70
Şekil 6. 56 Yerinden Çıkmayan Gacın Pini ve Biyel Kolu.....	71
Şekil 6. 57 Yağlama Yağının Eksikliğinden Yataklarda da Görülen Aşınma .....	71
Şekil 6. 58 Barrıl Plancır Kırılması Örneği .....	72
Şekil 6. 59 Kırılan B2 Biyel Kolunun Resmi .....	73
Şekil 6. 60 Makine Blokunun A Bank Tarafının İçten ve Dıştan Görünüş Resimleri.....	73
Şekil 6. 61 Krankshaft Karşı Ağırlığında ve Krankşaft Jurnalinde Oluşmuş Hasarlar ....	74
Şekil 6. 62 Krankshaftt Jurnalinde Üzerinde Bulunan Derin Çizikler ve Olası Çatlak İzleri... 74	74
Şekil 6. 63 A2 ve B2 Olmak Üzere 2 Kemşaft (Eksantrik Mili) Dilimi Üzerindeki Jurnallerde Gözlemlenen Çizilmeler .....	74
Şekil 6. 64 A2 ve B2 Laynerlerinin Bir Kısmı Blok Üzerinde Kırılmasının Sonucu .....	75
Şekil 6. 65 A2 ve B2 Silindirlerinin Supap İteceklerinin Eğilmesini Gösteren Resim ...	75
Şekil 6. 66 Arıza Esnasında Piston Kafası Bazı Valflere (Supaplara) Vurarak Eğilmesine Sebep Olmasını Gösteren Resim.....	75

Şekil 6. 67	Pistonlar Biyel Kolundan ve Gacın Pinlerden (Piston Pimleri) Kesilerek Çıkartılması .....	76
Şekil 6. 68	Gacın Pin (Piston Pimi) ve Gacın Pin Yatağından Resimler .....	76
Şekil 6. 69	Çıkarılan Konnektin Rod ( Biyel kolu ) Yataklarından Resimler.....	76
Şekil 6. 70	Makine Karterinin Temizlenmemiş Şekliyle Resmi .....	77
Şekil 6. 71	Biyelde Gözlemlenen Maksimum Gerilme.....	78
Şekil 6. 72	Çalışma Ömründen Fazla Çalıştırılmış Piston Örneği .....	79
Şekil 6. 73	Çizik Layner Örneği.....	79
Şekil 6. 74	Honlama İşleminin Aşamaları .....	80
Şekil 6. 75	Honlama Yapılmış Layner Yüzeyi.....	80
Şekil 6. 76	Kırılmış Bir Yoke Örneği.....	81
Şekil 6. 77	Piston Taç Kısmında Oluşan Tıkanıklık ile Silindir Laynerinin Üst Bölgesi.	83
Şekil 6. 78	Yatakta Gözlemlenen Hasara Ait Görüntü .....	83

## ÇİZELGE LİSTESİ

---

	Sayfa
Çizelge 3. 1 Dizel Motorlarındaki Hareketli Elemanların Sınıflandırılması	14
Çizelge 4. 2 Yaklaşık Olarak $m_p$ , $m_{c.r}$ Değerleri ve $M_c$ [22]	32
Çizelge 4. 3 $\lambda$ Açısında $\tan \beta'$ 'nin Değerleri [22]	36
Çizelge 4. 4 $\lambda$ Açısında $1/\cos \beta'$ 'nin Değerleri [22]	36
Çizelge 4. 5 $\lambda$ Açısında $\cos (\phi+\beta)/\cos\beta'$ 'nin Değerleri [22]	38
Çizelge 4. 6 $\lambda$ Açısında $\sin (\phi+\beta)/\cos\beta'$ 'nin Değerleri [22]	39
Çizelge 4. 7 Krankşaftın Farklı Açıları için Bazı Değerler [22]	48
Çizelge 5. 8 Analiz Verileri	60
Çizelge 5. 9 Analiz Sonuç Verileri	61
Çizelge 5. 10 Devir Sayılarında Birbirini İzleyen Gerilme Değerleri	62

---

## GEMİ DİZEL MOTORLARINDAKİ HAREKETLİ ELEMANLARDA OLUŞAN HASARLAR ve NEDENLERİ

Sertaç KESEBOL

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı  
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Nurten VARDAR

Gemilerin sevki için gereken gücü üreten makinelerin yüksek bir oranını dizel motorları sağlamaktadır. Gemilerde kullanılan dizel motorları diğer alanlarda kullanılan dizel motorlarına göre yağlama, yakıt, egzoz sistemleri açısından belirgin farklılıklar göstermektedir. Çalıştıkları deniz koşulları dikkate alındığında bu sistemlerdeki farklılıkların ne kadar önemli olduğu kolayca görülebilmektedir. Gemi dizel motorlarında uygulanan periyodik bakımlar gerek çalışma saatlerine gerekse çalıştığı ortama göre gerçekleştirilmektedir. Bu bakımlar dikkate alınmadığında karşılaşılabilecek sorunlar ciddi boyutlara ulaşabilmektedir. İhmal edilen, önemsenmeyen, dikkatten kaçabilen küçük arızalar –su ve stim kaçakları, yağ sızıntıları, eksiklikleri- daha sonra tamiratı uzun süreler alıp geminin işletilmesini engelleyen önemli büyük arızalara neden olabilmektedir.

Günümüzde işletilen gemilerin karşılaştığı kazalar –çatışma, karaya oturma- teknik arızalar her geçen gün görülebilmektedir. Kısa süreler içinde aynı mevkilerde karşılaşılan karaya oturma, yatak sardırma olayları en basit örneklerdendir.

Gemilerin işletilmesinde ve gerekli elektrik enerjisinin üretilmesinde kullanılan dizel motorlarında karşılaşılabilecek sorunlar maddi ve manevi olarak büyük kayıplara neden olabilmektedir. Arıza süresince işletmeden alıkonulan gemi bir kazanç kapısı olmaktan çıkıp tamamen masraflara açık bir nesne olmaktan öte gidememektedir. Bu bakım-tutum, tamirat süresinde karşılaşılan kayıpları telafi etmek için harcanacak ekstra imkânlar da gemi sahibi ve personel için de manevi olarak yaptırımlar yaratmaktadır.

Bu çalışmada gemi dizel motorlarında ki hareketli elemanlarda karşılaşılabilecek arızalardan, onları yaratan nedenlerden ve arızaların giderilmesi için gerçekleştirilen operasyonlardan bahsedilmeye çalışılmıştır. Bir civatanın bile uygun torkta sıkılmamasından kaynaklanabilecek hasarlar büyük olabilmektedir ki hareketli elemanların birinde karşılaşılabilecek bir problem sistemi bir bütün olarak düşündüğümüzde önemli arızalara neden olabilmektedir.

Çalışmanın birinci bölümünde gemi dizel motorları devir sayılarına göre sınıflandırılmıştır. Düşük, orta ve yüksek devirli dizel motorlar hakkında kısaca bilgiler ve örnekler verilmiştir.

İkinci bölümde de motorlardaki hareketli elemanlar resimler ve tanımlamalar ile anlatılmaya çalışılmıştır.

Üçüncü bölümde de gemi dizel makinelerde ki hareketli elemanlarda karşılaşılan arızaların nedenleri ve arızaların oluşum aşamaları ve karşılaşılan arıza sırasında nasıl bir yol izleneceği resimler ve örnekler ile anlatılmıştır. Resimler ve örneklerle desteklenen çalışmada teorik bilginin yanında Arkas Denizcilik ve Nakliyat A.Ş. firmasına bağlı olan M/V Tomriz A gemisinde edinilen tecrübelerden de fotoğraflar yardımı ile tamamlanmıştır.

Gemi üzerinde çalışan gerek zabitlerin gerekse personellerin bu çalışmamda konu olan arızalarla karşılaşmalarını dileğiyle...

**Anahtar Kelimeler:** Gemi, dizel, motor, hareketli, arıza, teknik, operasyon, devir

**DEFECTS AND REASONS OF DYNAMIC PARTS OF MARINE DIESEL ENGINES**

Sertaç KESEBOL

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Nurten VARDAR

Diesel engines, in a rate as high as provides machines that produce the power to dispatch the ships. Diesel engines used in ships according to the diesel engines used in other areas show significant differences in terms of the lubrication, fuel and exhaust systems. Given the sea conditions they worked how important the differences in these systems are easily visible. Periodic maintenance that applied to marine diesel engines is carried out according to both the execution environment and the hours of operation. These maintenances are not taken into account the problems encountered can reach serious proportions. The neglected, underestimated small malfunctions - water leaks, oil leaks, deficiencies-

Today, technical failures and accidents - the conflict, land sitting faced by vessels operated can be seen every day. Encountered in the same positions in short periods of time grounding, seizing of pumps are included into the simplest examples.

The problems encountered in diesel engines used to operation of ships and for production of the required electrical energy can cause great losses as material and spiritual. Fault during the gate of a gain rather than holding the ship detained on charges totally cannot go beyond being an object. This care-attitude, extra resources will be spent to compensate for the losses encountered during repairs, the ship owner and the staff will create the spiritual sanctions.

Defects in this process that I experienced in ship diesel engines moving elements, the reasons that created them and try to talk about operations carried out to remedy defects. Even if a bolt doesn't squeeze in the proper torque can cause big damages. So one problem encountered in moving the elements could cause major malfunctions.

In first part of this process, diesel engines were classified as revolution classifications. Short descriptions and samples were given about diesel engines with low, medium and high revolution

In second part, moving parts of diesel engines in vessels were tried to explain with samples, pictures and descriptions.

In third part of this process, reasons of the defecets, defects from startings to ends and which way to solve these issues of moving parts in diesel engines were explained with samples and pictures. Theoretical knowledge as well as during my project Arkas Shipping and Transportation Company that is connected to the M / V Tomriz A ship will present you with the help of photos from experiences

Theoretical knowledge during my project with joint-stock company Arkas Shipping and Transport is due to the M / V Tomriz A ship will present you with pictures I got from my experiences.

Wish, both officers and personnel which working on the ship never subject to these failures that I've mentioned on this work.

**Key words:** Vessel, diesel, engine, dynamic, defects, technical, operation, revolution



#### 1.1 Literatür Özeti

Seyir halinde gemi dizel motorları çalışırken belirli bir bakım tutum programına uyularak olası arızalarla karşılaşılardan gerekli tedbirlerin alınmasının işletmecilik açısından önemi göz ardı edilemeyecek düzeydedir. Bakım tutum aksaklıkları, personel hataları, beklenmeyen deniz şartları gibi nedenlerden dolayı makinelerde arızalara rastlanabilmektedir. Arıza anında görülen hasarın geminin seyrini ve personel hayatını riske etmeyecek şekilde müdahale ile giderilmesi yaşanan tecrübeler ile desteklenmektedir. Arıza ile karşılaşılması sırasında ilk yorumlamalar ile birlikte nedenler belirlendikten sonra gemi şartlarında yapılabilecek onarımlar yapılabilmektedir. Gemide bulunan imkân ve şartlar ile arızanın giderilemeyeceğine kanaat getirildiğinde ya da geminin seyrinin imkânsız olduğu anlarda destek istenerek uygun bir limana veya bakım tutum mahalline sevki sağlanmalıdır.

Gemilerin sevki için gereken gücü üreten kaynakların yaklaşık %98'i dizel makinelerden oluşmaktadır. Gemi dizel makineleri, hizmette kaldıkları süre içerisinde normal kullanımdan kaynaklanan yıpranmalardan dolayı oluşacak arızaların çok daha ötesinde beklenmedik ani arızalarla karşı karşıya kalabilmektedir. Büyük hasarların oluşmasında, önceden meydana gelen küçük arızaların gözden kaçırılması, ihmal edilmesi veya fark edilmemesi gibi nedenler yatar [1].

Gemi dizel motorları kullanılan yakıtta, çalışma prensiplerine, silindir dizilişlerine, piston tiplerine, vb. göre sınıflandırılarak yapılan tanımlamalarla kolaylıkla anlaşılabilirler. Ayrıca dizel motorlarındaki elemanlar hareketli ve hareketsiz olarak ayrılmasına

rağmen karşılaşılan arızalar birbirini takip etmesinden ötürü bir bütünün önemli parçaları oldukları gözlenmektedir. Gemi dizel motorlarındaki parçalarda oluşacak arızalar önemli ya da önemsiz demeden yerinde müdahalelerle zamanında giderilmelidir [2].

Dizel motorları tercih edilirken öncelikli olarak motorun yaratabileceği performansı göz önüne alınır. Kullanılan yakıtın fiyatı ve tüketimi ile beraber motorun oluşturacağı gürültü ve hava kirliliğine neden olan emisyonların etkileri analiz edilir. Seçilecek motora karar verirken motor maliyeti ve donanım masrafları dikkate alınır. Motorun güvenilirliği ve dayanıklılığı, bakım gereksinimleri ve bunların motorun çalışma periyodu ile işletme masraflarını nasıl etkileyeceği dikkatle incelenir.

Gemi dizel motorlarında son yıllarda “MDO-Marine Diesel Oil” kullanılsa da “Bunker C” ve “HFO-High Fuel Oil” ucuz oluşları nedeniyle tercih edilmektedir. Ancak 2010 yılı itibari ile Avrupa’nın bütün limanlarında ve limana yakın bölgelerinde “MDO” kullanımı zorunlu hale getirilmiştir [3].

## **1.2 Tezin Amacı**

Olası gemi dizel makinelerin arızaları sırasında sınırlı şartlar dâhilinde gerekli bakım tutum işlemlerinin gerçekleşmediği anlarda karşılaşılabilecek arızaların ciddi hasarlara neden olabileceği anlatılmaya çalışılmıştır. Arızanın meydana gelmemesi amacıyla yapılan yerinde müdahaleler ile günümüz kriz şartlarında gemilerin tamir nedeniyle durdurulması göz ardı edilemeyecek kadar önemlidir. Gemilerin seyirinin arızalardan ötürü engellenmesi armatörleri ciddi maddi sıkıntılara sokabilmektedir. Onarım masrafları ile birlikte geminin çalışamayacağı günler düşünüldüğünde gemi dizel motorlarındaki bakım tutumunun ne denli önemli olduğu kolaylıkla anlaşılmaktadır.

## **1.3 Hipotez**

Karşılaşılan arızaların nedenleri ve sonuçları örneklemeler ve resimlerle desteklenerek anlatılmıştır. Gemi dizel makinelerin hareketli elemanların birinde görülen bir arıza zamanında müdahale edilmediğinde bir sonraki parçaya etki ederek ciddi hasarlara

neden olabilmektedir. Gereken planlı bakım tutum programlar ve yerinde müdahaleler ile hasarlar –özellikle oluşmadan önce- ne kadar önce fark edilirse o kadar önemlidir.

## BÖLÜM 2

### GEMİ DİZEL MOTORLARI

Gemi dizel motorları bir çeşit içten yanmalı motor olup yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi silindirler boyunca mekanik enerjiye çevirmektedirler. Son dönemlerde ticari gemilerin çoğunda gemi makine daireleri dizel motorlar ile donatılmaktadır. Buhar türbinli makineler ile çeşitli tehlikeli yük taşıyan gemiler istisna olarak kabul edildiğinde dizel motor kullanımının yüksek değerlere ulaştığı görülmektedir.

Dizel motorları tercih edilirken öncelikli olarak motorun yaratabileceği performansı göz önüne alınır. Kullanılan yakıtın fiyatı ve tüketimi ile beraber motorun oluşturacağı gürültü ve hava kirliliğine neden olan emisyonların etkileri analiz edilir. Seçilecek motora karar verirken motor maliyeti ve donanım masrafları dikkate alınır. Motorun güvenilirliği ve dayanıklılığı, bakım gereksinimleri ve bunların motorun çalışma periyodu ile işletme masraflarını nasıl etkileyeceği dikkatle incelenir.

Gemi diesel motorlarında son yıllarda “MDO-Marine Diesel Oil” kullanılsa da “Bunker C” ve “HFO-High Fuel Oil” ucuz oluşları nedeniyle tercih edilmektedir. Ancak 2010 yılı itibari ile Avrupa'nın bütün limanlarında ve limana yakın bölgelerinde “MDO” kullanımı zorunlu hale getirilmiştir [3].

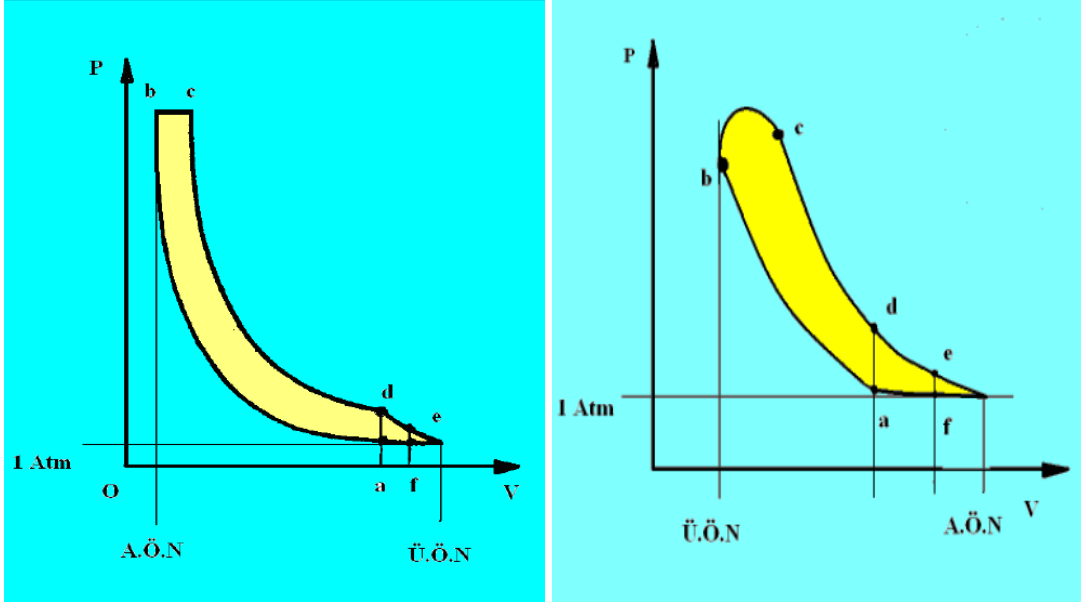
“Dizel makineleri, sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı yükseltilecek hava içerisinde püskürtülen yakıtın kendiliğinden tutuşması ilkesine göre çalışırlar. Bu ilkeye göre ısının işe dönüşümü şu şekilde olmaktadır: Temiz hava makine silindirleri içine emilir veya doldurulur. Piston tarafından sıkıştırılan havanın basıncı ve ona bağlı olarak sıcaklığı yükselir. Kompresyon oranına bağlı olarak havanın basıncı 30–40 (maksimum 90) bar ve sıcaklığı 450–650 °C dolaylarındadır. Kızgın havanın içerisinde püskürtülen yakıt

kendiliğinden tutuşur. Çünkü diesel yakıtlarının tutuşma sıcaklığı 280–365 °C dolaylarındadır. Böylece, tutuşmayı yanma izler ve 40–80 (maksimum 250) bar basınç ve 1400–1900 sıcaklığında gazlar oluşur. Yüksek basınçlı kızgın gazlar piston, kroshedli makinelerde piston rod, konnektin rod veya biyel yardımıyla işi krank miline iletirler. Bu olay sırasında, yakıtın yanmasıyla oluşan enerjinin büyük bir bölümü, krank şaftın dönmesini sağlayan mekanik enerjiye dönüştürülür. Krank şaft kendisine iletilen döner hareketi, makine pervane görevi yapıyorsa pervaneye, yardımcı bir makine veya elektrik jeneratörüne aktarır. İş stroku sonucu basınç ve sıcaklıkları azalan gazlar silindir dışına atılır ve silindirlerin yeni bir çevrim için temiz hava ile doldurulması olayı yenilenir” [1].

Kısacası dizel motorlarda bir çevrim sırasında gerçekleşen olayları şu şekilde sıralayabiliriz:

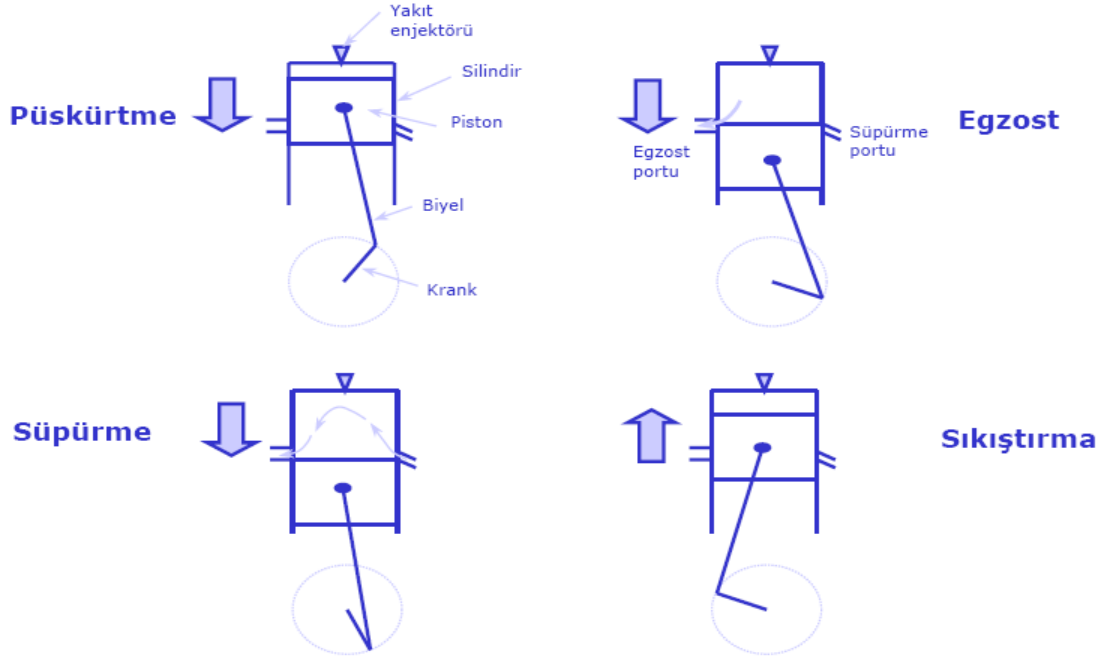
- Havanın emilmesi
- Havanın sıkıştırılması
- Yakıtın püskürtülmesi
- Karışımın (hava+yakıt) ateşlenmesi ve yanması
- Gazların genişlemesi
- Egzoz gazlarının atılması

Pistonlu motorlarda bir çevrimde gerçekleşen olaylar makinenin dizaynına bağlı olarak iki ya da dört strok ile tamamlanır. Strok tabiri pistonun silindir içindeki gidebileceği en üst nokta (ÜÖN-Üstü Ölü Nokta) ile en alt nokta (AÖN-Alt Ölü Nokta) arasındaki mesafedir. İki stroklu motorlarda krank mili bir tur attığında, dört stroklu motorlarda ise iki tam turda bir çevrim tamamlanmış olur [2], [4], [5], [8].



Şekil 2. 1 İki Zamanlı Dize Motor Teorik ve Pratik P-V Diyagramları [7]

Şekil 2. 1 ve Şekil 2. 2'de de görüldüğü üzere iki zamanlı dize motorların çalışma prensibi motorda bir iş oluşabilmesi için dört zamanın oluşmasıdır. Fakat iki zamanlı motorlarda dört zaman yani çevrim, pistonun iki hareketinde tamamlanır. Krank mili bu sırada bir devir yapar.



Şekil 2. 2 İki Zamanlı Dize Motor [8]

Dört zamanda tamamlanan çevrim iki zamana şu şekilde tamamlanmıştır,

- İş ve Egzoz evrelerinde piston A.Ö.N.'ya doğru hareket etmektedir,
- Emme ve Sıkıştırma evrelerinde ise piston A.Ö.N.'dan Ü.Ö.N.'ya doğru hareket etmektedir.

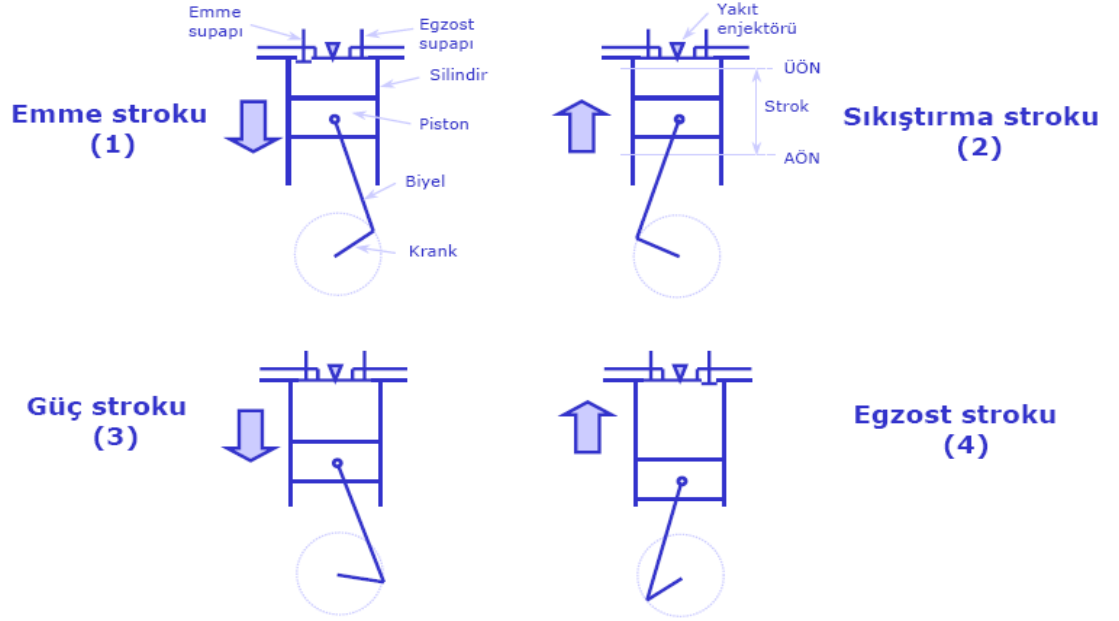
Ancak zamanlar dört zamanlı motordaki gibi bu kadar açık değil, birbiri içerisine girmesinden ötürü biraz karışık görülebilir. Örneğin; egzoz ve emme zamanları, iş sonu ve sıkıştırma başlangıcındaki kısa aralığa sığdırılmıştır. Bu tanım göre pistonun her Ü.Ö.N.'dan A.Ö.N.'ya hareketinde bir zaman oluşur.

Piston sıkıştırma sonunda Ü.Ö.N.'ya yaklaşırken (5–30 derece kala), sıkıştırılmış ve sıcaklığı artmış olan hava içerisine yakıt püskürtülerek yanar. Yanma sonucunda oluşan basınç, pistonu A.Ö.N.'ya doğru iter (iş zamanı). Pistonun A.Ö.N.'ya inişi tamamlanmadan yaklaşık olarak kursunun  $\frac{3}{4}$  üne geldiğinde egzoz portları açılarak yanmış gazlar dışarı atılmaya başlar. Hemen arkasından da emme portları açılarak silindire temiz hava (süpürme havası) dolar. Piston A.Ö.N.'dan Ü.Ö.N.'ya çıkarken de kursunun  $\frac{1}{4}$  üne geldiğinde emme portları, hemen arkasından da egzoz portları kapanır. Silindire alınan hava sıkıştırılır ve böylece çevrim tamamlanır.

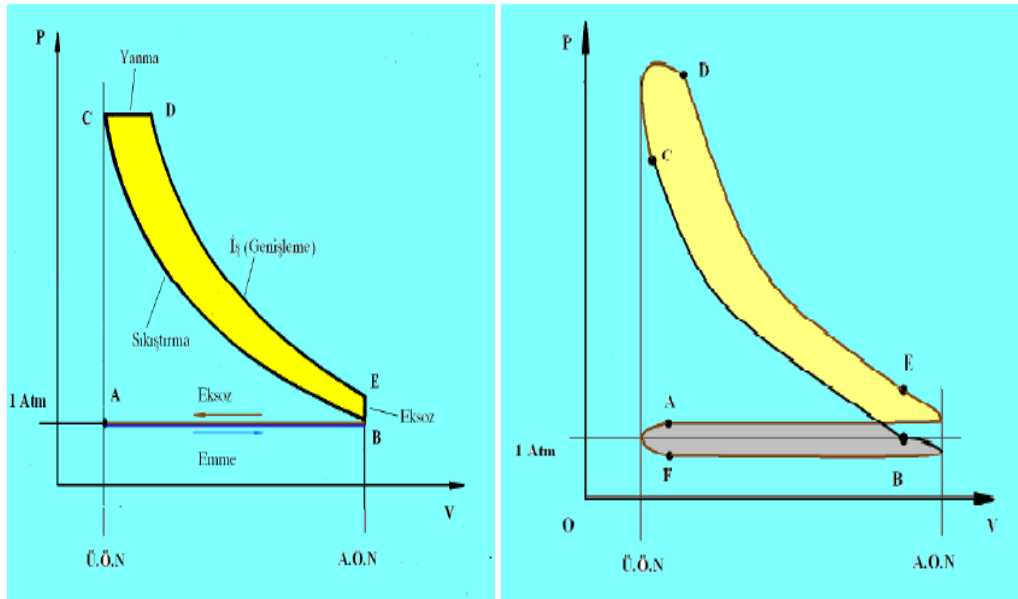
Egzoz gazları, ya pistonun açıp kapandığı portlarla ya da kamların mekanik olarak kumanda ettiği supaplarla dışarı çıkar. Temiz havanın silindire girmesi ise, ya önce kartere alınıp sonra silindire göndermekle ya da hava pompası ile yapılır. Bu işleme süpürme işlemi denir.

Şekil 2. 3 ve Şekil 2. 4'de de görüldüğü üzere dört zamanlı dizel motorlarda, silindirler içerisinde bulunan hava sıkıştırılmak suretiyle ısıtılır ve daha sonra buhar halindeki dizel yakıtı silindirler içine enjekte edilir [2], [4], [5], [8].

Benzinli motorlarda, yakıt küçük parçacıklara ayrılır, hava ile karıştırılır, sıkıştırılır ve daha sonra elektrik kıvılcımları tarafından ateşlenir. Dizel motorlarda ise, dizel yakıtını sıkıştırılmış havanın sıcaklığı ateşler. Bu sebepten dolayı, dizel motorların yanma odalarında sıkıştırılan havanın sıcaklığını yaklaşık 500 °C veya daha fazlaya çıkarmak gerekir.



Şekil 2. 3 Dört Zamanlı Dizel Motor [8]



Şekil 2. 4 Dört Zamanlı Dizel Motor Teorik ve Pratik P-V Diyagramları [7]

Silindir içine hava emme strokunda alınır. Piston, üst ölü noktadan alt ölü noktaya inerken emme supabının açılmasıyla havanın silindir içine girişi sağlanır. Emme zamanı esnasında egzoz supabı kapalıdır.

Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya çıkarken sıkıştırma aşaması gerçekleşir. Emme ve egzoz supapları kapalıdır. Silindir içine daha önceden alınmış hava, basıncı yaklaşık  $30 \text{ kg/cm}^2$  ve sıcaklığı yaklaşık  $500\text{--}800 \text{ }^\circ\text{C}$  oluncaya kadar sıkıştırılır.



Silindir içindeki hava, her yanma odasının üst kısmındaki türbülans odasına doğru itilir. Sıkıştırma stroku sonunda, enjektör memesi açılır ve buhar halindeki yakıt türbülans odası içine doğru püskürtülür. Hava yakıt karışımı basıncın yarattığı yüksek sıcaklıktan dolayı alev alır. Sıcaklık ve basınç aniden artar ve türbülans odasında kalan yakıt pistonun üzerinde kalan esas yanma odasına doğru itilir. Bu, yakıtın küçük taneciklere bölünerek esas yanma odasında kalan hava ile karışmasına ve hemen yanmasına neden olur. Yanma neticesinde ortaya çıkan enerji, silindir içerisindeki gazı çok çabuk genişletir ve aniden genişleyen bu gaz pistonu aşağı doğru iter. Piston aşağıya iten bu kuvvet piston kolu ve krank mili yardımıyla gerekli dönme hareketini meydana getirir.

Piston alt ölü noktadan yukarı doğru çıkarken egzoz supabı açılır ve yanmış gaz egzoz supabından dışarı atılır. Piston üst ölü noktaya gelince yanmış gaz tamamen atılmış ve yeni bir emme stroku başlamış olur. Motor dört zamanı (emme-sıkıştırma-yanma-egzoz) tamamlarken, krank mili iki kez dönmüş olur. Buna dizel çevrimi de denilmektedir [2], [4], [5], [8].

## **2.1 Dizel Motorların Sınıflandırılması**

Bu bölümde dizel motorlar örnekler yardımıyla devir sayılarına göre düşük, orta ve yüksek devirli motorlar olarak sınıflandırılmaktadır.

### **2.1.1 Devir Sayılarına Göre Gemi Dizel Motorlarının Sınıflandırılması**

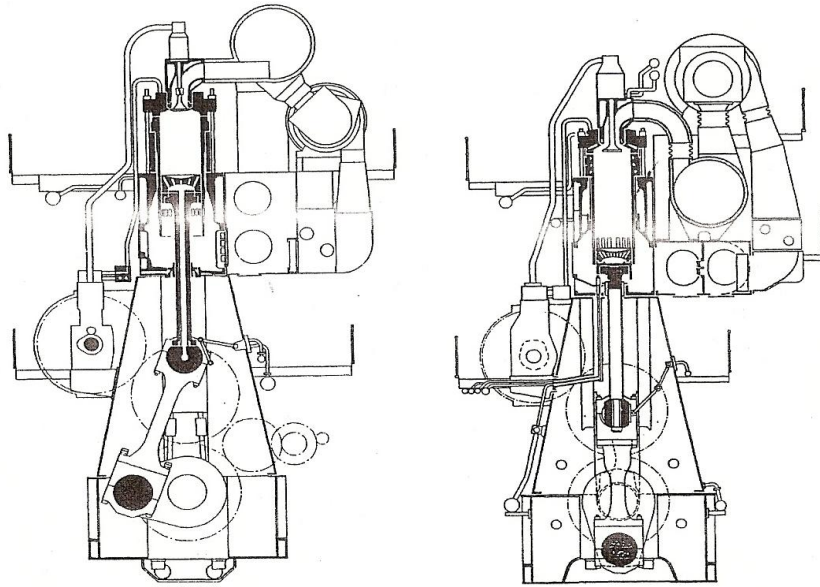
#### **2.1.1.1 Düşük Devirli Dizel Motorlar**

Düşük devirli dizel motorlar tahrikli okyanus aşırı gemilerde ve elektrik üreten büyük jeneratörlere sahip santrallerde olduğu gibi çok güçlü ve ağır sanayinin olduğu bölgelerde kullanılmaktadır. Devir aralıkları 55–150 rpm arasında değişmektedir. Bir başka deyişle dakikada 100–600 devir yapmaktadırlar. Sabit ve ağır dizel motorlar olarak da adlandırılabilirler. Büyük, düşük hızlı ve direkt tahrikli ana makineler yalnızca iki zamanlı olarak çalışmaktadırlar ve düşük devirli motorlarda silindirler ile krankkeys arasında tamamen yalıtıma olanak sağlayan kroshead yapısı bulunmaktadır. Düşük kaliteli yakıt kullanıldığında dahi yanma sırasında yüksek termal verim sağlayabilirler.

Şekil 2. 5’de görüldüğü gibi Sulzer RTA tipik, modern, düşük hızlı iki zamanlı, kroshead tipli, uzun stroklu makinelerdir. Silindir çapları 840 mm, 2400 mm’lik süpürme stroku vardır ve çalışma devirleri genelde 100 rpm’dir. 4–20 silindire sahip makineler için uygundur ve genellikle büyük ve hızlı konteynır gemiler için üretilmektedir. Silindir boyutları da 380 mm boyutundadır.

Silindir laynerleri alaşımli dökme demirden üretilmektedir. Silindir ceketinin üst tarafındaki bilezik ağır gaz yüküne direnmektedir. Sıcaklığı dengeye getirmek için soğutma su akışı ile sağlanmaktadır. Silindir ceketinin alt tarafı da skavenç mahali içinde soğutulur.

Optimum şaft hızlarında yüksek güç çıkışları vardır. Tüm çalışma aralığında ekonomik yakıt tüketimi vardır [4], [6], [7].



Şekil 2. 5 Sulzer RTA 84 C Motor ve Sulzer RTA 58–84 Motor [6]

### 2.1.1.2 Orta Devirli Dizel Motorlar

Ağır lokomotifler ve büyük teknelerde kullanılan orta büyüklükteki dizel motorlardır. Orta devirli makineler genelde dört zamanlıdır ve büyük yolcu gemileri ve ro-ro gemileri gibi büyük özel gemilerin yerine daha küçük gemilerin tahrikinin sağlanmasında kullanılmaktadırlar. Kargo ve yolcu gemileri için büyük bir güç oldukları bilinmektedir ve bu nedenle dünya ticaretinde önemli bir rolleri bulunmaktadır. Hızlı yolcu gemileri ve feribot sektöründe ki büyüme ile orta devirli makine imalatçıları

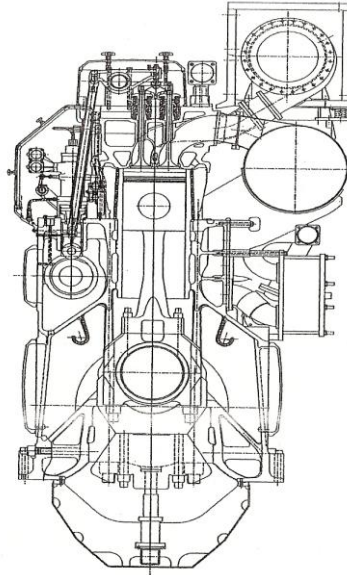
yüksek güç/ağırlık ve hacim oranlarının dizaynlara verimli bir biçimde uygulanmasından faydalandı. Dört zamanlı yüksek hızlı makinelerin düşük güçlerinin uygulanabildiği derin su gemilerinde orta devirli makineler tercih edilmektedir.

Orta devirli dizel motorlardaki devir sayıları 400–1000 rpm arasında değişiklik göstermektedir. Yani dakikada 1200 devire kadar ulaşabilen motorlar örnek olarak gösterilebilir. Bu makineler ağır motorin kullanmaktadırlar.

Düşük devirli motorlarla kıyaslandığında daha hafif ve boyut olarak daha küçüktürler. Daha küçük motorlar daha güçlü ve çok tercih edilen tiplerdendir. Güç/Ağırlık ile Güç/Boyut oranları dikkate alındığında fazla yer hacmi bulunmayan makine daireleri için idealdirler. Uzun stroklu çeşitleri ağır yakıtların tüketimi bakımından gerçekten çok ekonomiktir.

Şekil 2. 6'da gösterilen Wärtsilä Vasa R46 makinesi de orta devirli motorlara örnek olarak verilebilir. Dört zamanlı ve trank pistonludurlar. Düşük dereceli yakıtlarda iyi verim alabilecek şekilde tasarlanmıştır. Çift yakıt enjektörü ile tamamlanmıştır.

Silindir çapları 460 mm ve strok boyutları 580 mm'dir. Dizayn hızları 450, 500, 514 rpm olarak değişiklik göstermektedir. "Sıralı" tip makinelerde 4–9 olan silindir sayısı "V" tipi olanlarında 12–16 arasında değişmektedir[4], [6], [7] .



Şekil 2. 6 Wärtsilä Vasa R46 [6]

### 2.1.1.3 Yüksek Devirli Dizel Motorlar

Yüksek devirli dizel motorlarda saf yakıt sıkıstırmayla ateşleme sağlayarak güç üretmek ve 1000 rpm üzerinde çalıştırılması için uygundur. Hafif görevlerde kullanılacağı zamanlarda ASTM No:2D sınıfı yakıt (düşük kükürtlü) yakarlar. Bu tür motorlar genellikle kamyonlarda, otobüslerde, portatif elektrik jeneratörlerinde, küçük teknelerde ve bazı lokomotiflerde kullanılır. Ortalama %50'lik yük uygulamasında, devrinin altında supap açmadığında ve tam yükse %20'lik yüklenmede 1000 çalışma saati için yapılacak işlemler için tasarlanmıştır.

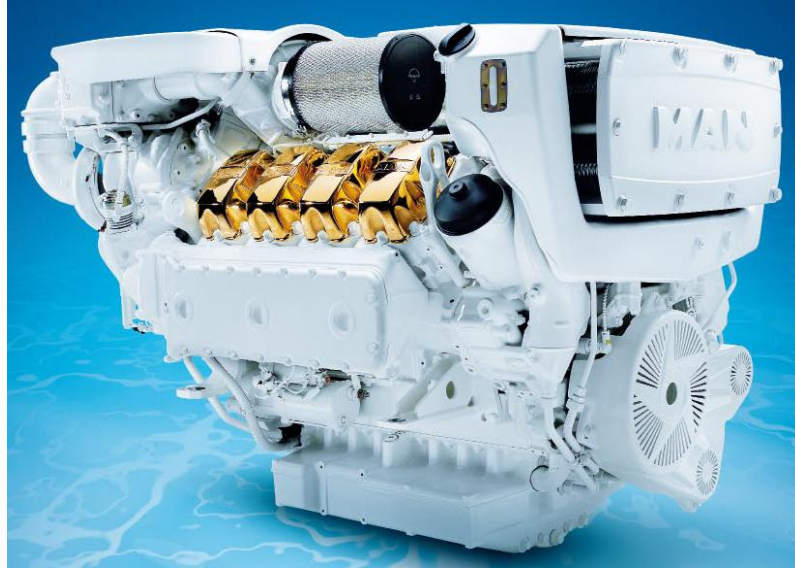
Orta yüklü görevlerde çalışma saati 3000'e yükseltilirken tam yük zamanının % 50'sinde ortalama %70'lik bir yük uygulamasında devrin altında supap açmadığı gözlemlenir.

Ağır yüklerde ise çalışma saati 3000'de tutulurken çalışma zamanı %100 olarak hesaplanmıştır.

Dakikada 1200 devir ve üstündeki makinelerdir. Balıkçı gemileri, yüksek hızlı feribotlar ve römorkörlerde kullanılarak denizcilik sektörüne girmektedirler.

Ağır görevlerde kullanılan motorlara Man V8-100 örnek olarak verilebilir. Düşük hızlarda yüksek çekişli güç elde edilmektedir. Güçlü bir şekilde hızlanma sağlarken aldığı komutlara hızlı bir şekilde cevap verirler. Düşük ağırlıklarına rağmen yüksek performans alınabilecek şekilde dizayn edilmişlerdir. Düşük yakıt tüketimine rağmen uygulanacak operasyon aralığı geniş tutulmuştur. Dört zamanlı, su soğutmalı ve "V" tipi bir motordur.

Silindir çapları 128 mm ve strok boyutu 157 mm'dir. Çalışma hızında devri 1200 rpm olmaktadır [4], [6], [7] .



Şekil 2. 7 MAN V8-1000

Şekil 2. 8’de de görüldüğü üzere 12 silindirli, dört zamanlı, “V” tipi, su soğutmalı diğer bir örnekte Man D2842 motorudur. Orta yüklerde kullanılmak üzere tasarlanmış olan motorun silindir çapı 128 mm ve strok boyutu 142 mm’dir. Çalışma devri de 2100 rpm’dir. Man V8-1000 (Şekil 2. 7) motorunda ki tüketim özelliğine göre verimleri aşağı yukarı benzerlikler göstermektedir.



Şekil 2. 8 MAN D2842

## BÖLÜM 3

### GEMİ DİZEL MOTORLARI HAREKETLİ ELEMANLARININ SINIFLANDIRILMASI

Gemi dizel motorlarında sistem dâhilindeki hareketli elemanlardan bahsetmek gerekirse öncelikli olarak bu hareketli elemanları sınıflandırmak gerekir.

Dizel makineleri hakkında bilgi sahibi olabilmek için öncelikle parçalarını, görevlerini, bu makinelerde oluşabilecek arızaları ve giderme çarelerini bir işletmeci personelin iyi bilmesi gerekmektedir. Sadece parçaların iyi bilinmesi yeterli değildir. Bunun yanında parçaların birbirleri ile ilişkileri de - olası bir arıza diğer parçalar üzerine etkilerinden dolayı gerekli olan müdahalenin yapılabilmesi için - bilinmelidir. Bunlar da göz ardı edilirse bakım-tutum maliyetlerindeki artışın yanında süre de kısılacağı için operasyonlardan istenen verim sağlanamayacaktır. Gemi diesel motorlarında bulunan dinamik elamanlar şu şekilde sıralanmaktadır [5]:

Çizelge 3. 1 Dizel Motorlarındaki Hareketli Elemanların Sınıflandırılması

1	Segmanlar
2	Krank Kol Yatakları
3	Biyel - Piston Kolu – Konnektin Rod
4	Krank Şaft – Krank Mili
5	Kroshed
6	Piston Rod
7	Piston
8	Volan

### 3.1 Segmanlar

Segmanlar, çeşitli miktarlarda aşınmış içten yanmalı motorların yenilenmelerinde piston kanallarında herhangi bir değişiklik yapılmasına gerek bırakmadan kullanılabilir sızdırmazlık görevini üstlenmiş elemanlardandır [9], [10], [11] .

Piston segmanlarının temelde üç önemli görevi bulunmaktadır:

- Sıkıştırma ve yanma stroku esnasında piston ile silindir arasından krank haznesine hava yakıt karışımı ve yanmış gazın kaçmasına engel olurlar.
- Piston kenarlarını ve silindir duvarlarını yağlayan yağın yanma odasına girmesini engeller.
- Piston ısını silindir duvarına aktararak pistonun soğumasına yardımcı olurlar.

Segmanlardan bahsederken kimi segman kesitlerinde “TOP” damgası bulunmaktadır. “TOP” damgası olan segmanlarda damgalı yüzey piston tepesine bakacak şekilde kanallara takılarak monte edilmektedir.

Segmanlar, motorların çalışması sırasında zamanların oluşumunda önemli görevleri vardır. Bir hava pompası gibi çalışan motorun çalışması sırasında meydana gelen yüksek sıcaklık nedeniyle, pistonun genişleşerek sıkışıp kalmasını önlemek için, özellikle piston başında fazla boşluk bulundurulur. Bu nedenle piston başına takılan segmanlar, zamanların oluşumunda önemli görevler yaparlar. Segmanların ateşleme kabininden kartere (yağ deposu) doğru olan sızdırmazlığı sağlamaları amaçlanmaktadır. Piston başında bulunan segmanlar, silindir cidarına belli bir basınç yaparak, pistonla silindir arasında sızdırmazlık temin edip, zamanların oluşumunu sağlarlar. Örneğin: Emme zamanında piston üst ölü noktadan (Ü.Ö.N), alt ölü noktaya (A.Ö.N) inerken karter tarafındaki havanın yanma odası tarafına geçmesini önleyerek, silindirde iyi bir vakum doğmasını temin edip, karışımın silindire dolmasını sağlarlar. Sıkıştırma zamanında piston A.Ö.N.'dan Ü.Ö.N.'ya çıkarken silindirdeki karışımın kartere kaçmasını önler, yanma esnasında ise sıkışmasını temin ederler. Yanma (Ateşleme) zamanında ise, yanmış gazların sızdırmadan yalnızca piston başına etki etmesini sağlayarak motordan en yüksek verimin alınmasını temin ederler. Ayrıca egzoz zamanında yanmış gazların kartere kaçmasını önleyerek etkilerine engel olurlar.

Segmanlar ısı transferine yardımcı olmaktadır. Yanma odasında yanma (ateşleme) sonucu oluşan yüksek sıcaklıktan dolayı özellikle piston başı çok ısınır. Dolayısıyla üzerinde taşıdığı segman da ısınır. Isınan segman üzerindeki ısıyı silindir gömleğine oradan da soğutma suyuna ulaştırarak pistonların soğumasına yardım eder. Burada segman iyi bir ısı aktarıcı olarak ısı transferini gerçekleştirmektedir.

Segmanların bir diğer görevi de yağ sarfiyatının kontrol altında tutmasıdır. Çalışma esnasında, silindir gömleği ile devamlı sürtünme halinde bulunan segman, metalin metali yeme durumunun oluşmaması için ortamı yağlamalı, yani sürtünmeyi azaltmak için silindir gömleği ve segman arasında ince bir yağ filmi teşekkül etmelidir.

Segmanlar, silindir cidarındaki fazla yağı sıyrarak, pistonla silindir gömleği arasında ince bir yağ filminin oluşumunu temin ederler. Böylece hem silindirlerin yağlanmasını sağlarlar hem de motorun yağ yakmasını önlerler. Etkili bir sıkıştırma sağlanabilmesi için segmanların çevreleri ile silindir cidarına sıkı sıkıya dayanmaları ve bir alın yüzeyi ile piston yuvasının alın yüzeyine oturmaları şarttır. Yani segmanın hem silindir cidarı hem de piston yuvasının alt ve üst yüzeyleri ile iyi bir uyum göstermesi gerekmektedir. Radyal yönde oturma (uyuşum), genel olarak motordaki sıkıştırılmış gazın sayesinde segmanın arkasında ortaya çıkan gaz basıncının desteklediği segmanın tabii yay kuvveti ile sağlanır. Eksenel oturma ise esas itibariyle gaz basıncı ve piston yuvasının taban ve tavanı arasındaki durgun durumdaki kuvvetler ve değişimler ile sağlanır.

Segmanların pistonlardaki yuvalarında, bir yan boşluğu olduğu gibi, silindir içerisinde belli bir ağız aralığı ile birlikte silindir cidarına uygun bir basınçla basması gerekir. Segmanlar, yaylanarak silindir cidarına belli bir basınçla oturmalarını ve pistondaki yuvalarına kolayca takılıp sökülmelerini sağlamak için bir noktadan kesilmiştir. Sıkma basıncı veya segmanın silindir cidarına yaptığı çevre basıncı segmanın yapısı ile ilgilidir. Çevre basıncı çok önemli olup motorun yapısına, sıkıştırma oranı ile sıkıştırma sonu basıncına bağlı olarak 0.05 – 0.10 N/mm<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Segmanın silindir duvarına yaptığı sıkma basıncı (P) ; segmanın boyutlarına, ağız açıklığına (Yüksüz durumdaki - yani segmanın sıkılmamış durumdaki - ağız boşluğuna) ve kullanılan malzemenin elastik modülüne bağlıdır. Bu basınç sabit veya istenirse değişken olabilir.



Çeneli segmanlar ve konik segmanlar iyi bir sızdırmazlık sağlamakla beraber dikdörtgen kesitli segmanlara göre silindiri daha fazla aşındırırlar. Segman çevre basıncının gereğinden az olması segmanların sızdırmazlık görevlerini tam yapamamasına sebep olduğu gibi silindir cidarındaki fazla yağlarında iyi sıyıramamasına neden olur. Bunun aksine çevre basıncının fazla olması, segman ve silindirlerin yağsız kalarak fazla aşınıp çizilmesine ve motorun güç kaybına neden olur.

Segman şüphesiz ki en büyük zorlanmaya pistonla yerleştirilirken maruz kalır. Çünkü bu işlem yapılırken segman o derece açılmak zorundadır ki çevresi ile piston çapının üzerine yerleştirilebilmesi amaçlanmaktadır. Literatürde yerleşme açılımı için formül verilirken genel olarak montajdaki gerilimin eğimi ile yerleşme açılımının eşit olması şartı aranır. Zira verilen radyal kalınlık oranındaki ağız açıklığının belirlenmesi ancak bu eşitlikte mümkün olabilir [9], [10], [11] .



Şekil 3. 9 Segman Montajı



Şekil 3. 10 Dizel Jeneratör Segman Örneği

### 3.2 Krank Kol Yatakları

Krank kolları arasında bulunan ve kol yatağının bağlandığı kısımlara Krank Pin denilmektedir. Krank kolu ise silindirlerden elde edilen işin pistonun hareket mekanizması ile iletildiği mil olan krankşaft üzerinde bulunan kollara verilen isimdir.

Her hareketli parça üzerindeki yükü taşıma amaçlı parçalara yatak denildiği bilindiğinden krank koluna gelen yüklerde krank kol veya krank mil yatakları sayesinde taşınmaktadır.

Krank kol yatakları, krank milini gerekli konumda tutarak dönüşümü sağlayarak üzerlerine gelen yükü karşılamaktadır ve kranktan önce ve daha hızlı aşınarak malzemenin ömrünü uzatmaktadır. Düzenli bakım ve kontroller sonucu aşınan yataklar değiştirilerek malzemedeki yararlanma süresi uzatılarak hem performans hem de ekonomik açıdan avantaj sağlanmaktadır.

Yataklar yanmanın oluşturduğu kuvvetlerin değişik etkilerine dayanabilmeli, uzun ömürlü olmalı, sık sık arıza yapmamalı, krankı çabuk aşınma ve bozulmadan korumalı, ayrıca milin serbest ve sessizce dönüşünü sağlamalıdır.

Yataklar, kusnet ve metal olmak üzere iki kısımdan oluşur. Kusnetler, genellikle çelik ya da bronzdan yapılır. Yaygın olarak kullanılan çeşitli kusnetlerdir. Yatak metali,

yataklardan beklenen tüm özellikleri karşılayacak tek metal bulunmadığından, çeşitli elementlerin birleşiminden oluşan bir alaşımdır [2], [5].



Şekil 3. 11 Gemi Dizel Motor Krank Kol Yatağı

### 3.3 Biyel – Piston Kolu – Konnektin Rod

Dizel motorlarında pistonu krank miline bağlayan görünüş itibari ile İngiliz anahtarına benzeyen makine parçasıdır. Piston pimine bağlanan piston kolunun üst ucuna pim yuvası, krank kol muylusuna bağlanan alt ucuna ise yatak yuvası denir. Biyeler pistonun yanmış gaz basıncı etkisi ile silindirde yaptığı düz hareketi, krank milinde dairesel harekete dönüşmesine yardım etmektedir. Kısacası krank mili, piston yukarı aşağı hareket ettikçe ona bağlı olan biyel kolu yardımı ile çevrilmektedir ve böylece dönme hareketi sağlanmaktadır.



Şekil 3. 12 Biyel Kolu [12]

Yüksek kaliteli biyel kolları motor performansını ve güvenliğini arttırmaktadırlar. Biyel kolları dizel motorların ömrü boyunca çok büyük gerilmelere dayanmalıdır ve bu parçaların arızalanması motor hasarlarının oluşmasında en sık görülen sebeplerin başında gelmektedirler. Yatak üzerine binen merkezkaç kuvveti ile atalet momentlerinin az olması amacıyla tasarım ve makine imalatı sırasında biyelerin hafif olmasına dikkat edilmektedir. Dövme prosesi yoluyla üretilmiş biyel kolları yorulmaya karşı direnç göstererek motorların daha uzun ömürlü olmalarını sağlamaktadırlar. Dövme biyel kolları yanal kuvvetleri de azaltır ve motorun daha fazla hareket gücü üretmesine yardım ederler [2], [5], [13], [14].



Şekil 3. 13 Overol İşlemi Sırasında Pistona Bağlanmış Konnektin Rod



Şekil 3. 14 Overol İşlemi Sırasında Bakımı Yapılıp Kontrol Edilen Piston Kolu

### 3.4 Krank şaft – Krank Mili

Volanda hareketi sağlamak için gerekli kuvvet, piston kollarının aşağı yukarı hareket ederek krank milini döndürmeleriyle meydana getirilmektedir. Kısaca, doğrusal hareketi dairesel harekete döndürmektedir. Krank şaft pistonlardan bir yük alır ve yüksek hızda döner. Bu yüzden, genellikle yüksek aşınma direncine sahip yüksek oranlı karbon çeliğinden üretilmektedirler. Krank milleri pistondan aldıkları doğrusal hareketi biyel yardımıyla döner süreli dairesel harekete çevirir ve bu hareketi volan ve kavramaya iletmektedir [2], [5], [15].

Motorların supap hareket mekanizmaları, krank miline bağlı bir dişliden hareket almaktadır. Yakıt pompaları ve ilk hareket supaplarının çalışmalarını sağlayan kam (eksantrik) mili de krank mili tarafından döndürülmektedir [2], [5].



Şekil 3. 15 Gemi Dizel Motoru Krank Şaftı [16]

Krank mili malzemesi düşük alaşımlı çeliktir. Döküm yoluyla üretilen krank mili küresel grafitli dökme demirle de üretilir. Malzemenin özellikleri aşınmaya, erimeye ve burulmaya karşı dayanımlı olmalıdır.

Krank milinin yağlaması, biyel kollarının karterdeki yağa çarpıp onu sıçratması sonucu yapılmaktadır. Krank pin yatakları ile jurnalleri arasındaki sürtünme yüzeylerinin yağlanmasında, krank mili içine açılan yağ kanallarından faydalanılmaktadır. Bu kanallar hem krank mili ve hem de krank kol yatay eksenleri yönünde açılır ve kanallar krank kollarına paralel olarak açılmış kanallarla birleştirilmektedir [15].



Şekil 3. 16 Piston Kolu Bağlanmış Dize Jeneratör Krank Şaftı

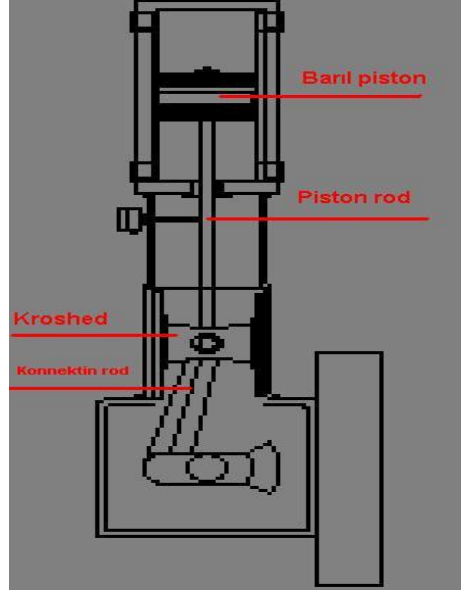
### 3.5 Kroshed – Sliperi

Yüksek güç gereken yerlerde kullanılan, iki zamanlı ve uzun stroklu motorlarda piston rodun eksensel hareketi dairesel harekete çevirmesi ve krank şafta iletmesi için boyu çok uzun olacağından ve motor bloğunun yana doğru genişleyeceğinden dolayı araya bir mafsal yerleştirilmektedir. Bu mafsala “kroshed” denilmektedir. Barıl piston kolu bu mafsala bağlanıp gayt ve kızaklarla eksensel hareketini gerçekleştirir. Kroshed'in alt kısmından krankşafta bağlanan diğer bir rod (konnektin rod) eksensel hareketi dairesel harekete çevirir [5], [18].

Sliperler, kroshetpinlerin ön ve arka uçlarına donatılmaktadırlar, gaytlar içinde hareket ederek veya kayarak, piston ve piston rodun eksensel hareketini konnektin rod yardımıyla krank şaftın devir hareketine dönüştürmektedirler.

Sliperler ve tespit pinleri piston rod bağlı olmadığı zaman makine döndürüldüğünde, kroshed pinin devir hareketine engel olmak üzere kullanılmaktadırlar. Gayt parçaları, sliperlerin (gayt pabuçlarının) iç tarafına bağlanmaktadır ve piston rodun aşağı yukarı veya silindir dikey eksenini üzerinde gerekli hareketini temin ederler. Gayt parçaları ile gaytlar arasında bulunan layn ve klerens gayt pabuçları (sliperleri) ve kenar arasına donatılan sim ve laynerlerle sağlanmaktadır.

Sliperler ve gayt parçalarının kayıcı yüzeyleri dökme beyaz metal kaplanmış olup, enine yağ kanalları ve yağ kamaları ile donatılmışlardır [19].



Şekil 3. 17 Kroshedli Motor Pistonu [18]

### 3.6 Piston Rod

Kroshedli motorlarda pistonun kroshed ve pistonla bağlanmasını sağlayan kola piston rod denmektedir. Piston rodlarının üst uçları saplamalarla pistonla alt kısımları da kroshede bağlanmaktadır. Genellikle dövme çelikten yapılıp gövdeleri dairesel kesit olarak imal edilmektedirler. Alt uçları bazı zamanlarda konik olarak yapılabilmektedirler ve kılavuz kısmı üzerinden büyük somunlarla kroshede bağlanmaktadır. Piston rod ile ilgili görüntü Şekil 3. 17’de gösterilmektedir.

Piston rodun silindir diyaframından çıkmış olduğu yere salmastra kutusu yerleştirilmesinde ki amaç pistonun alt tarafında oluşan aşırı basınçlı havanın kartere kaçmasının önlenmesidir [5].

### 3.7 Piston

Piston, silindir içerisinde iki ölü nokta arasında hareket ederek zamanlamayı ayarlamakta ve yakıtı yakma ve hareketi sağlama görevini üstlenen silindirik ve disk şeklindeki parçadır. Segmanları ve biyel kolu bağlanmış piston örneği Şekil 3. 13 ve Şekil 3. 18’de görülmektedir.

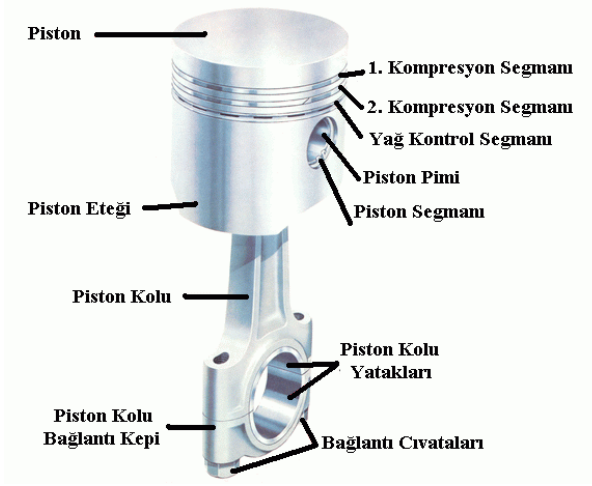




Şekil 3. 18 Dizel Jeneratör Piston Örneği

Pistonların dizel motorlardaki görevleri aşağıda sıralanmıştır [18].

- 1- Emme zamanı veya süpürme havası periyodunda silindirlere emilen ya da doldurulan havanın sıkıştırılması, basınç ve sıcaklığının yükseltilmesini sağlarlar.
- 2- Dört zamanlı makinelerde silindirlere hava emilişi ve yanma ürünlerinin silindirlerden atılmasını temin ederler.
- 3- Yanma sırasında oluşan gazların oluşturdukları işi varsa piston rod, kroshed ve biyel yardımıyla krank miline iletirler.
- 4- Pistonları biyel ile doğrudan krank miline bağlı makinelerde, biyelin meyili nedeniyle gaz basınç kuvvetinden gelen normal kuvveti üzerlerine alarak silindir duvarlarına aktarırlar.
- 5- Yanma odasını, sızdırmayacak bir şekilde krank milinden veya üst karterden ayırırlar.
- 6- Yanma sırasında ve genişleme zamanının hemen başlarında kızgın gazlardan emdikleri ısının bir bölümünü segmanlarıyla silindir ceketindeki soğutma suyuna aktarırlar.
- 7- İki zamanlı ters akım süpürmeli makinelerde, süpürme ve egzost portlarını; doğru akımlı makinelerde ise sadece süpürme portlarını kapatırlar.
- 8- İki zamanlı kroshedsiz motorlarda ÜÖN'da buldukları zaman, etekleri yardımıyla portları kapalı tutarlar.



Şekil 3. 19 Piston ve Bağlantı Elemanları

Yakıt-hava karışımı silindir içinde ateşlendiğinde genişleyen gazlar pistonu aşağıya iterek konnektin roda (biyel) bağlı olan krank milini döndürüp yanma enerjisinin mekanik enerjiye çevrilmesini sağlamaktadır [20], [21].

### 3.8 Volan

Volanların kullanım nedenleri, iş kursu sırasında, motor silindirleri içindeki gazlar tarafından üretilen enerjiyi depolamak motorlarda egzoz, emme ve sıkıştırma kursu sırasında gazlar tarafından silindir içinde bir güç değişimi oluşturulmadığı anda, bu enerjiyi krankşafta vermektir. Genel olarak, hızı artmaya başladığı zaman volan enerjiyi toplar, hızı azalmaya başladığı zaman ise bu enerjiyi krankşafta verir. Bu bakımdan, volan kullanılmasının nedenlerinden biride krankşaft devir sayısının sabit tutulması isteğidir [21].



Şekil 3. 20 Volan [21]

Genel olarak turbo ve pistonlu makinelerde daha çok meydana gelen bu enerji kayıpları volan kullanılarak büyük ölçüde azaltılabilir. Pistonlu makinelerde, işletme şartlarının tamamen düzgün olması veya kuvvetlerin değişmemesine rağmen parçaların yapılarının temelindeki dengesizlikten dolayı volana ihtiyaç duyulmaktadır.

Volanın en önemli özelliği kaybolacak enerjinin bünyesinde depolanabilmesi ve gerektiğinde bunu kullanma imkânı verebilmesidir. Genel bir volanın geometrik şekli, çapı büyük genişliği küçük boyutlarda bir nevi silindirik disk olmalıdır. Volanın sistemdeki yeri ise, imkân dâhilinde dönüş sayısının en büyük olduğu yer olmalıdır. Bazı sebeplerden bu yer mümkün olmadığı takdirde en büyük devir sayısına yakın dönen yerde olmalıdır. Bu koşullarda, volan sistemdeki en büyük enerjiyi kazanabileceği durumdadır [21].



Şekil 3. 21 Gemi Dizel Motorlarında Volan [16]

### KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMIĞI

Krank mekanizmasının dinamik analizi, gazların basınçları ve atalet kuvvetlerinin oluşturduğu kuvvetler ile momentlerin toplamından oluşmaktadır. Bir motorun çalışması sırasında krank mekanizma parçaları, silindir içerisindeki gaz basıncı ile karşılıklı kütlelerin atalet kuvvetleri, merkezkaç kuvvetleri, piston üzerine uygulanan karter basıncı (atmosfer basıncı ile eşit olan) ve yerçekimi kuvvetleri (yerçekimi kuvvetleri genellikle dinamik analizde göz ardı edilmektedir) etki etmektedir.

Motordaki tüm kuvvet hareketleri, sürtünme kuvvetleri ve motor destekleri, krank şafttaki kuvvetler sayesinde oluşmaktadır.

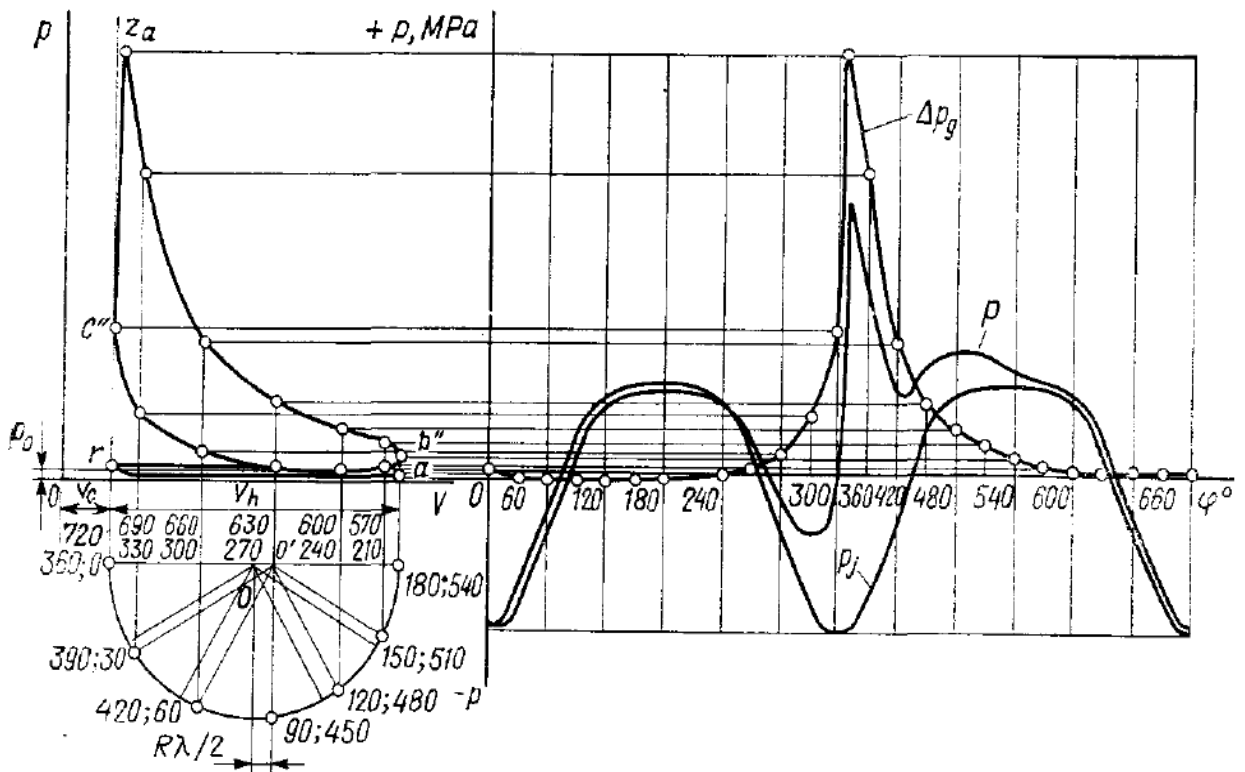
Her bir çevrim sırasında, krank mekanizmasında hareket eden kuvvetlerin değeri ve yönü sürekli olarak değişmektedir (4 zamanlı motor için  $720^\circ$  derece ve iki zamanlı motor için  $360^\circ$  derece). Bundan dolayı, krankşaftın dönme açısına karşın bu kuvvetlerdeki değişiklikleri belirlemek için, genellikle  $10^\circ$ - $30^\circ$  aralığında alınan bir dizi krank mil pozisyonları saptanmıştır [22].

#### 4.1 Gaz Basınç Kuvvetleri

Dinamik analizi kolaylaştırmak amacıyla, piston bölgesinde harcanan gaz basınçları, silindir eksenini boyunca etkileyen ve piston pin ekseninde uygulanan bir kuvvet ile tanımlanmaktadır. Bu basınç kuvvetleri, gerçek bir makinede elde edilen bir indikatör

diyagramına karşı ya da ısı analizinin temelinde çizilen indikatör diyagramına karşı (Genellikle nominal güç çıkışına karşılık gelen motor hızı) belirlenebilmektedirler.

Grafiği krankşaft açısı boyunca geliştirmek için yeniden çizilen indikatör diyagramı genellikle Prof F.A.Brix'in metodu ile tamamlanmaktadır. Yardımcı olması amacıyla çizilen bir yarım dairenin sonucunda oluşan  $R=S/2$  yarıçapı indikatör diyagramının altında çizilmektedir (Şekil 4. 22). Brix düzeltme eşitliğindeki  $R\lambda/2$ , AÖN'ya doğru yarım daire merkezinden (0 noktası) açığa çıkmaktadır. Bu yarım daire, Brix merkezinden (O' noktası) çizilen ışınlar sonucu oluşan paralel hatlar yardımıyla 0 noktasından çizilen ışınlar ile birkaç parçaya bölünmektedir. Yarım dairedeki bu noktalar belli açılar (Şekil4.22'de bu noktalar  $30''$ de aralanmıştır) yardımıyla hesaplanmaktadır. Daha sonra indikatör diyagramını kesene kadar bir dikme çizilmektedir. Bu basınçlar  $\phi$  açılarına karşılık gelen dikmelerle elde edilmektedirler.



Şekil 4. 22 Uygun Açıların Koordinatlarındaki Bir Gösterge Diyagramının Yeniden Çizilimi/Yapılandırılması [22]

Bu indikatör diyagramını geliştirme, emme zamanında genellikle Ü.Ö.N'dan başlatılır. Gelişmiş bir diyagramda piston üzerindeki aşırı miktardaki basınç ( $\Delta p_g = p_g - p_o$ ) gösterildiğinde, gelişmiş olmayan bir diyagramda basıncın mutlak sıfırdan hesaplandığına dikkat edilmelidir. Bu nedenle, atmosferik basınç altındaki makine, silindir basınçları, gelişmiş bir diyagramda negatif olarak gösterilmektedir. Krank şaft eksenine doğru yönelen gaz basınç kuvvetleri pozitif ve dışarı doğru olanlar negatif olarak bilinmektedirler.

$$P_g = (p_g - p_o) F_p \quad (4.1)$$

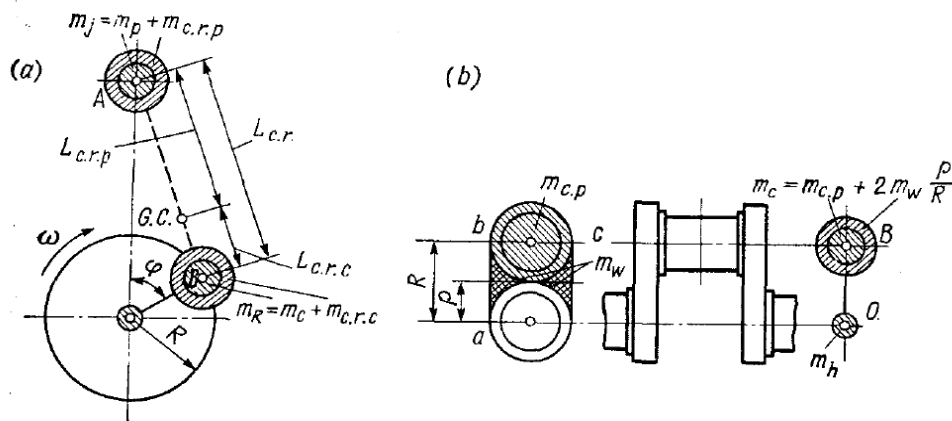
Piston basınç kuvveti (MN);  $F_p$  piston alanıdır ( $m^2$ ),  $P_g$  ve  $P_o$  zamanın herhangi bir anındaki gaz basınçlarıdır ve MPa atmosferik basınç olarak adlandırılmaktadır.

Bu denklemlerle (4.1) gaz basıncı eğrisine karşın krank açısı, gaz basınç eğrisine benzer bir şekilde farklılık gösterecektir.

Basınçların gelişmiş diyagrama karşı  $\Delta P_g$ , gaz kuvvetlerini,  $F_g$  belirlemek için ölçeğin yeniden hesaplanmış olması gerekir. Eğer eğri  $P_g$  ölçekte mm başına  $M_p$ , MPa çizilmiş ise, o zaman  $P_g$  için aynı eğrinin ölçeği mm başına  $W_p = M_p F_p$  MN olacaktır [22].

#### 4.2 Kütleleri Yönlendiren Krank Mekanizma Parçaları

Hareket tipi ile ilgili olarak krank mekanizması parçalarının kütlelerinin ileri geri hareketinde (piston grubu ve biyelin küçük ucu), dönmesinde (krankşaft ve biyelin büyük ucu) ve ayrıca bunlar düzleme paralel hareketi gerçekleştirecek şekilde bölünebilmektedir (biyel şaftı).



Şekil 4. 23 Kütle Yoğunlaşmasının Sisteminin Krank Mekanizmasına Dinamik Eşitliği [22]

Piston grup kütlesi,  $M_p$ , A noktasındaki piston pimi ekseninde yoğunlaşmıştır (Şekil 4.23a). Biyel grubu kütlesi,  $m_{c,r}$ , A noktasındaki piston pin ekseninde yoğunlaşan ( $m_{c,r,p}$ ) ve B noktasındaki krank ekseninde yoğunlaşan ( $M_{c,r,c}$ ) tarafından değiştirilmiştir.

Bu kütlelerin değerleri (kg) şöyledir:

$$\begin{aligned} m_{c,r} &= (L_{c,r,c}/L_{c,r})/ m_{c,r} \\ m_{c,r,c} &= (L_{c,r,p}/L_{c,r})/ m_{c,r} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Burada biyel uzunluğu  $L$ ;  $L_{c,r}$  büyük uç merkezden yerçekiminin biyel merkezine uzaklığı;  $L_{c,r,p}$  küçük uç merkezinden yerçekimi biyel merkezine uzaklığıdır.

Krankın kütlesi,  $B$  noktasındaki krank eksenini üzerinde oluşan ( $m_c$ ) ve O noktasındaki ana rulman şaft yatağı ekseninde oluşan ( $m_o$ ) yoğunlaşan iki kütleyle yer değiştirmiştir (Şekil 4.23b). Ana rulman şaft yatağı ilave posta parçalarının kütlesi, dönme eksenine nazaran simetrik olduğundan dengelidir. B noktasında yoğunlaşan kütle(kg) bağlantılara bitişik parçalar ile krank piminin kütlesi ( $m_{c,p}$ );  $p$  yarıçapında kendi ağırlık merkezine sahip abcd çerçevesi içinde bulunan bağlantı orta kısmının kütlesidir ( $m_w$ ).

$$m_c = m_{c,p} + 2m_{c,w} \rho / R \quad (4.3)$$

Modern kısa zamanlı motorlarda  $m_w$  değeri  $m_{c,p}$  ile karşılaştırıldığında küçüktür ve çoğu durumda göz ardı edilebilmektedir.  $m_{c,p}$  değerleri ve aynı zamanda  $m_w$ , gerekirse, krank şaft materyalinin yoğunluğu ve krank boyutu yardımıyla hesaplanarak belirlenir.

Bu nedenle, A noktasında yoğunlaşan ileri-geri hareket eden  $m_j = m_p + m_{c,r,p}$  kütlesi ve B noktasında yoğunlaşan  $m_r = m_c + m_{c,r,c}$  dönel kütlesi, yoğunlaşan kütleler sistemi krank mekanizmasındaki dinamik eşitliği sağlamaktadırlar. Vee tipi motorlarda mafsalı bir krank mekanizması ile yoğunlaşan kütleler  $m_r = m_c + 2m_{c,r,c}$  olarak gösterilmektedir.

Bir makine için  $M_p$  ve  $M_{c,r}$  değerlerinin dinamik hesaplamaları yapılırken ya bunlar prototip verilerce belirlenir ya da çizimlerde hesaplanmaktadır.

Karbüratörlü motorlar ile dizel motorlarda yaklaşık olarak  $m_p$ ,  $m_{c,r}$  değerleri ve  $M_c$ , aşağıda tablolatırılmış  $M' = m/F_p$  ( $\text{kg}/\text{m}^2$  or  $\text{g}/\text{cm}^2$ ) yapısal kütleler kullanılarak tespit edilebilir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4. 2 Yaklaşık Olarak  $m_p$ ,  $m_{c,r}$  Değerleri ve  $M_c$  [22]

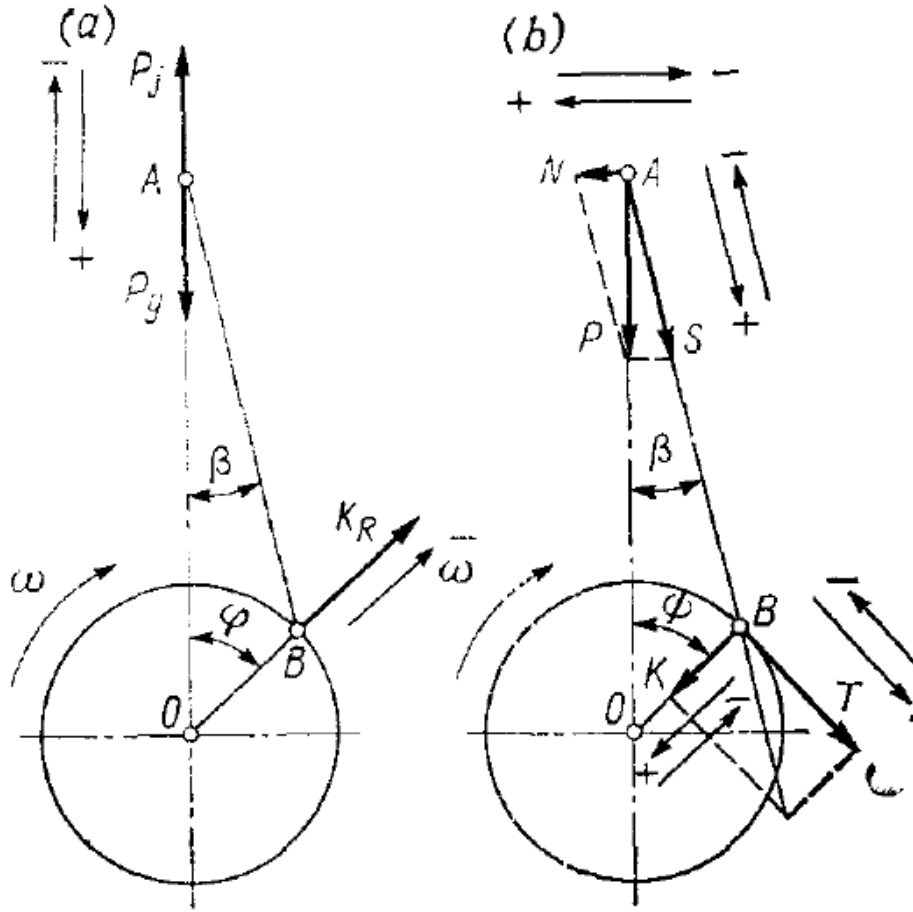
Krank mekanizma elementleri	Yapısal Kütleler, kg/m <sup>2</sup>	
	Karbüratörlü motorlar (B=60 ile 100 mm)	Dizel motorlar (B=80 ile 120 mm)
Piston grubu ( $m'_p = m_p/F_p$ ):		
Alüminyum alaşımlı piston	80-150	150-300
Dökme demir piston	150-200	250-400
Biyel ( $m'_{c,r} = m_{c,r}/F_p$ ):	100-200	250-400
Bir krankın dengesiz parçalarını ağırlıksız atışı ( $m'_c = m_c/F_p$ ):		
Solid jurnal/şaft yatağı ve pimlerle dövme çelik krank mili	150-200	200-400
Oyuk jurnal ve pimler ile demir döküm krank mili	100-200	150-300

Çizelge 4.2'ye karşı kütleler belirlenirken, unutulmamalıdır ki  $M'$  kütlelerinin yüksek değerleri geniş delikli silindirlere sahip motorlara denk gelmektedir.  $S/B$  (inme –çap oranının) düşürülmesi  $m'_{c,r}$  ve  $m'_c$  'yi azaltmaktadır.  $m'_c$  'nin daha büyük değerleri, krank pin üzerindeki iki biyeye sahip Vee motorlarına karşılık gelmektedir [22].

### 4.3 Atalet Kuvvetleri

Bir krank mekanizmasında değişken atalet kuvvetleri, hareketli kütlelerin yer değiştirme şekli ile uyumlu olarak,  $P_j$  karşılıklı kütlelerinin atalet kuvvetleri ve  $K_r$  dönen kütlelerin atalet santrifüjlü kuvvetlerine bölünmektedir (Şekil 4.24a).





Şekil 4. 24 Krank Mekanizmasındaki Kuvvetlerin Hareketi [22]

Karşılıklı kütleler tarafından oluşan atalet kuvvetleri;

$$P_j = -m_j J = -m_j R \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (4.4)$$

Piston ivmesi ile olduğu gibi,  $P_j$  kuvveti, birincil  $P_{j1}$  ve ikincil  $P_{j2}$  atalet kuvvetleri toplamı ile gösterilmektedir:

$$P_j = P_{j1} + P_{j2} = -(m_j R \omega^2 \cos \varphi + m_j R \omega \lambda \cos 2\varphi) \quad (4.5)$$

(4.4) ve (4.5) denklemlerinde, eksi işaret ivmeye karşı koyan atalet kuvvetini gösterir. Karşılıklı kütlelerin atalet kuvvetleri silindirik eksen boyunca hareket eder ve eğer krank şaft eksenini doğrultusunda yönlendirilmişse gaz basıncı gibi pozitif, krank şaft doğrultusunda yönlendirilmiş ise negatiftir.

Karşılıklı kütlelerin atalet kuvveti eğrisi piston ivme eğrisine benzer şekilde çizilir (bkz Şekil 4. 24).

$P_j$  hesaplamaları, belirlenen  $\Delta P_g$  ve  $P_g$  için aynı krank pozisyonlarında (açı değeri  $\phi$ ) yapılmış olmalıdır.

Döner kütlelerin santrifüjlü atalet kuvveti sabit değerdedir.

$$K_R = -m_j R \omega^2 \quad (4.6)$$

Bu kuvvet krank yarıçapı boyunca hareket eder ve krank şaft ekseninden yönlendirilir. Santrifüjlü atalet kuvveti  $K_R$  iki kuvvetin bir bileşkesidir: [22]

Bu kuvvetlerden biri döner konnektin rod kütlelerinin atalet kuvveti,

$$K_{R_{c.r}} = -m_{c.r.c} R \omega^2 \quad \text{ve} \quad (4.7)$$

Krank döner kütlelerinin atalet kuvvetleri

$$K_{R_c} = -m_c R \omega^2 \quad (4.8)$$

$K_{R_{c.r.l}}$  ve  $K_{R_{c.r.r}}$  sol ve sağda bulunan konnektin rodların dönel kuvvetlerin atalet kuvvetlerin olduğu Vee tipi motorlarıyla;

$$K_{R_\Sigma} = K_{R_c} + K_{R_{c.r.l}} + K_{R_{c.r.r}} = -(m_c + m_{c.r.c.l}) R \omega^2 \quad (4.9)$$

2 benzer konnektin rodun bir krankpine takıldığı Vee tipi motorlarda,

$$K_{R_\Sigma} = K_{R_c} + 2K_{R_{c.r}} = -(m_c + 2m_{c.r.c}) R \omega^2 = m_{R_\Sigma} R \omega^2 \quad (4.10)$$

#### 4.4 Krank Mekanizmasında Değişken Toplam Kütleler

Cebirsel olarak karşılıklı kütlelerin kuvvetlerine gaz basınç kuvvetleri ilave edilerek krank mekanizmasının hareket eden toplam kuvvetleri (kN) belirlenir.

$$P = P_g - P_o \quad (4.11)$$

Bu, motorlarda dinamik hesaplamalar yapılırken, bütün kuvvetlerden ziyade birim piston alanının belirtilen spesifik kuvvetlerin kullanımı uygundur. Ardından spesifik total kuvvetleri (MPa), piston  $\Delta P_g$  ve spesifik atalet kuvvetleri  $P_j$  üzerine aşırı basınç ilave edilerek belirlenmektedir  $P_j$  (MN/m<sup>2</sup> = Mpa):

$$P = \Delta P_g - P_o \quad (4.12)$$

$$P_j = P_j / F_p = -(m_j R \omega^2 / F_p) \cdot (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi) \quad (4.13)$$

Spesifik toplam kuvvetlerin  $P$  eğrisi  $\Delta P_g = f(\varphi)$   $P_j = f(\varphi)$  diyagramları yoluyla çizilmiştir (Şekil 4.22).

Aynı ölçekte çizilen  $M_p'$  bu diyagramların toplanması sırasında, sonuç diyagramı  $P$  ölçekte çizilmiş olacaktır.

Toplam kuvvet  $P$  ( $P_g$  ve  $P_j$  gibi kuvvetler) silindir eksenini boyunca yönlendirilir ve piston pin eksenine uygulanır. Silindir duvarlarına kendi ekseninde dikey olarak ve yine kendi eksenini boyunca konnektin roda transfer edilmiştir.

Silindir eksenindeki normal kuvvetler  $N$  (kN) diye adlandırılan kuvvetler silindir duvarları tarafından absorbe edilir.

$$N = P \tan \beta \quad (4.14)$$

Eğer tork, motor şaft rotasyonuna karşı krank şaft eksenine bağlı olarak normal kuvveti üretir ise, normal kuvvet  $N$  pozitif olarak bilinir.

$S$ (kN) kuvveti yönlendirilen konnektin rod üzerinde hareket eder ve kranka aktarılır.

Bilindiği gibi bu, konnektin rodu sıkıştırırsa pozitif, konnektin rodu esnetirse negatiftir.

$$S = P (1 - \cos \beta) \quad (4.15)$$

$S$  kuvveti, krank pim üzerine etki eden, iki tamamlayıcı kuvvet üretir (Şekil 4.23b):

Bunlardan biri krank yarıçapı boyunca yönlendirilen bir kuvvet (kN),

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (4.16)$$

ve krank yarıçap çevresi için bir kuvvet tanjantı

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (4.17)$$

$K$  kuvveti, krank ağlarını onu sıkıştırdığı zaman,  $K$  bilindiği gibi pozitiftir.

Eğer onun tarafından üretilen krank mili dönüş yönü ile çakışırsa,  $T$  kuvveti pozitif alınacaktır.

Trigonometrik özelliklerin sayısal değerleri Tablo 4.2 ile Tablo 4.5'de verilmiş çeşitli  $\varphi$  ve  $\lambda$  açı değerleri için (4.15)–(4.18) eşitliklerinde belirtilmektedir.

Çizelge 4. 3  $\lambda$  Açısında  $\tan \beta$ 'nin Değerleri [22]

$\varphi^\circ$	Sign	Values of $\tan \beta$ at $\lambda$ of								Sign	$\varphi^\circ$
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0.042	0.043	0.045	0.047	0.049	0.050	0.052	0.054	-	350
20	+	0.082	0.086	0.089	0.093	0.096	0.100	0.103	0.106	-	340
30	+	0.121	0.126	0.131	0.136	0.141	0.146	0.151	0.156	-	330
40	+	0.156	0.162	0.169	0.176	0.182	0.189	0.196	0.202	-	320
50	+	0.186	0.194	0.202	0.210	0.218	0.226	0.234	0.243	-	310
60	+	0.211	0.220	0.230	0.239	0.248	0.257	0.267	0.276	-	300
70	+	0.230	0.240	0.250	0.260	0.270	0.280	0.291	0.301	-	290
80	+	0.241	0.252	0.263	0.273	0.284	0.295	0.306	0.316	-	280
90	+	0.245	0.256	0.267	0.278	0.289	0.300	0.311	0.322	-	270
100	+	0.241	0.252	0.263	0.273	0.284	0.295	0.306	0.316	-	260
110	+	0.230	0.240	0.250	0.260	0.270	0.280	0.291	0.301	-	250
120	+	0.211	0.220	0.230	0.239	0.248	0.257	0.267	0.276	-	240
130	+	0.186	0.194	0.202	0.210	0.218	0.226	0.234	0.243	-	230
140	+	0.156	0.162	0.169	0.176	0.182	0.189	0.196	0.202	-	220
150	+	0.121	0.126	0.131	0.136	0.141	0.146	0.151	0.156	-	210
160	+	0.082	0.086	0.089	0.093	0.096	0.100	0.103	0.106	-	200
170	+	0.042	0.043	0.045	0.047	0.049	0.050	0.052	0.054	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

Çizelge 4. 4  $\lambda$  Açısında  $1/\cos \beta$ 'nin Değerleri [22]

$\varphi^\circ$	Sign	Values of $1/\cos \beta$ at $\lambda$ of								Sign	$\varphi^\circ$
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	+	350
20	+	1.003	1.004	1.004	1.004	1.005	1.005	1.005	1.006	+	340
30	+	1.007	1.008	1.009	1.009	1.010	1.011	1.011	1.012	+	330
40	+	1.012	1.013	1.014	1.015	1.016	1.018	1.019	1.020	+	320
50	+	1.017	1.019	1.020	1.022	1.024	1.025	1.027	1.029	+	310
60	+	1.022	1.024	1.026	1.028	1.030	1.032	1.035	1.037	+	300
70	+	1.026	1.028	1.031	1.033	1.036	1.039	1.041	1.044	+	290
80	+	1.029	1.031	1.034	1.037	1.040	1.043	1.046	1.049	+	280
90	+	1.030	1.032	1.035	1.038	1.041	1.044	1.047	1.050	+	270
100	+	1.029	1.031	1.034	1.037	1.040	1.043	1.046	1.049	+	260
110	+	1.026	1.028	1.031	1.033	1.036	1.039	1.041	1.044	+	250
120	+	1.022	1.024	1.026	1.028	1.030	1.032	1.035	1.037	+	240
130	+	1.017	1.019	1.020	1.022	1.024	1.025	1.027	1.029	+	230
140	+	1.012	1.013	1.014	1.015	1.016	1.018	1.019	1.020	+	220
150	+	1.007	1.008	1.009	1.009	1.010	1.011	1.011	1.012	+	210
160	+	1.003	1.004	1.004	1.004	1.005	1.005	1.005	1.006	+	200
170	+	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001	+	190
180	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	180

Bu denklemlerin çözümünden ortaya çıkan veriler kullanılarak, N,S,K ve T (Şekil 4.25) kuvvetlerinin veya özel kuvvetler  $P_n$ ,  $P_s$ ,  $P_k$  ve  $P_r$  değişikliklerinin eğrilerini çizilebilmektedir.

Grafiksel olarak  $T_m$ , T eğrisi altındaki alan ile belirlenmektedir:

$$T_m = (\Sigma f_1 - \Sigma f_2) m_p / OB \quad (4.18)$$

$\Sigma f_1$  ve  $\Sigma f_2$  bulunduğu pozitif ve negatif alanlar, sırasıyla sayısal olarak, T eğrisi  $mm^2$  altında çevrenmiştir;  $M_p$  tüm kuvvetlerin ölçeği olup, her mm başına MN'dir; OB diyagram taban hattı uzunluğudur (mm) (Şekil 4.25).

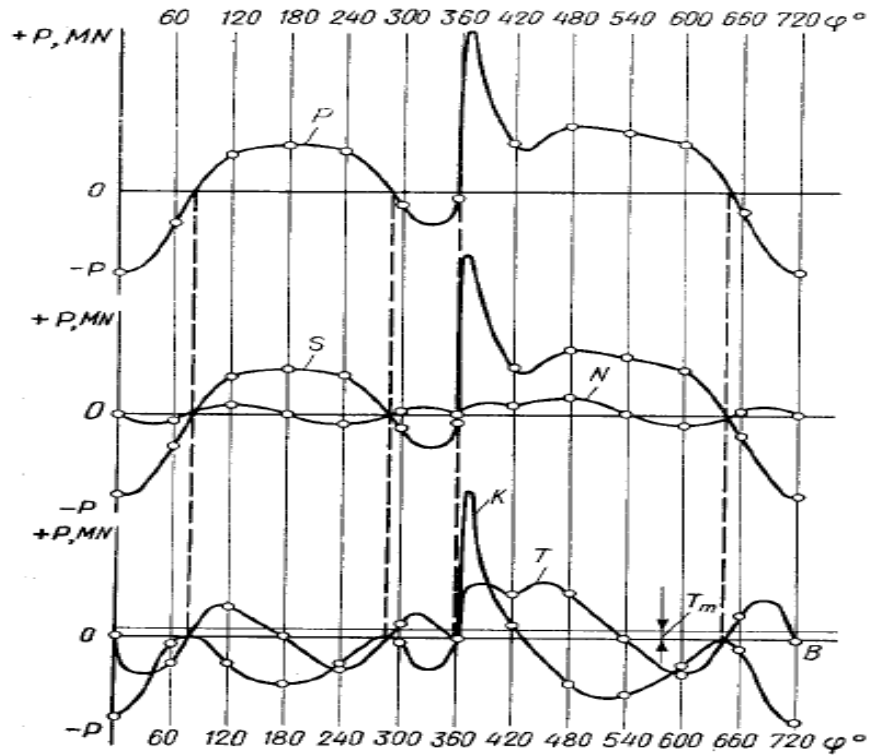
T kuvveti eğrisinin yapısı ve hesaplamalarının karşılaştırılması denklemler tarafından kontrol edilmektedir.

$$T_m = 2P_i F_p / (\tau \pi) \quad (4.19)$$

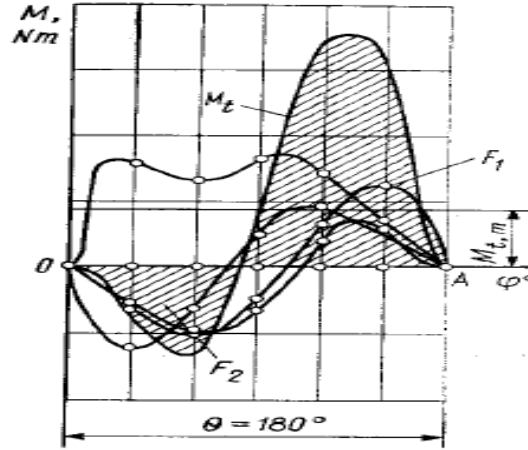
$T_m$ , strok başına tanjansiyel kuvvetin döngü başına ortalama değeri, MN;  $P_i$  ortalama indike basınç, MPa;  $F_p$  piston alanı,  $m^2$ ;  $\tau$  çevrim olayları sayısıdır.

Bir silindirin (MN m) burulma momenti (tork) T'nin değeri tarafından belirlenir.

$$M_{t.c} = T \cdot R \quad (4.20)$$



Şekil 4. 25 Krank Açılarına Karşı P,N,S,K ve T Kuvvetlerinin Çizimi [22]



Şekil 4. 26 Dört Zamanlı Bir Makinenin 4 Silindirdeki Toplam Torkun Eğiminin Çizilmesi [22]

$\phi$  açısına karşı  $T$ 'nin eğimi  $M_{t,c}$ 'de aynı andaki değişikliklerin eğimidir, ancak mm başına  $M_M = M_p R M N$  m ölçeğine dikkat edilmelidir.

Çok silindirli bir motorun grafik olarak toplam momentinin  $M_t$  eğimini çizmek için ateşleme anı arasındaki krank açısı boyunca hareketli eğimlerin ilişkisini anlayabilmek için her bir silindir torkunun eğimlerini toplamak gerekmektedir. Krankşaft açılına göre torklardaki doğal değişim ve değerler tüm silindirlerde aynıdır ve sadece tek bir silindirdeki ateşleme anı arasındaki açı aralıklarında ki açısal mesafeler arasında fark vardır. Bir silindir torku uçtan uca makinenin torkunun hesaplanması için yeterli olacaktır.

Çizelge 4. 5  $\lambda$  Açısında  $\cos(\phi + \beta) / \cos \beta$ 'nin Değerleri [22]

$\phi^\circ$	Sign	Values of $\cos(\phi + \beta) / \cos \beta$ at $\lambda$ of								Sign	$\phi^\circ$
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	0.978	0.977	0.977	0.977	0.976	0.976	0.975	0.975	+	350
20	+	0.912	0.910	0.909	0.908	0.907	0.906	0.905	0.903	+	340
30	+	0.806	0.803	0.801	0.798	0.795	0.793	0.790	0.788	+	330
40	+	0.666	0.662	0.657	0.653	0.649	0.645	0.640	0.636	+	320
50	+	0.500	0.494	0.488	0.482	0.476	0.469	0.463	0.457	+	310
60	+	0.317	0.309	0.301	0.293	0.285	0.277	0.269	0.261	+	300
70	+	0.126	0.117	0.107	0.098	0.088	0.078	0.069	0.059	+	290
80	-	0.064	0.075	0.085	0.095	0.106	0.117	0.127	0.138	-	280
90	-	0.245	0.256	0.267	0.278	0.289	0.300	0.311	0.322	-	270
100	-	0.411	0.422	0.432	0.443	0.453	0.464	0.475	0.485	-	260
110	-	0.558	0.568	0.577	0.586	0.596	0.606	0.615	0.625	-	250
120	-	0.683	0.691	0.699	0.707	0.715	0.723	0.731	0.739	-	240
130	-	0.785	0.792	0.798	0.804	0.810	0.816	0.822	0.829	-	230
140	-	0.866	0.870	0.875	0.879	0.883	0.887	0.892	0.896	-	220
150	-	0.926	0.929	0.931	0.934	0.937	0.939	0.942	0.944	-	210
160	-	0.968	0.969	0.970	0.971	0.973	0.974	0.975	0.976	-	200
170	-	0.992	0.992	0.993	0.993	0.993	0.994	0.994	0.994	-	190
180	-	1	1	1	1	1	1	1	1	-	180

Ateşleme anları arasındaki aralıkların eşitliğine sahip bir makine ile toplam düzenli olarak değişmektedir (Burada  $i$ , silindirlerin numarasıdır).

4 zamanlı motor üzerinde  $Q=720/i$

2 zamanlı motor üzerinde  $Q=360/i$

Bir silindirin  $M_{t,c}$  eğiminin ve  $M_t$  (Şekil 4.26) eğiminin grafik olarak çizimi 4 zamanlı motorlar için  $720/\theta$  eşitliği olarak bölümlerin bir numarasına bölünmektedir. Tüm eğim segmentleri ile birlikte alınıp toplanmaktadır. Sonuç eğimi krank şaft açısına karşı toplam eğimi göstermektedir.

Toplam torkun  $M_{t,m}$  (MN m) değerinin anlamı OA hattı ile  $M_t$  açısı arasında düşünülen alan yardımıyla belirlenir.

$$M_{t,m} = (F_1 - F_2)M_M/OA \quad (4.21)$$

$F_1$  ve  $F_2$ , sırasıyla OA hattı ile  $M_t$  eğimi arasında çevrelenen pozitif ve negatif alanlardır ve toplam tork yardımıyla ( $i \geq 6$  kural olarak negatif olmayan alan)  $mm^2$ , yardımıyla gerçekleşen işe göre karşılaştırılır; MM tork ölçөгüdür (MN m 1 mm'de); OA 7.5 diyagramındaki ateşleme anları arasındaki aralıktır, mm).

Çizelge 4. 6  $\lambda$  Açısında  $\sin(\phi + \beta)/\cos\beta$ 'nin Değerleri [22]

$\phi^\circ$	Sign	Values of $\sin(\phi + \beta)/\cos\beta$ at $\lambda$ of								Sign	$\phi^\circ$
		0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	—	360
10	+	0.215	0.216	0.218	0.220	0.221	0.223	0.225	0.227	—	350
20	+	0.419	0.423	0.426	0.429	0.432	0.436	0.439	0.442	—	340
30	+	0.605	0.609	0.613	0.618	0.622	0.627	0.631	0.636	—	330
40	+	0.762	0.767	0.772	0.777	0.782	0.788	0.793	0.798	—	320
50	+	0.886	0.891	0.896	0.901	0.906	0.912	0.917	0.922	—	310
60	+	0.972	0.976	0.981	0.985	0.990	0.995	0.999	1.004	—	300
70	+	1.018	1.022	1.025	1.029	1.032	1.035	1.039	1.043	—	290
80	+	1.027	1.029	1.030	1.032	1.034	1.036	1.038	1.040	—	280
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	—	270
100	+	0.943	0.944	0.939	0.937	0.936	0.934	0.932	0.930	—	260
110	+	0.861	0.858	0.854	0.851	0.847	0.844	0.840	0.837	—	250
120	+	0.760	0.756	0.751	0.747	0.742	0.737	0.733	0.728	—	240
130	+	0.646	0.641	0.636	0.631	0.626	0.620	0.615	0.610	—	230
140	+	0.524	0.519	0.513	0.508	0.503	0.498	0.493	0.488	—	220
150	+	0.395	0.391	0.387	0.382	0.378	0.373	0.369	0.364	—	210
160	+	0.265	0.261	0.258	0.255	0.252	0.248	0.245	0.242	—	200
170	+	0.133	0.131	0.129	0.127	0.126	0.124	0.122	0.121	—	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	—	180

$M_{t,m}$  torku bir makinenin ortalama indike torkunu göstermektedir. Gerçek efektif tork makine krank şaftındadır.

$$M_e = M_{t,m} \eta_m \quad (4.22)$$

$\eta_m$  makinenin mekanik verimidir [22].

#### 4.5 Krank Pinlerdeki Hareketli Kuvvetler

“Sıra” ve “V” tipi makinelerin krankpinlerinin üzerinde hareket eden kuvvetler analitik olarak veya çizilerek belirtilmektedirler.

Sıra tipi bir makinenin krankpininde bulunan değişken kuvvetlerin analitik sonucu;

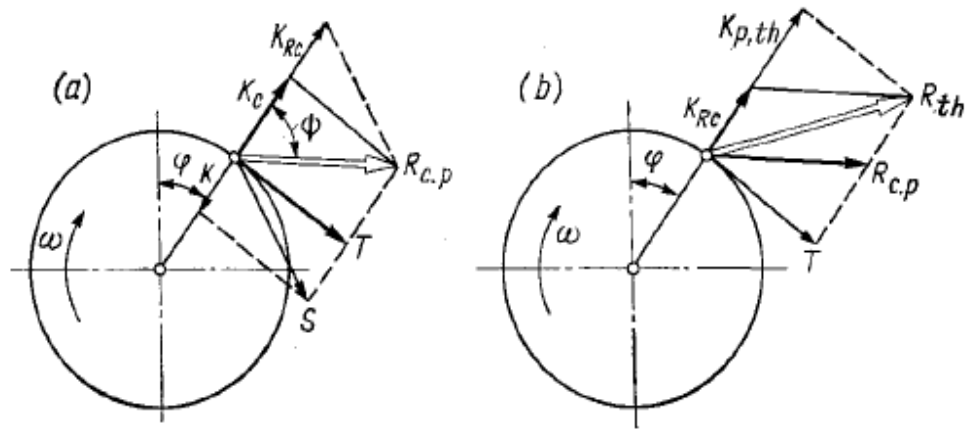
$$R_{c,p} = \sqrt{T^2 + P_c^2} \quad (4.23)$$

$P_c = K + K_{R_c}$  krank, N tarafından krank pinde mevcut değişken kuvvettir.

Krankşafttaki, çeşitli pozisyonlarda  $R_{c,p}$  sonuç kuvvetinin yönü krank eksenini ile  $R_{c,p}$  vektörü arasında kalan  $\psi$  açısı ile belirtilmektedir.  $\psi$  açısı aşağıdaki formül yardımıyla bulunmaktadır.

$$\tan \psi = T/P_c \quad (4.24)$$

$R_{c,p}$  sonuç kuvvetinin krankpin üzerindeki hareketi teğetsel T kuvveti ve krank tarafından hareketli  $P_c$  kuvvetinin vektörel eklenmesi ya da konnektin rod dönen kütlelerinin  $K_{R_c}$  santrifüj kuvveti ve konnektin rod yardımıyla hareketli S kuvvetinin toplamının vektörel olarak eklenmesi ile belirlenmektedir (Şekil 4.27).



Şekil 4. 27 Kuvvetlerin Yükleneşi (a) Krankpin, (b) Krankşaft Uzaması [22]

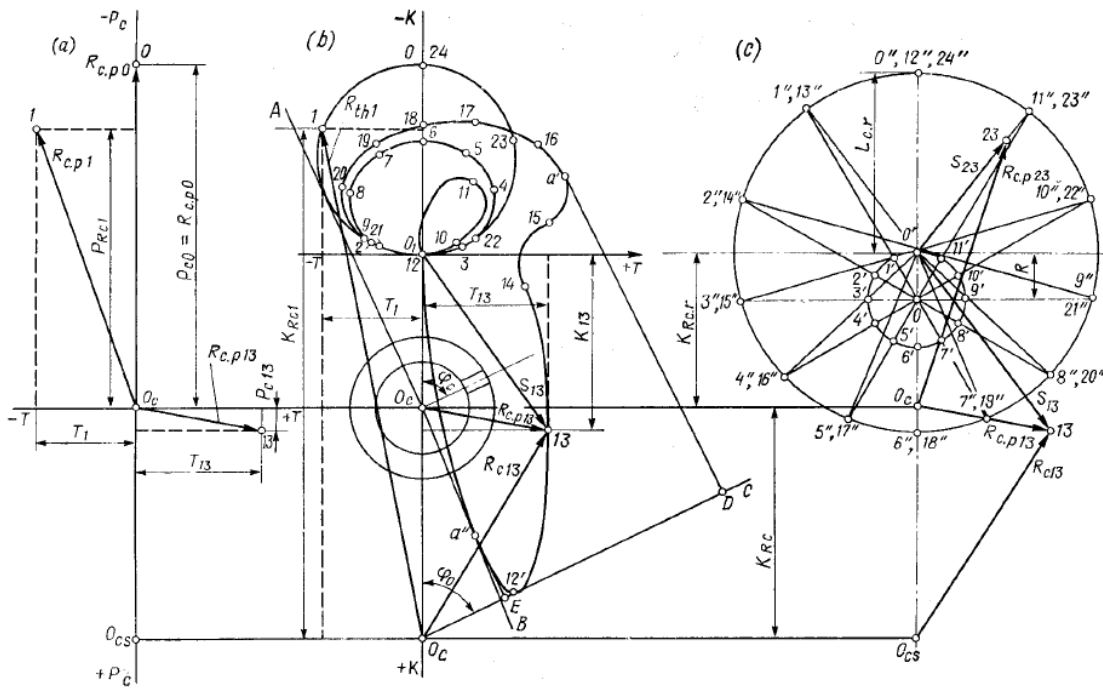


$R_{c,p}$  kuvveti  $O_{c,p}$  noktasının ucu ile (Şekil 4.27b) bir kutupsal grafiğin formunda ki krank açısına göre grafik olarak çizilmektedir.

T ve  $P_c$  kuvvetlerinin toplamı ile düşünülen  $R_{c,p}$  kuvveti aşağıdaki gibi oluşturulmaktadır (Şekil 4.27a).

T pozitif kuvvetleri, yukarı doğru olan koordinatların ekseninde negatif  $P_c$  kuvvetleri ve sağa doğru olan yatay eksende  $O_c$  noktasının uç noktasındaki diyagramdan kesilmektedir. İlgili krankşaft açısı için  $P_{c,p}$  sonuç kuvveti, T ve  $P_c$  kuvvetlerinin toplam vektörü grafik olarak belirlenmektedir. Şekil 4.28  $\phi_0=0$ ,  $\phi_1=30^\circ$  ve  $\phi_{13}=390^\circ$  açıları için  $R_{c,p}$  kuvvetinin çizimini göstermektedir. Krankşaftın diğer pozisyonlarındaki kuvvetler benzer şekilde çizilebilmektedir.

Kutupsal diyagramı oluşturmak için  $P_{c,p}$  sonuç kuvvetinin sonu, düz eğim ile açılardan artırılması yardımı ile belirtilmektedir.



Şekil 4. 28 Krankin Yüklemesinin Kutupsal Diyagramının Çizilmesi [22]

Şekil 4.28b deki krankin yükünün kutupsal diyagramı, c, S ve  $K_{Rc}$  kuvvetlerinin vektörel olarak eklenmesi ile oluşturulmaktadır. Şekil 4.28b deki S kuvveti, T ve K kuvvetlerinin vektörel olarak eklenmesi ile belirlenmektedir ( $S = \sqrt{T^2 + K^2}$ ). Krank açısı  $\phi_{13}=390^\circ$  olarak kullanıldığında  $S_{13}$  kuvvetinin ilgili açısının vektörü sonuçları

görülmektedir. S kuvvetinin analitik olarak ilk hesaplamasında  $K_{R,c}$  kuvveti Şekil 4.28c 'de eklenmektedir. Krank boyunca değişken  $K_{R,c}$  santrifüj kuvveti, aralıklı olarak konnektin rod eksenini boyunca değişken S toplam kuvvetinin vektörel olarak eklenmesi ile Şekil 4.28c'de ki gibi yüklenen krankpinin oluşturulan kutupsal grafiği aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

Krank yarıçapına eşit ve kabul edilir ölçekte hesaba katılan bir dairenin sahip olduğu yarıçap, hareketsiz olduğu farz edilen bir ana şaft yatağının merkezi olarak gösterilen O noktasından çizilmektedir. Diğer dairenin yarıçapı, ÜÖN'da krankpinin merkezinde belirtilen O' noktasından benzer ölçekte alınan konnektin rod uzunluğuna eşit olarak çizilmektedir. O noktasının merkez olduğu daire eşit parçalara (genellikle 12 ya da 24 parça olarak) bölünmektedir. Işıklar, O' noktasından çizilen daireyi kesene kadar bölünmüş noktalar boyunca O noktasından çizilmektedir. Bu ışıklar silindir eksenini döndüren makinelerin ilişkili pozisyonlarını belirtmektedir. Silindir krankşaftın açılma hızının karşılığı aynı eşitlikteki açılma hızda döndürüldüğü düşünülmektedir. Çizilen ışıkların uçlarındaki bağlantı noktaları bizlere O'1'2 ve O'2'' bölümlerini sağlamaktadır. Bu bölümler, belirlenmiş krankşaft açılarındaki konnektin rodun pozisyonlarıyla ilişkilidir. S vektör kuvvetleri (Şekil 4.28c'de gösterilen  $\phi_{13}=390^\circ$  deki  $S_{13}$  ve  $\phi_{23}=690^\circ$  deki  $S_{23}$  kuvvetleri) S kuvvetinin vektörünün işaretini hesaba katarak alınan belirli  $M_p$  ölçeği ile konnektin rod ekseninin yönünde O' noktasından kesilmektedir ve vektörün sonu düz çizgi ile bağlanmaktadır. Oluşturulan eğim, O' noktasındaki S kuvvetinin uçlarının kutupsal diyagramı olarak bilinmektedir.

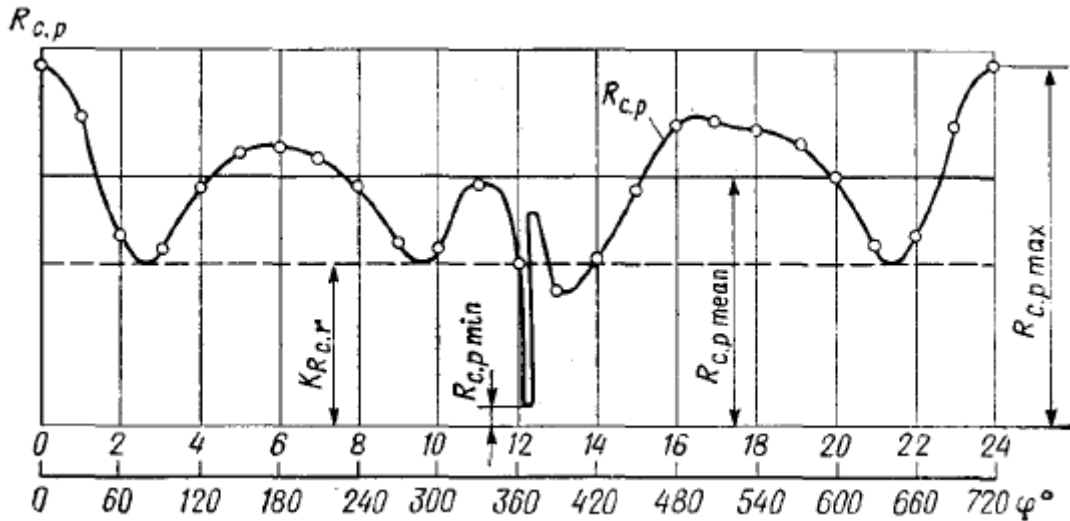
Sonuç kuvveti  $R_{c,p}$ 'yi bulmak amacıyla O' ucu, aynı  $M_p$  ölçeği ile alınan  $K_{R,c}$  (sabit değer ve yönde) kuvvetinin değeri yardımıyla dikine yer değiştirilmelidir. Oluşturulan  $O_c$  noktası krankpin üzerinde hareketli  $R_{c,p}$  sonuç kuvvetlerinin kutupsal diyagramının ucu olarak bilinmektedir.

Krankın herhangi bir pozisyonu için (örneğin pozisyon 23) vektörel olarak eklenen S ve  $K_{R,c}$  kuvvetleri,  $O_c$  ucundan  $\overline{O_c23}$  vektörü olarak çizilmektedir.  $\overline{O_cO'} = \overline{K_{R,c}}$  ve  $\overline{O'_{23}} = \overline{S_{23}}$  vektörlerinin toplamı olan bu vektör, araştırılan  $R_{c,p,23}$  kuvvetinin yönü ve değerine karşılık gelmektedir.

Bu nedenle, S kuvvetinin kutupsal diyagramının taslağındaki noktalara göre koordinatlarının ( $O_c$  ucu) başlangıç noktasına bağlı olan vektörler, krankşaftın belli açılarda krankpindeki değişken kuvvetlerin yönü ve değeri ile anlatılmaktadır.  $O_c$  ucu krankpinindeki bükülme ve krankşaft uzamasında sağlanan değişken sonuç kuvvet  $\overline{R}_{th} = \overline{R}_{c,p} + \overline{K}_{R_c}$  (Şekil 4.27b)  $O_{cs}$  noktasına  $K_{R_c} = -m_c R \omega^2$  krank dönen kütlelerinin atalet santrifüj kuvvetinin değeri ile dikey olarak yer değiştirilmelidir. Şekil 4.28b,c  $\phi_{13} = 390^\circ$  açısı için  $R_{th}$  sonuç kuvvetinin çizimini göstermektedir. Analitik olarak kuvvet aşağıdaki gibidir (Şekil 7.6b).

$$R_{th} = \sqrt{T^2 + K_{p,th}^2} \quad (4.25)$$

Burada  $K_{p,th} = P_c + K_{R_c} = K + K_{R_{c,r}} + K_{R_c} = K + K_R$  krank boyunca uzayan krank şaftın üzerindeki değişken kuvvettir (Şekil 4.28b  $\phi_1 = 30^\circ$ 'de  $R_{th1}$  kuvvetinin çizimini göstermektedir).



Şekil 4. 29 Kartezyen Koordinatlarda Krankpin Yükünün Diyagramı [22]

Zaman başına elde edilen ortalama  $R_{c,p,m}$  kuvvetini ve aynı zamanda onların maksimum  $R_{c,p,max}$  ve  $R_{c,p,min}$  değerlerini belirlemek için, kutupsal diyagram krankşaft değişiminin (Şekil 4.29) fonksiyonu olarak Kartezyen koordinatları içerisinde yeniden oluşturulur. Bu amaçla, krank açısı krank şaftın her açısı için yatay eksen ve dikey eksen kutupsal diyagramdan alınan  $R_{c,p}$  sonuç kuvvetinin değeri kesilmektedir. Grafik çizilirken  $R_{c,p}$ 'nin tüm değerleri pozitif alınır.  $R_{c,p,m}$  sonucunun ortalama değeri  $R_{c,p} = f(\phi)$  eğiminin altındaki alanda hesaplanarak bulunmaktadır.

**Vee tipi makineler.** Vee tipi makinelerin krankpininde değişken sonuç kuvvetler belirtilirken konnektin rodun hareketi için verilmesine uygunluğu krank şaft ile birleşiktir.

Mafsallı konnektin roda sahip Vee tipi makineler için (sadece bir konnektin rod krank pin ile birleşiktir) krank pindeki değişken  $R_{c,p,\Sigma}$  sonuç kuvveti sol ve sağ konnektin roddan (Şekil 4.30) iletilen  $T_\Sigma$  ve  $P_{c,\Sigma}$  toplam kuvvetlerinin vektörel olarak eklenmesi ile belirlenmektedir.

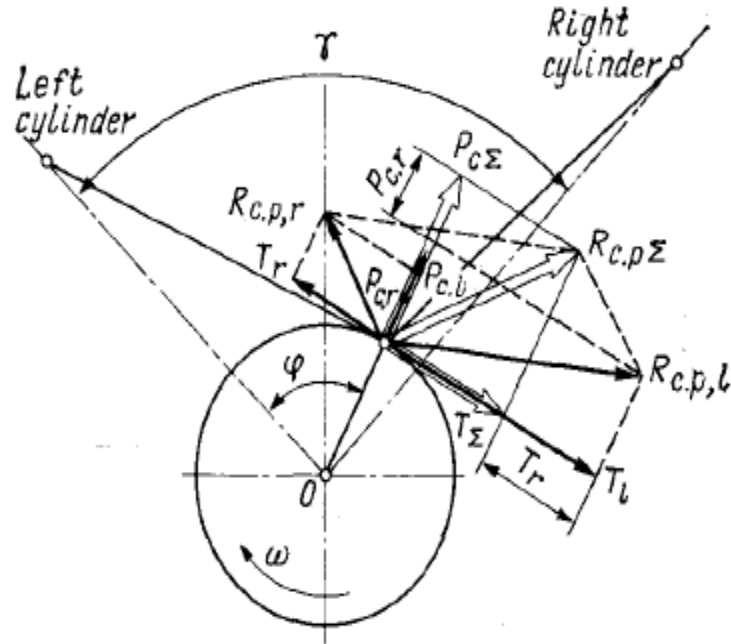
$$R_{c,p,\Sigma} = \sqrt{T_\Sigma^2 + P_{c,\Sigma}^2} \quad (4.26)$$

$T_\Sigma$  ve  $P_{c,\Sigma}$  kuvvetleri makinenin ateşleme düzen için hesaba katılarak tablo metodu ile belirlenmektedir.

$$T_\Sigma = T_1 + T_r \quad (4.27)$$

$$P_{c,\Sigma} = P_{c,l} + P_{c,r} = K_l + K_{R,c,l} + K_r + K_{R,c,r} = K_\Sigma + K_{R,c,\Sigma} \quad (4.28)$$

Vee tipi makineler krank şaft açıları saat yönünde krankşaft dönüşünde krankşaft başında görüldüğü gibi sol tarafta bulunan ÜÖN ile ilgili olarak birinci krankın pozisyonundan numaralandırılmaktadır.



Şekil 4. 30 Vee Tipi Bir Makinede Krankşaftın Krankpininde Kuvvetlerin Değişimi [22]

Bir krankpin boyunca yerleşen benzer konnektin rodlar ile Vee tipi makineler için, krankpinin uyumlu bölümlerinde hareketli  $R_{c.p.r}$  ve  $R_{c.p.l}$  sonuç kuvvetleri, sıra tipi makinelerde olduğu gibi ayrı ayrı belirlenmektedir. Krankşaft uzamasında hareketli  $R_{th\Sigma}$  sonuç kuvvetinin kabataslak belirlenmesi için mafsallı krank mekanizmasının krankpininde hareketli konvansiyonel  $R_{c.p\Sigma}$  kuvveti hesaplanmaktadır.  $R_{c.p\Sigma}$  kuvveti, mafsallı konnektin roda sahip bir makine ile aynı şartlarda konnektin rodların deplasmanı ihmal edilerek belirlenmektedir. Bu durumda;

$$\overline{R}_{th\Sigma} = \overline{R}_{c.p\Sigma} + \overline{K}_{Rc} \quad (4.29)$$

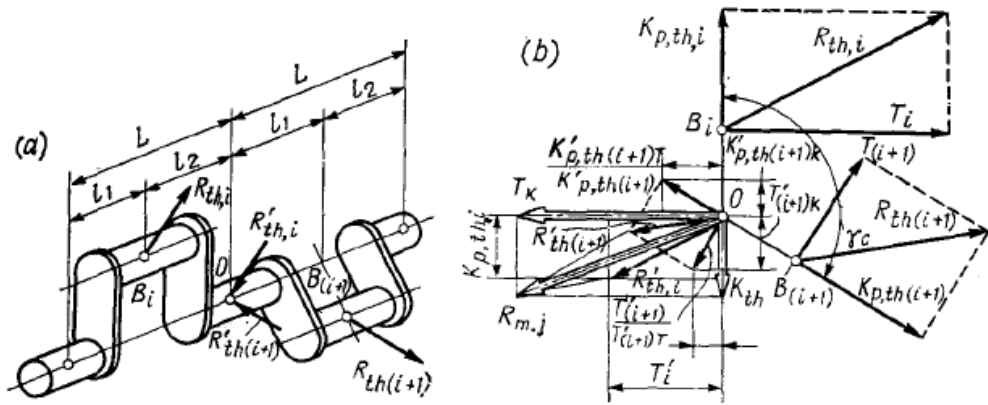
Vee tipi makinelerin krankşaft uzamasında ve krankpinde ki yüklerin kutupsal diyagramı sıra tipi makinelerde olduğu gibi aynı yolla çizilmektedir [22].

#### 4.6 Ana Şaft Yataklarında Değişken Kuvvetler

Ana rulman şaft yataklarındaki (Şekil 4.31a,b) değişken  $R_{m,j}$  sonuç yükleri iki bitişik uzama ile iletilen kuvvetlere yönelme de zıt olmasına rağmen vektörel olarak kuvvetler eşitliği ile belirlenmektedir.

$$\overline{R}_{m,j} = \overline{R}'_{th,i} + \overline{R}'_{th,(i+1)} \quad (4.30)$$

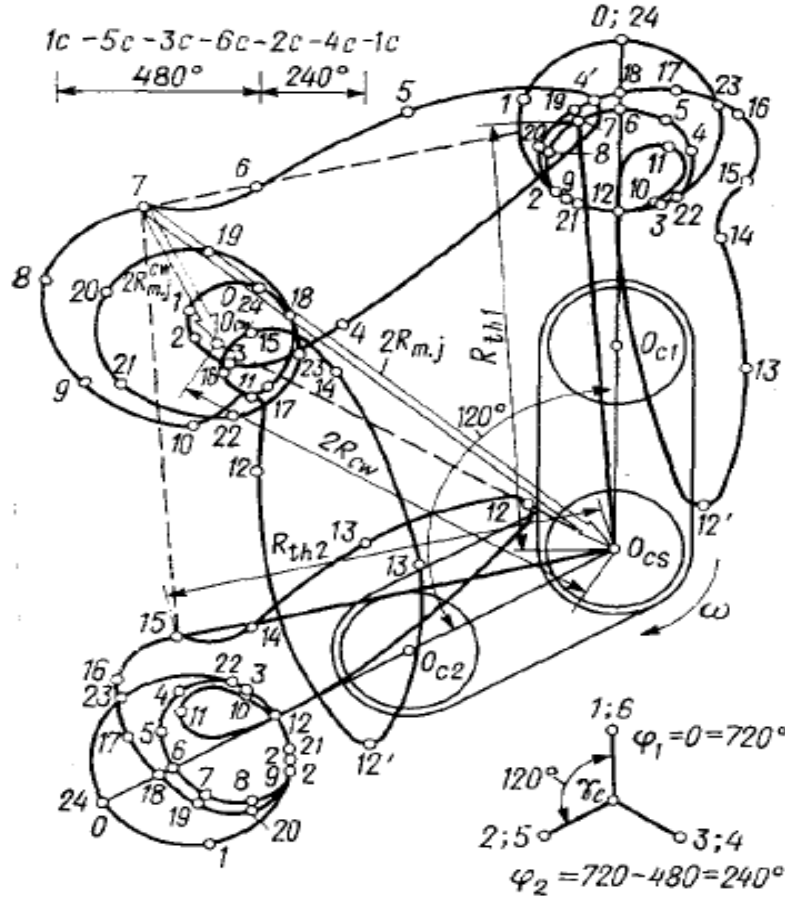
Burada  $R'_{th,i} = -R_{th,i} l_2/L$  ve  $R'_{th,(i+1)} = -R_{th,(i+1)} l_1/L$  sırasıyla bu uzamalar arasında ana şaft yataklarına yerleştirilen  $i$ 'inci ve  $(i+1)$ 'inci uzamalardan iletilen kuvvetlerdir;  $l_1$  ve  $l_2$  bitişik ana şaft yatağı ve krankpinin merkezleri arasındaki krankşaft eksensel uzaklıklarıdır,  $L$  bitişik ana rulman şaft yataklarının merkezleri arasındaki uzaklıktır.



Şekil 4. 31 Ana Rulman Şaft Yatağı (a) Krankşaft Diyagramı, (b) Ana Rulman Şaft Yatağının Kuvvet Yüklenmesinin Diyagramı [22]

Simetrik uzamalar ile;  $R'_{th,i} = -0,5 R_{th,i}$ ,  $R'_{th,(i+1)} = -0,5 R_{th,(i+1)}$  dir.

$$\overline{R}_{m,j} = -0,5( \overline{R}'_{th,i} + \overline{R}'_{th,(i+1)} ) \quad (4.31)$$



Şekil 4. 32 Dört Zamanlı Sıra Tipi Altı Silindirin İkinci Şaft Yatağındaki Yükün Kutupsal Diyagramı [22]

$R_{m,j}$  kuvvetinin kutupsal grafiği bir noktada (Şekil 4.32) çakışma ile oluşturulan  $O_{cs}$  ucunun bitişik krank pinlerindeki yüklerin iki kutupsal diyagram yardımıyla çizilmektedir. Krank şaftın belli açıları için ana şaft yatağındaki yüklerin gösterdiği kutupsal grafiğin grafik olarak noktaları makinenin ateşleme anındaki uyumunda krankşaft uzamasında eş zamanlı değişken diyagramların çifter olarak  $R_{th}$  kuvvetlerinin vektörel olarak eklenmesiyle belirlenmektedir. Sonuç vektörlerinin her biri ters işaret ile  $R_{m,j}$  ikili kuvvetini göstermektedir. Krank şaft açılarının büyümesi gibi düz eğim ile sonuç vektörlerinin uçuca bağlanması kutupsal grafiği oluşturmaktadır.

sonuç kuvvetini belirlemek için bu diyagramların yardımı ile  $R_{m,j}$ , krank pinlerdeki yükleri gösteren kutupsal diyagramların ölçeğinin yarısına indirgenen diyagram ölçeği

ve  $O_{cs}$  ucu boyunca eğimden yönlendirilen vektörler ve  $i$ 'inci silindirin krank açısını veren ana şaft yatağına uygulamaktadır.

Şekil 4.32, ateşleme sırası 1-5-3-6-2-4 olan 4 zamanlı ve sıralı 6 silindirli bir makinenin ikinci ana şaft yatağındaki yüklerin kutupsal diyagramının yapısı örneklenmektedir.

Ana şaft yatağında değişken sonuç kuvvetleri analitik olarak hesaplanabilmektedir.

$$R_{m,j} = \sqrt{T_c^2 + K_c^2} \quad (4.32)$$

Burada  $T_c$  ve  $K_c$  sırasıyla  $i$ 'inci krankın T ve K eksenlerinde tahmini  $R'_{th,i}$  ve  $R'_{th,(i+1)}$  kuvvet toplamıdır.

$T_{tc}$  ve  $K_{tc}$  aşağıdaki (Şekil 4.31b) belirlenmektedir.  $i$ 'inci krankın T ve K eksenlerine  $R'_{th,i}$  kuvvetinin tahmini şöyle olacaktır.

$$T'_i = -0,5T_i$$

$$K'_{p,th,i} = -0,5K_{p,th,i}$$

$(i+1)$ 'inci krankın T ve K eksenlerine  $R'_{th,(i+1)}$  kuvvetinin benzer tahmini şöyle olacaktır.

$$T'_{i+1} = -0,5T_{i+1}$$

$$K'_{p,th,(i+1)} = -0,5K_{p,th,(i+1)}$$

Daha sonra  $i$ 'inci krankın T ve K eksenlerinde belirlenen  $T'_{i+1}$  ve  $K'_{p,th(i+1)}$  tahminler şu şekilde olacaktır.

$$T'_{(i+1)T} = T'_{i+1} \cos \gamma_c = -0,5T_{i+1} \cos \gamma_c$$

$$T'_{(i+1)K} = T'_{i+1} \sin \gamma_c = -0,5T_{i+1} \sin \gamma_c$$

$$K'_{p,th(i+1)T} = -K'_{p,th(i+1)} \sin \gamma_c = 0,5K_{p,th(i+1)} \sin \gamma_c$$

$$K'_{p,th(i+1)K} = -K'_{p,th(i+1)} \cos \gamma_c = 0,5K_{p,th(i+1)} \cos \gamma_c$$

Burada  $\gamma_c$   $i$ 'inci ve  $(i+1)$ 'inci silindirin krankları arasındaki açıdır.

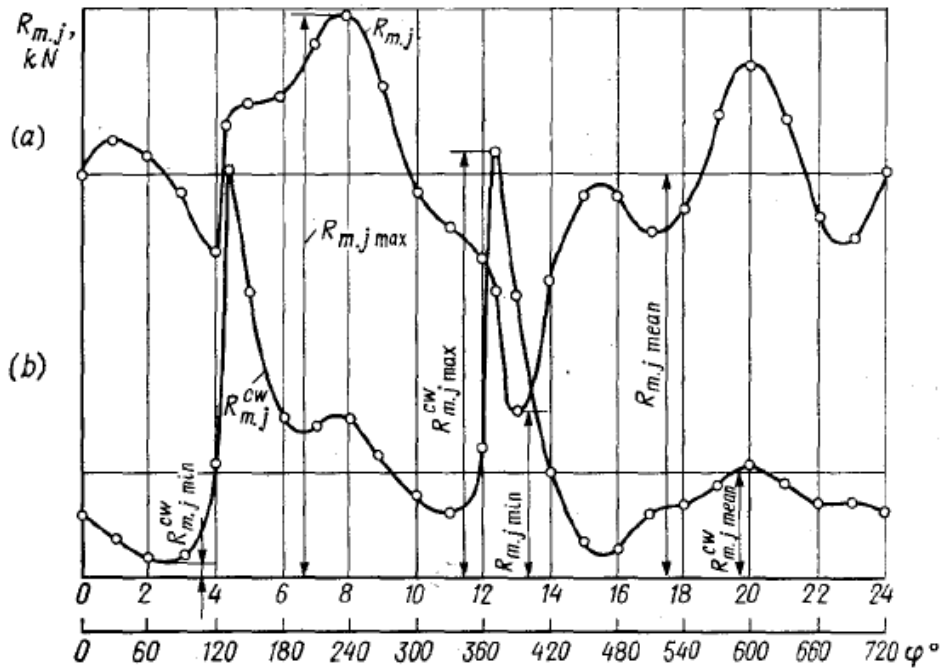
$i$ 'inci krankın T ve K eksenlerindeki tüm tahminlerin toplamını sırasıyla şu şekilde belirtebiliriz.

$$T_c = T'_i + T'_{(i+1)T} + K'_{p,th(i+1)T} = -0,5 (T_i + T_{i+1} \cos \gamma_c - K'_{p,th(i+1)} \sin \gamma_c) \quad (4.33)$$

$$K_c = K'_{p,th,i} + T'_{(i+1)K} + K'_{p,th(i+1)K} = -0,5 (K_{p,th,i} + T_{i+1} \sin \gamma_c + K'_{p,th(i+1)} \cos \gamma_c) \quad (4.34)$$

Çizelge 4. 7 Krankşaftın Farklı Açılı için Bazı Değerler [22]

$\varphi^\circ$	ith crank			(i + 1)th crank						Main journal				
	$\varphi_i$	$-0,5 T_i$	$-0,5 K_{p,th,i}$	$\varphi_{i+1}$	$-0,5 T_{i+1}$	$-0,5 T_{i+1} \cos \gamma_c$	$-0,5 T_{i+1} \sin \gamma_c$	$0,5 K_{p,th(i+1)}$	$0,5 K_{p,th(i+1)} \sin \gamma_c$	$-0,5 K_{p,th(i+1)} \cos \gamma_c$	$\varphi_i$	$K_c$	$T_c$	$R_{m,j}$
0														
30														
.														
.														
360														
.														
.														
720														



Şekil 4. 33 Ana Şaft Yatağında Yükün Diyagramı (a) Karşı ağırlığı Hesaba Katmadan), (b) Karşı Ağırlık İle Krankşaft [22]

Krankşaftın farklı açıları için  $T_c$  ve  $K_c$  belirlemek Çizelge 4.33 formunu oluşturmak için uygundur.



Çizelge 4.33 zamanın başlangıcından 1 numaralı silindirin krank açısına karşı birleştirilmektedir.

$\phi$  ve  $\phi_{+1}$  dönme açıları ve bileşik kuvvetik ateşleme anındaki açısal deplasman hesabını oluşturularak belirlenmektedir.  $\gamma_c = 0, 90, 180^\circ$ , vs. krank arasındaki açılarla yaratılan tablo daha basittir.

Krankşaftın farklı açıları için alınan  $T_c$  ve  $K_c$  değerleri, i'inci silindirin T ve K koordinatlarında ana rulman shaft yatağında oluşan hareketli  $R_{m,j}$  kuvvetlerinin kutupsal diyagramını çizmek için kullanılmaktadır. Diyagram, kranktaki yüklerin kutupsal diyagramı gibi aynı şartlarda çizilmektedir.

Vee tipi makinelerin ana rulman shaft yatağında oluşan hareketli  $R_{m,j}$  kuvvetinin belirlenmesi ve bu kuvvetler için kutupsal diyagramın çizilmesi, sıralı makineler için aynı şekilde başarılmıştır, ancak iki silindirden oluşan toplam kuvvetler tarafından her bir uzamanın değişimi hesaba katılmalıdır. Grafiğe göre  $R_{m,j. \text{ min}}$ ,  $R_{m,j. \text{ max}}$  ve  $R_{m,j. \text{ min}}$ 'un belirlenmesi ve  $R_{m,j} = -\phi$  (Şekil 4.33a) Kartezyen koordinatlarında  $R_{m,j}$  (Şekil 4.32) kuvvetinin kutupsal grafiğinin yeniden yapılandırılması  $R_{c,p}$  kuvveti için grafiğin yeniden yapılandırılması ile durum olarak aynı şartlarda uygulanmaktadır [22].

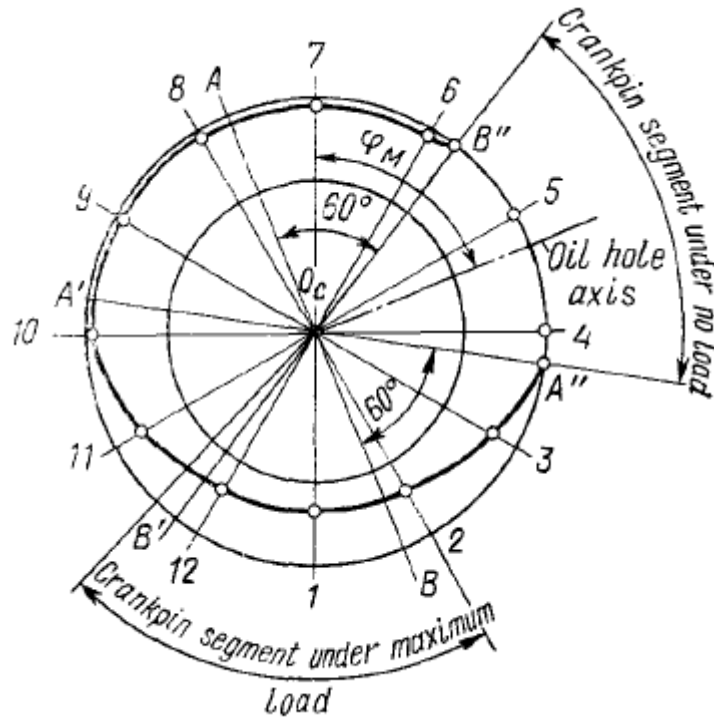
#### 4.7 Krankshaft Shaft Yatakları ve Pinlerin Kullanılması

Krankshaft pinleri ve shaft yataklarındaki yüklerin kutupsal grafiği krankpinler ve shaft yatakları tarafından grafik çiziminde kullanılabilir.

Bu grafikler yağlama deliklerinin tam anlamıyla yerleştirilmesi için ana shaft yatakları ve krankpinlerin az ve çok olarak yüklenmesini belirlemek için uygunluk yaratmaktadır. Kullanıldığı varsayılan bütün çember üzerinde kullanılan resimli simge ile oluşan grafikler formu grafikler shaft yatağı ya da krankta değişken kuvvetler oranındadır.

Bir krankpinin kullanılan grafiği (Şekil 4.34) aşağıdaki gibi Şekil 4.32'de gösterilen kutupsal grafik kullanılarak çizilmektedir. Bir daire çizilerek herhangi bir ölçek için krankpin örneklenmektedir. 12 ve 18 eşit bölümde  $O_{c1}$  ve  $O_{c2}$  ışınları tarafından daire bölünmektedir. Daha açıklamak gerekirse çizim, uygulanan kuvvetteki noktadan krankpin çemberi üzerinde her iki yönde de 60 derece ile çevrelenen  $R_{c,p,i}$  kuvvetinin her vektörünün etkisi üzerinde varsayılarak gerçekleştirilmektedir. Bununla birlikte her

ışın boyunca (örneğin  $O_c11$  ışını) değişken kuvvetlerin değerini belirlemek için izlenen aşamalar şu şekildedir.



Şekil 4. 34 Krankpin Kullanımının Çizilmesi [22]

- Paralel olarak kutupsal grafikte kullanılan grafikten ışınların aktarımı;
- $O_c11$  ışınının yönünde kullanılan yükleri üreten hareketli  $R_{c,p,i}$  kuvveti ile krankpinde ( $O_c11$  ışınının her yönünde) oluşturulan bölümler ile kutupsal grafiğe istinaden;
- $O_c11$  ışınının bölümleri içerisinde değişken her bir  $R_{c,p,i}$  ( $O_c11$  ışınının bölümleri içerisinde üç kuvvet birlikte değişkenlik göstermektedir. :  $O_c11$  ışını için  $R_{c,p,13}$ ,  $R_{c,p,14}$  ve  $R_{c,p,15}$ ) kuvvetlerinin değerini belirlemek ve  $R_{c,p,\Sigma i}$  ( $R_{c,p,\Sigma i} = R_{c,p,13} + R_{c,p,14} + R_{c,p,15}$ )'in sonuç değerini hesaplamaktadır;
- Merkez boyunca daireden ileri gelen  $O_c11$  ışını boyunca kullanılan grafikte seçilen ölçüğe göre  $R_{c,p,\Sigma i}$  'nin sonuç değerini kesmek;
- Her bir ışının (Örneğin,  $O_c1$  ışınının bölümleri içerisinde değişken  $R_{c,p,13}$   $O_c4$  ve  $O_c5$  ışınlarının bölümlerinde değişken olmayan kuvvetler dışında bütün kuvvetler  $R_{c,p,i}$ ) bölümleri içerisinde değişken kuvvetlerin sonuç değerlerini aynı şekilde belirlemek;

(f) Krank pin kullanımının düz eğim karakteristiği ile uzunluğun sonuna bağlanma ve  $R_{c,p \Sigma i}$  'nin sonuç değerlerine göre seçilen örnekte ilgili her bir ışın uzunluğunda kesmek;

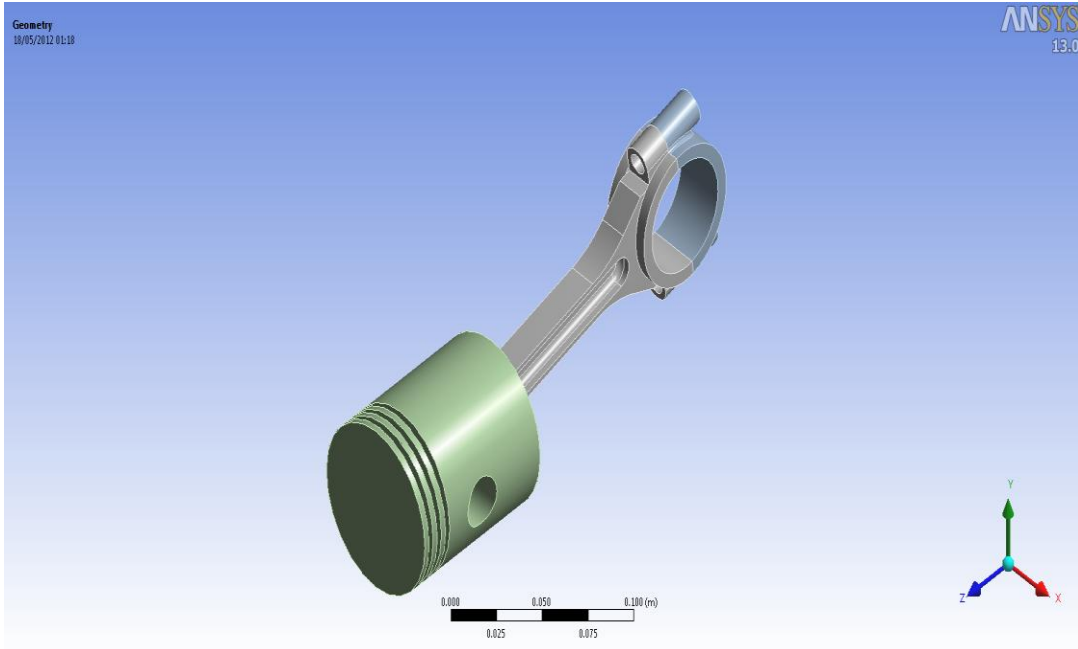
(g)  $O_cA$  ve  $O_cB$  kutupsal grafiklerinde limitli tanjantların kullanılan grafiğe aktarımı ve bu tanjantlardan  $60^\circ$ 'de  $O_cA'$  ve  $O_cB'$  ışınlarının çizimi, kullanılan krankpin eğiminin sınır noktalarını ( $A''$  ve  $B''$ ) belirlenmesi. Bir yağlama deliğinin ekseni genellikle bu noktalara yerleştirilmektedir.

$R_{c,p \Sigma i}$  'nin sonuç değerlerini daha kolay hesaplamak için her bir ışın boyunca hareketli  $R_{c,p i}$  kuvvetlerinin değerlerini ve onların toplamını kapsayan bir tablo (Tablo 9.5) çizilmelidir.

Bir ana rulman şaft yatağı için kullanılan grafik benzer şekilde oluşturulmalıdır [22].

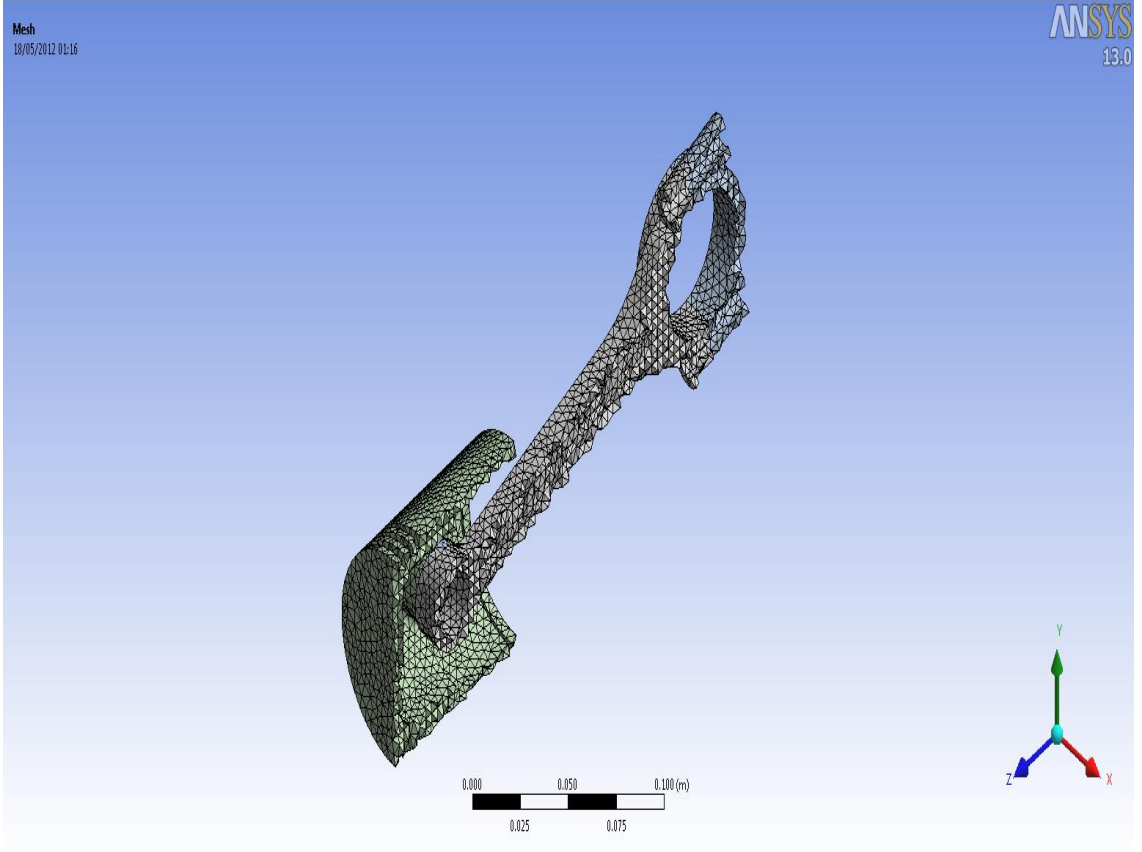
### PİSTON-BİYEL-KRANK MEKANİZMASI DİNAMİK ANALİZ ÖRNEĞİ

Krank biyel mekanizmasının teorik anlatımının örneklendirilerek pekiştirilmesi amacıyla piston-biyel ve piston-biyel- krank sistemine patlama anında uygulanan 100 N'luk kuvvet ile dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

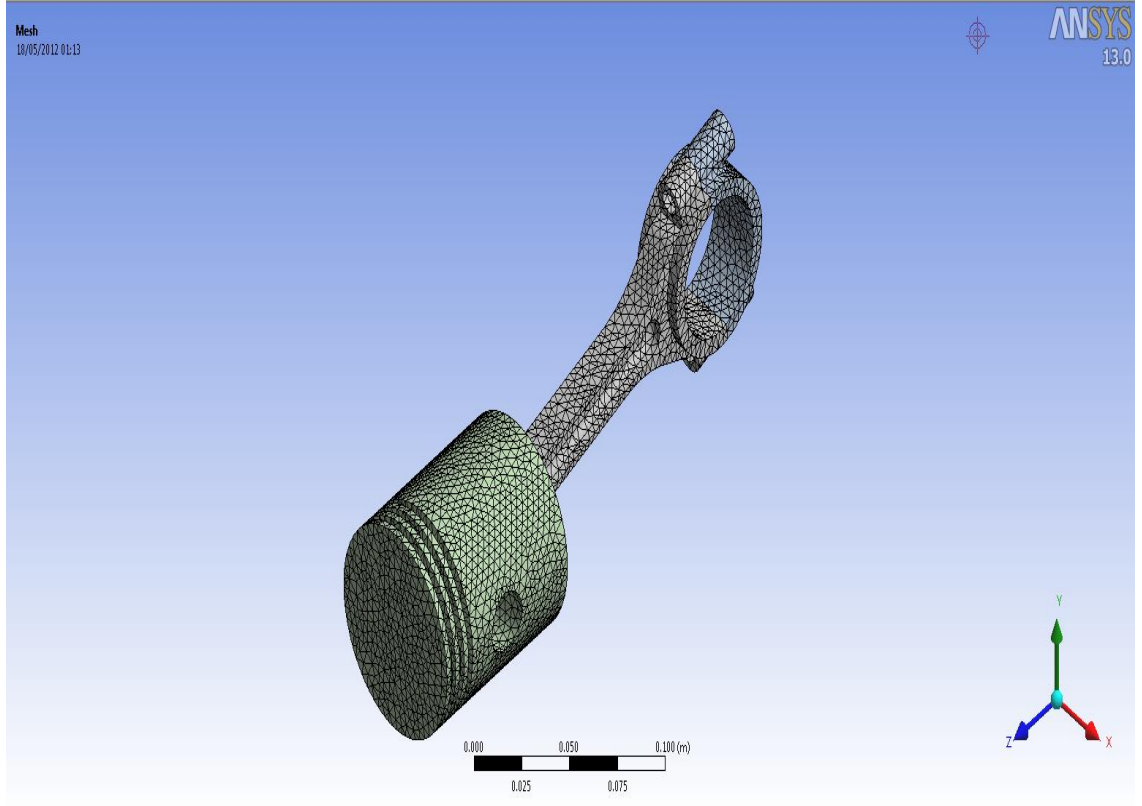


Şekil 5. 35 İncelenen Piston-Biyel Mekanizması

Öncelikli olarak piston-biyel mekanizması incelendiğinde sistem bir bütün ve kesit olarak ele alınmaktadır. Şekil 5.36 ve Şekil 5.37’de mekanizmanın düğüm noktaları ve sonlu elemanları gösterilmektedir.

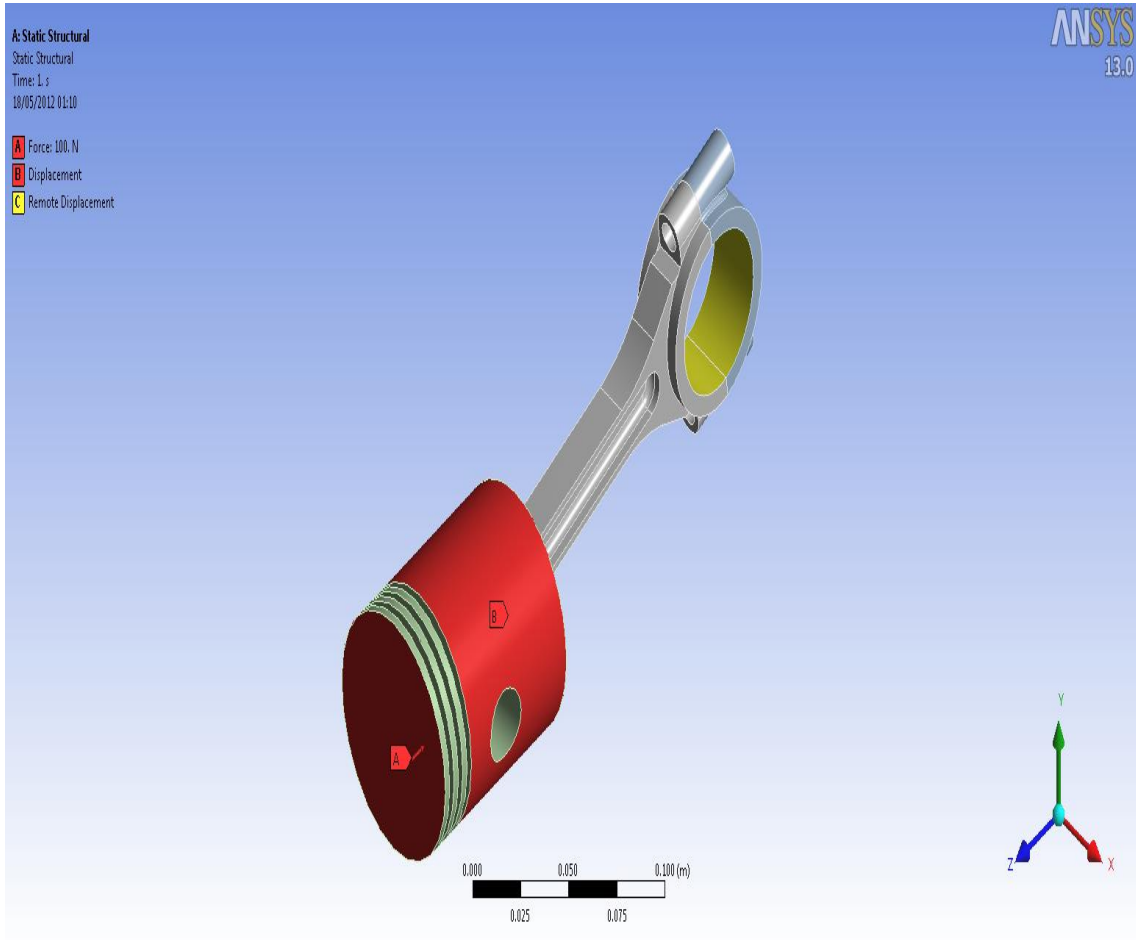


Şekil 5. 36 Piston-Biyel Mekanizmasının Kesidinin Sonlu Elemanları ve Düğüm Noktaları



Şekil 5. 37 Piston-Biyel Mekanizmasının Sonlu Elemanları ve Düğüm Noktaları

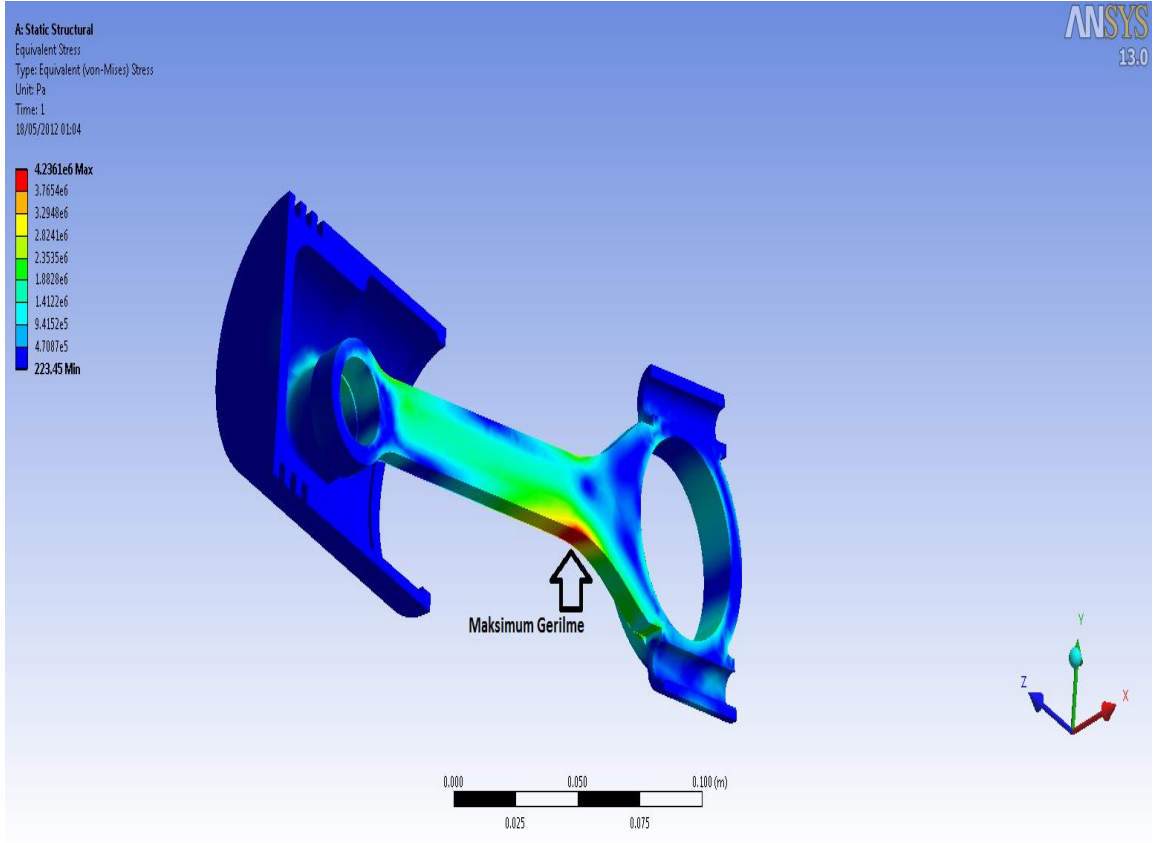
Patlama anında piston yüzeyine uygulanan 100 N'luk kuvvetin oluşan şekil değiştirme etkileri ve bağlantı deplasmanı Şekil 5.38'de görülmektedir.



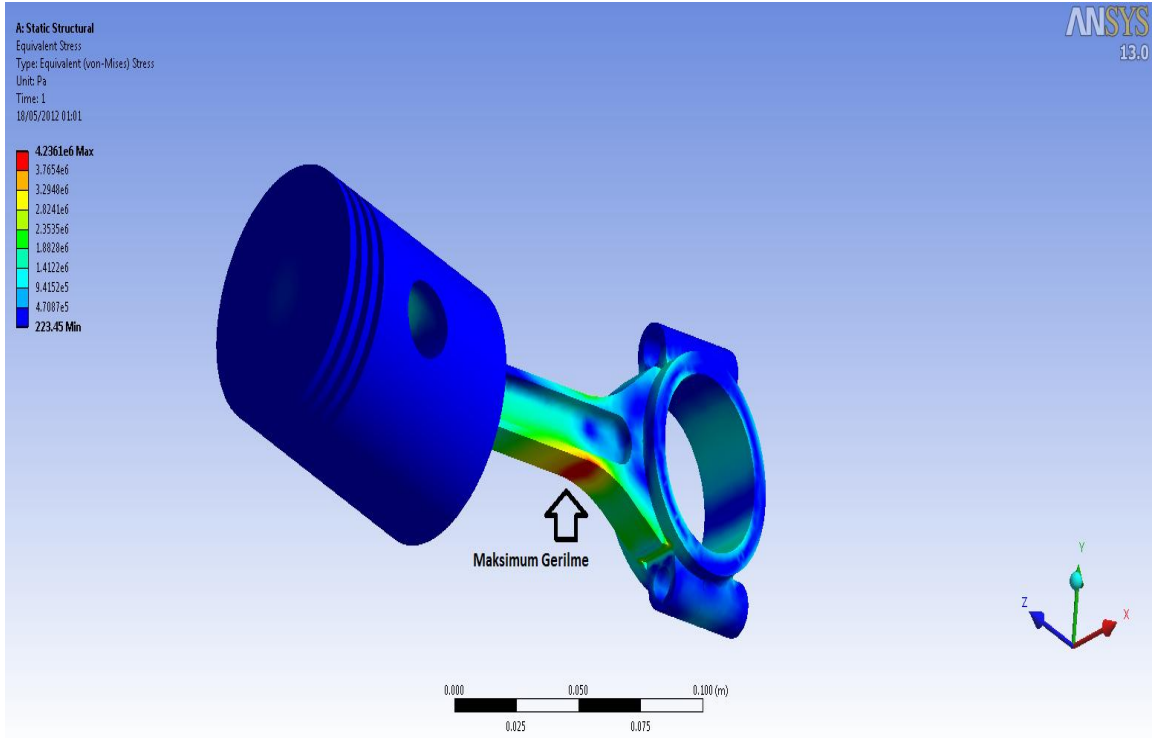
Şekil 5. 38 Piston-Biyel Mekanizmasının Piston Yüzeyine Uygulanan Kuvvet ve Etkileri Uygulanan 100 N'luk kuvvet sonucunda sistemin maruz kaldığı gerilmeler Şekil 5.39 ve Şekil 5.40'da da görüldüğü üzere biyel kolunun boyun bölgesinde yoğun olarak gözlemlenmektedir. Bileşke gerilme değerleri 223,45 Pa ile  $4,2361 \times 10^6$  Pa arasında değişkenlik göstermektedir.

Biyel kolunun bir boyun bölgesinin simetriğinde aynı oranda gerilmenin gerçekleşmemesinin nedeni biyelin açılı olarak hareket etmesidir (Şekil 5.40 ve Şekil 5.41).

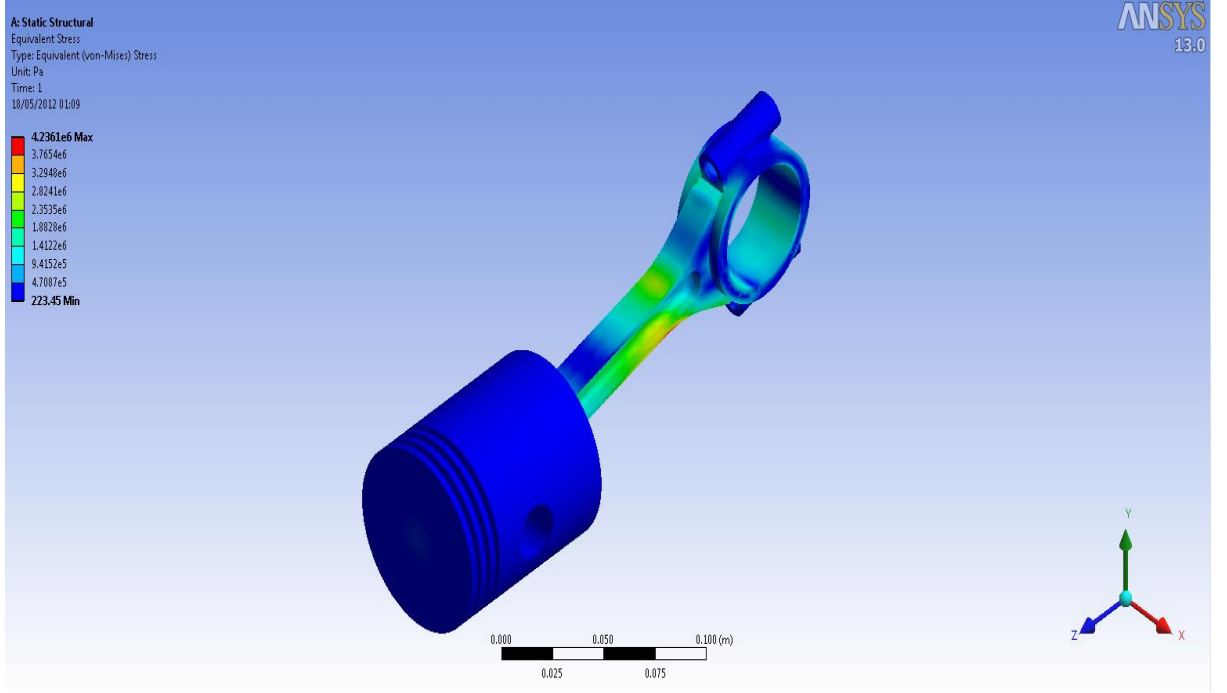
Bir sonraki bölümde karşılaşılan bir arızada da örneklendirileceği üzere bu gerilmenin sonucunda biyel kollarında kopma meydana gelebilmektedir.



Şekil 5. 39 Piston-Biyel Mekanizmasının Kesidinin Toplam Gerilmeleri

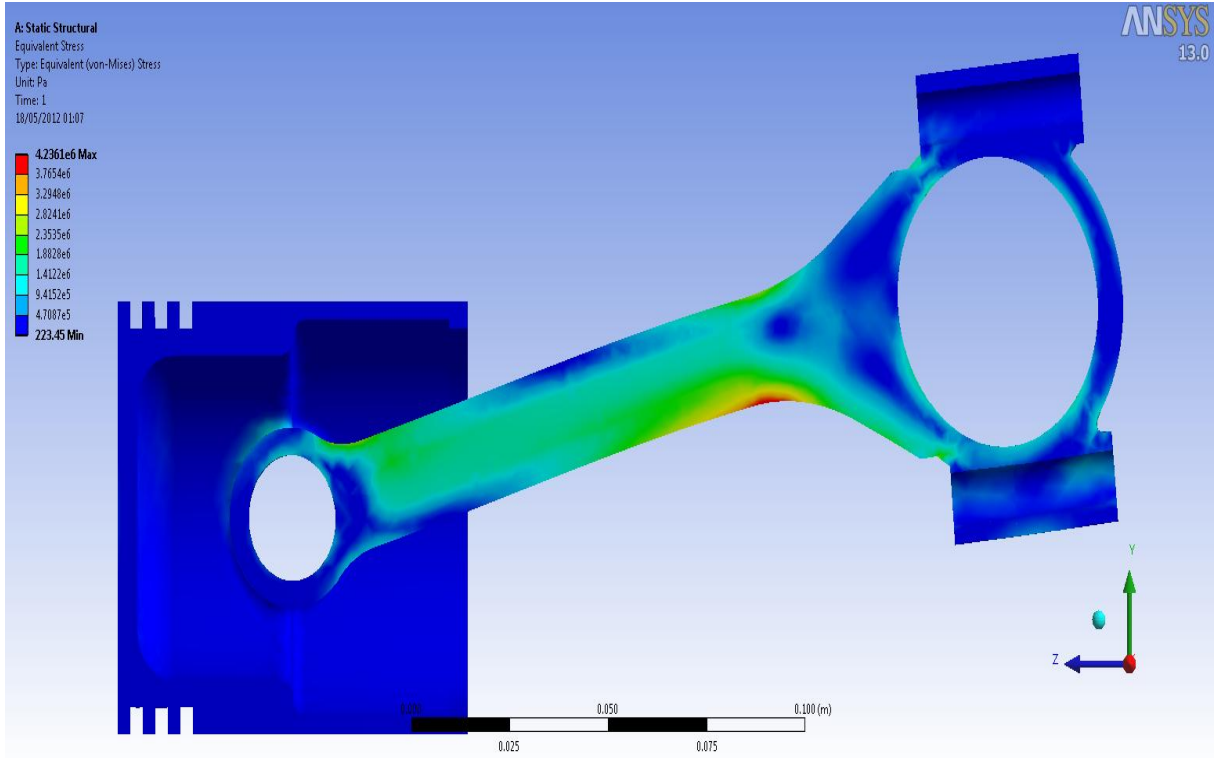


Şekil 5. 40 Piston-Biyel Mekanizmasının Toplam Gerilmeleri



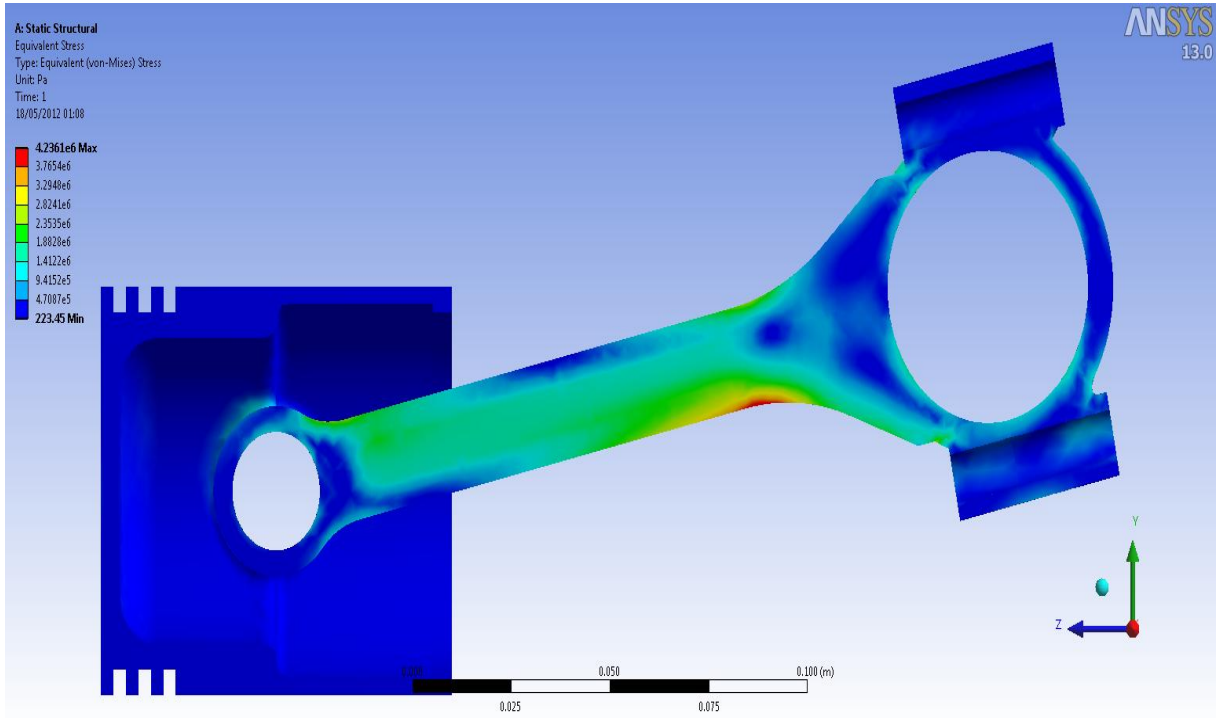
Şekil 5. 41 Piston-Biyel Mekanizmasının Diğer Yüzeydeki Toplam Gerilmeleri

Şekil 5.42 ve Şekil 5.43’de gaz basıncı ile kranktan gelen basma etkisinin yarattığı piston hareketi sonucunda yer değiştirme kolaylıkla görülmektedir.



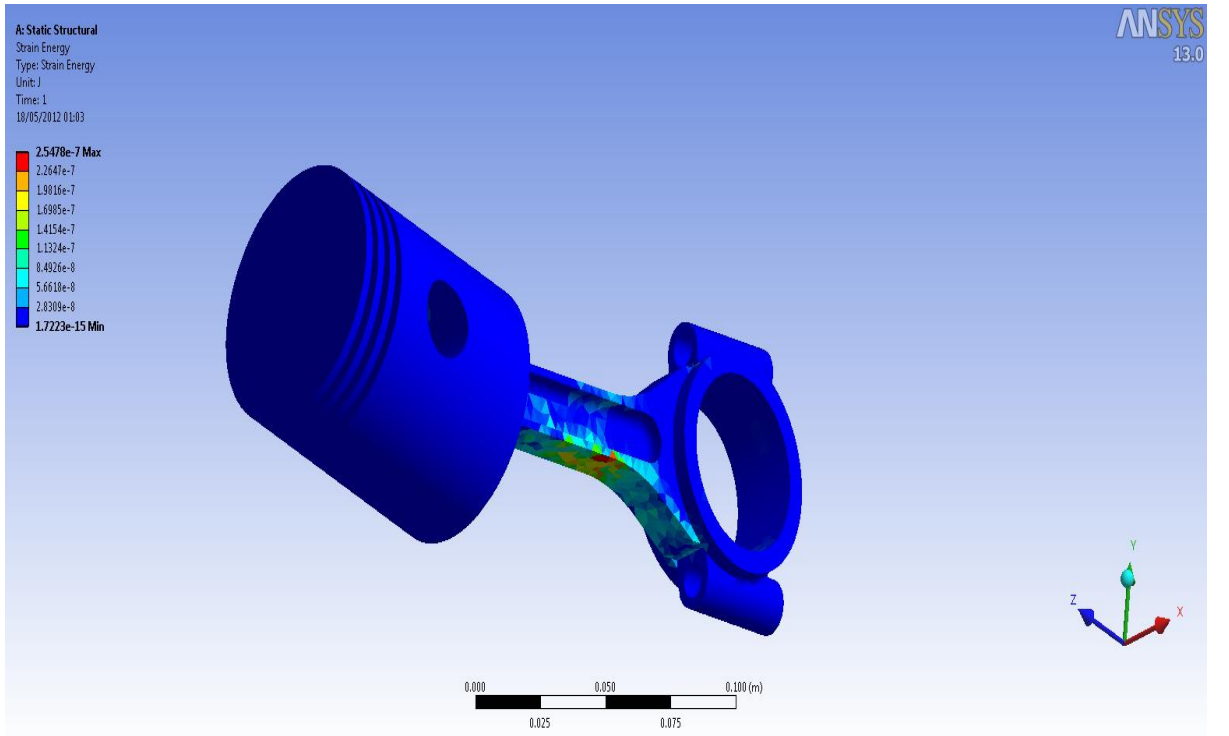
Şekil 5. 42 Piston-Biyel Mekanizmasının İlk Şekil Değişirme Anı





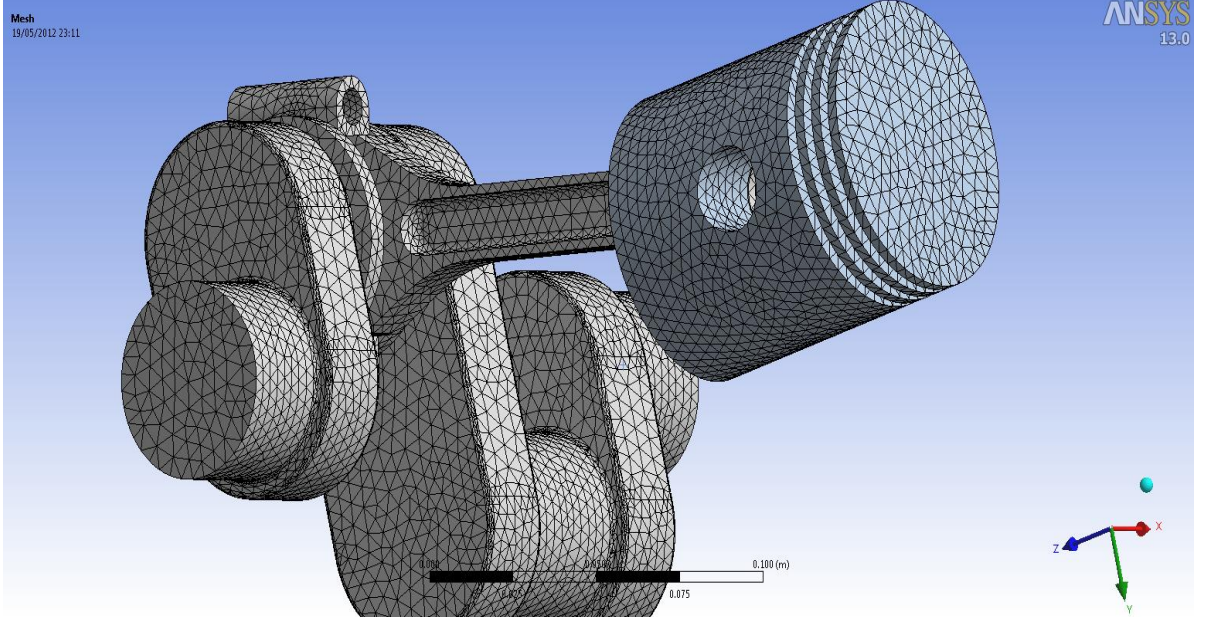
Şekil 5. 43 Piston-Biyel Mekanizmasının Sonraki Şekil Değişirmesi Anı

Sistemin gerilme enerjisi de yine boyun bölgesinde maksimum değerine ulaşmaktadır ve gerilme enerjisi değerleri  $1,7223 \times 10^{-15}$  J ile  $2,5478 \times 10^{-7}$  J arasında değişiklik göstermektedir.

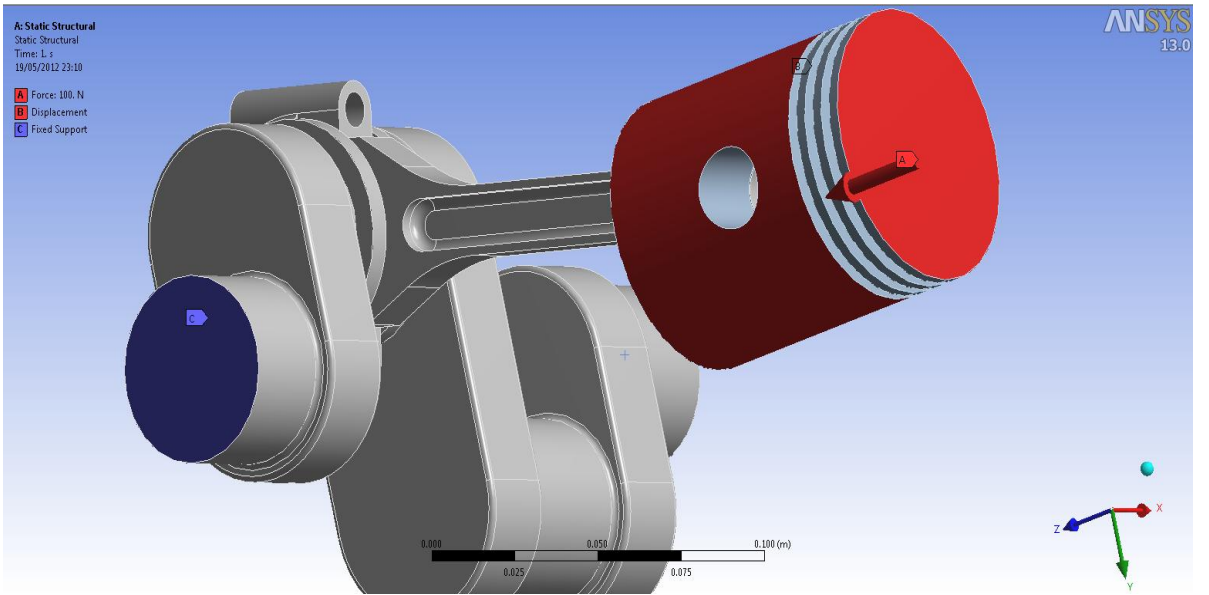


Şekil 5. 44 Piston-Biyel Mekanizmasının Toplam Gerilme Enerji Değerleri

Piston-biyel mekanizmasının krank etkilerini incelerken kullanılan sistem için kabul edilen verilerden bahsedilirse birim sistemi metrik sistemidir. Açılar derece, dönme hızı rad/s ve sıcaklık selsius olarak kullanılmaktadır. Örnek alınan sistemin hacmi  $9,4724 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  ve kütleli ağırlığı da 7,4359 kg'dır.

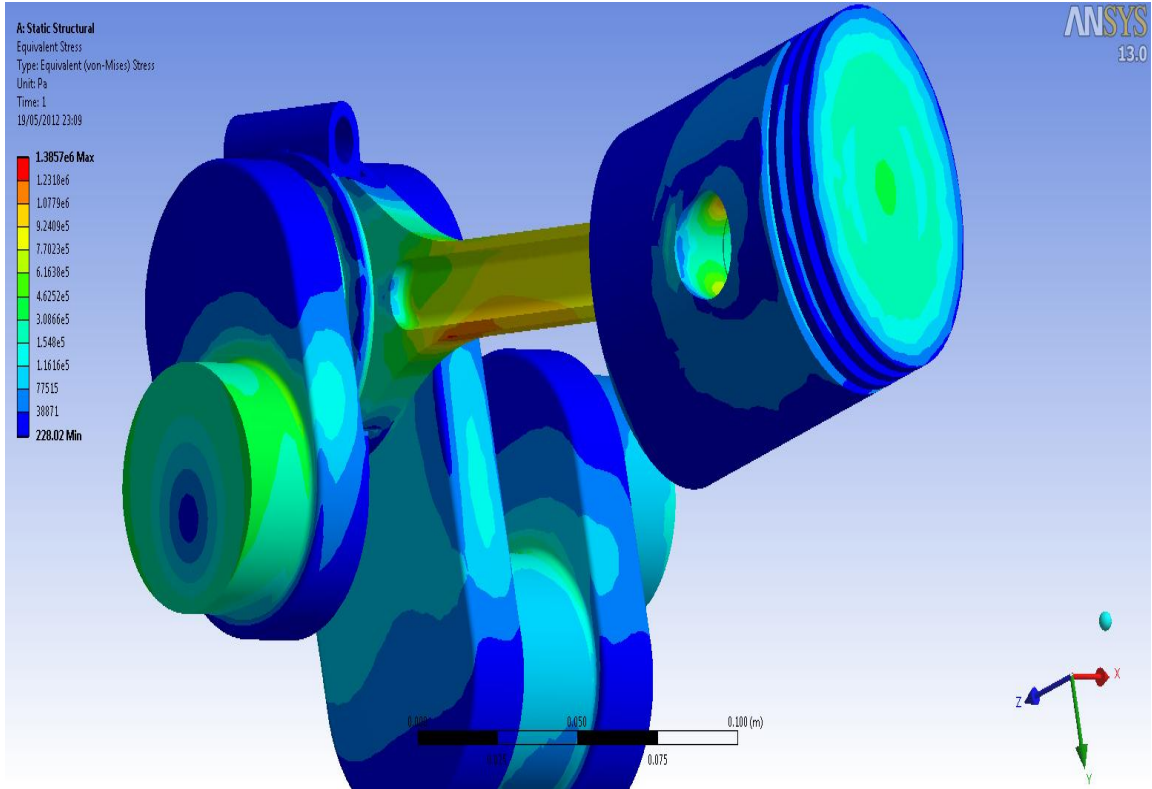


Şekil 5. 45 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Sonlu elemanları ve Düğüm Noktaları Patlama anında piston yüzeyine uygulanan 100 N'luk kuvvetin oluşan şekil değiştirme etkileri ve bağlantı deplasmanı Şekil 5.46'de görülmektedir. Krankın bir ucu sabit destek olarak varsayılmaktadır.



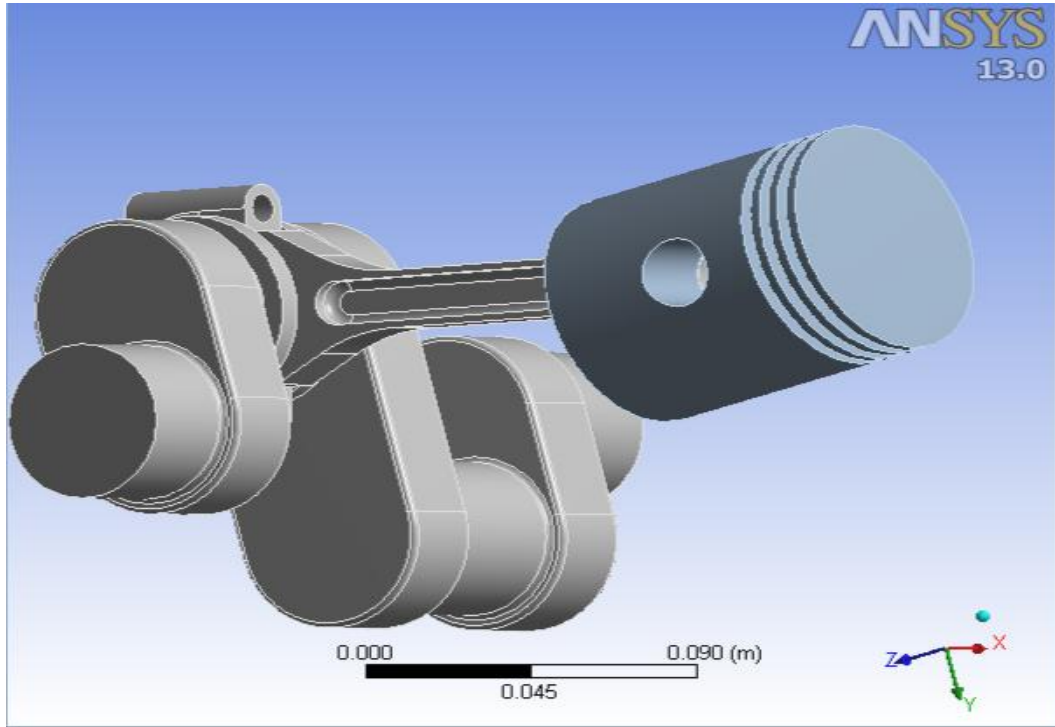
Şekil 5. 46 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Piston Yüzeyine Uygulanan Kuvvet ve Etkileri

Sistemin krank etkileri incelendiğinde uygulanan 100 N'luk kuvvet sonucunda sistemin maruz kaldığı gerilmeler Şekil 5.47'de da görüldüğü üzere biyel kolunun boyun bölgesinde yoğun olarak gözlemlenmektedir. Piston üzerindeki gerilmeler yaklaşık olarak  $1,0779 \times 10^6$  Pa ile  $1,3857 \times 10^6$  Pa arasında değişmektedir. Ayrıca piston ile biyelin bağlantı bölgesi de kritik gerilmeye maruz kalmaktadır. Sistemin bileşke gerilme değerleri 228,02 Pa ile  $1,3857 \times 10^6$  Pa arasında değişkenlik göstermektedir.



Şekil 5. 47 Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Toplam Gerilmeleri

Seçilen sistemin analizinde malzeme olarak çelik seçilmiştir. Sistem analizi yapılırken incelenen mekanizma öncelikle sonlu eleman ağına bölünmektedir. İso metrik resimlerden de görüleceği üzere sonlu elemanlar ve düğüm noktaları (nodlar) gösterilmektedir. Ayrıca analiz, sistemin bütün ve yarım olarak bölünmesi ile gerçekleştirilerek kuvvetler sonucu oluşan gerilmelerin sonuçlarını görmemizi sağlamaktadır.



Şekil 5. 48 İncelenen Piston-Biyel-Krank Mekanizması

Çizelge 5. 8 Analiz Verileri

Definition	
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
Properties	
Volume	9.4724e-004 m <sup>3</sup>
Mass	7.4359 kg
Statistics	
Bodies	2
Active Bodies	2
Nodes	771687
Elements	552660
Mesh Metric	None

Analiz verilerinden de görüleceği üzere sistem 771687 düğüm noktası ve 552660 sonlu elemana bölünmektedir.

Çizelge 5. 9 Analiz Sonuç Verileri

Object Name	Upper Connecting Rod &	Piston Head &	
<b>Material</b>			
Assignment	Structural Steel		
Nonlinear Effects	Yes		
Thermal Strain Effects	Yes		
<b>Properties</b>			
Volume	8.1497e-004 m <sup>3</sup>	1.3228e-004 m <sup>3</sup>	
Mass	6.3975 kg	1.0384 kg	
Centroid X	0.15566 m	0.12541 m	
Centroid Y	-2.5215e-003 m	-2.076e-007 m	
Centroid Z	-4.7593e-003 m	-0.19119 m	
Moment of Inertia Ip1	1.1055e-002 kg·m <sup>2</sup>	1.187e-003 kg·m <sup>2</sup>	
Moment of Inertia Ip2	2.735e-002 kg·m <sup>2</sup>	1.1776e-003 kg·m <sup>2</sup>	
Moment of Inertia Ip3	2.707e-002 kg·m <sup>2</sup>	1.087e-003 kg·m <sup>2</sup>	
<b>Statistics</b>			
Nodes	709463	62224	
Elements	512216	40444	
<b>Options</b>			
Environment Temperature	22. °C		
<b>Definition</b>			
Type	Force	Displacement	Fixed Support
Define By	Vector	Components	
Magnitude	100. N (ramped)		
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Strain Energy	Total Deformation
By	Time		
<b>Results</b>			
Minimum	228.02 Pa	1.0683e-016 J	0. m
Maximum	1.3857e+006 Pa	3.2336e-008 J	1.0449e-006 m
Minimum Occurs On	Piston Head &	Upper Connecting Rod &	
Maximum Occurs On	Upper Connecting Rod &		Piston Head &
<b>Structural Steel &gt; Constants</b>			
Density	7850 kg m <sup>-3</sup>		
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C <sup>-1</sup>		
Specific Heat	434 J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		
Thermal Conductivity	60.5 W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		
Resistivity	1.7e-007 ohm m		
Compressive Yield Strength Pa	Tensile Yield Strength Pa		
2.5e+008	2.5e+008		
Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

Çizelge 5.9'da da görüldüğü gibi sistem iki parça olarak biyel ve piston bağlantıları olarak sonuç vermektedir. Verilerden kütle merkezleri, atalet momentleri, düğüm noktaları ve sonlu elemanların sayısal değerleri görülmektedir.

Young's Module olarak çıkarılan sonuçla bahsedilen elastisite modülü (E), birim uzama ( $\epsilon$ ) değeri ile çarpıldığında gerilme değerini ( $\sigma$ ) vermektedir ( $\sigma = E \cdot \epsilon$ ).

Enine kılalma değerinin boyuna uzamaya oranı olarak verilen Poisson oranı ( $\gamma$ ) 0,3 'dür. Sistem üç boyutlu olarak düşünöldüğünde daralıp genişleme (hacim) modölü olarak adlandırılan Bulk modölü ( $\beta$ ) değeri de  $1,6667 \times 10^{11}$ 'dir. Shear modöl olarak adlandırılan kayma modölü ( $\tau$ ) değeri de  $7,6923 \times 10^{10}$ 'dur.

Analiz sonucunda sistemin basma ve çekme akma gerilmesi;

$\sigma_{Ak} = 2,5 \times 10^8$  Pa = 2548,4 kg/cm<sup>2</sup> ve Emniyet katsayısı s=1,5 'dir.

$\sigma_{emn} = \sigma_{Ak}/s = 1699$  kg/cm<sup>2</sup> olmaktadır ve sistemimiz emniyetlidir.

Çizelge 5. 10 Devir Sayılarında Birbirini İzleyen Gerilme Değerleri

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

Çizelge 5.10'da gösterildiği gibi sistemin belirli devir sayılarında ki birbirini izleyen gerilmeler  $8,62 \times 10^7$  Pa ile  $3,999 \times 10^9$  Pa değerleri arasında değişkenlik göstermektedir.

Sonuç olarak gerek piston-biyel mekanizmasının gerekse piston-biyel-krank mekanizmasının dinamik analizi maksimum gerilmenin biyelin boyun bölgesinde yoğunlaştığını göstermektedir. Aynı bölgenin diğer kısmında aynı gerilmenin çıkmamasının nedeni de pistonun krankla yapmış olduğu radyal hareketidir. Ve genellikle arızalar maksimum gerilmenin yaşandığı bölgelerde oluşmaktadır.

### GEMİ DİZEL MOTORLARI ARIZALARINA GİRİŞ

Gemilerin dizel motorlarından beklenen performansı sağlamak amacıyla ideal çalışma şartlarında yapılan periyodik kontroller, bakım-tutumlar ve müdahaleler önemlidir.

Gemilerin sevki için ilk hareketin verildiği, sevkinin sağlandığı ve teknik bakımların yapıldığı yer makine dairesidir. Yakıt sistemleri, yağlama yağı sistemleri, hareket havası sistemleri, temiz su sistemleri, soğutma suyu sistemleri, pis su sistemleri gibi donanımların montaj, bakım-tutum işlemleri makine dairesinde gerçekleşen günlük rutin operasyonlardır.

Günümüz teknolojisi ile gemilerin makine daireleri de insansız olarak sevke olanak sağlayabilse de olası arızalarda insan müdahalesine gerek duymaktadır. En basitinden seperatörlerde basınç düşüp yükselmesinden gerçekleşen acil durma (emergensi stop) durumlarında alarm çalmasına rağmen müdahale edilmezse sistemler yakıtsız kalarak makine durur geminin elektrik üretimi ve sevki durabilir.

Otomasyon sistemlerine rağmen gemilerin makine dairesindeki sistemlerde karşılaşılan arızalardan korunmak için düzenli olarak kontrollerin yapılması gerekmektedir. Vardiyalı sistemlerle çalışmamasına rağmen rutin olarak alınan iskandil değerleri, sıcaklık değerleri vs. ile olası arızalar daha gerçekleşmeden önlenmiş olabilmektedir. Otomasyon sistemine güvenilerek gerekli kontroller yapılmadığında daha 1 yaşını doldurmamış gemilerde bile ana makinede yatak sarma arızalarına rastlanabilmektedir. İnsansız makine dairelerinde bile insan önemli bir yer tutmaktadır. Planlı bakım tutum ile sistemlerin çalışma saatlerine göre gerekli müdahaleler (overoller, temizlikler,

kontroller, vs.) yapılarak makinede işleyiş normal seyrinde devam ettirilmeye çalışılır. Günümüzde ekonomik hamlelerin önemine göre planlı bakım tutum işlemleri önemli rol oynamaktadır. Gerçekleşen arızalar ile can ve mal kaybına dönüşen kazalar oluşabilmektedir.

Yukarıda bahsedildiği gibi olası ufak bir arızada dahi gemiyi bir sistem olarak düşündüğümüzde telafisi zor ve maliyetli olabilecek aksaklıklara neden olmaktadır. Bunun gibi sorunlar makinenin ömrüne, personelin bakım-tutum ile bilgisine, dikkatine, düzenli kontrollerine gibi parametrelere göre değişiklik göstermektedir. Personel ne kadar bilinçli olup ne kadar işini dikkatli yaparsa makinede gerçekleşebilecek olan arızalar en aza indirgenebilmektedir.

Elbette ki gemi makine daireleri de sonuçta bir sistemdir ve her sistemde montajdan dahi kaynaklanabilecek aksaklıklar olabilmektedir. Bu yüzden üretici firmalardan garanti alınmaktadır. Fakat tüm gemi personeli sıkıntılı aksaklıklarla karşılaşmak istemez. Bu yüzden rutin kontrollerini elinden geldiğince dikkatli yapmaktadır. Çünkü olası arızalar kendi canına bile mal olabilmektedir. Aynı zamanda gemi makine personelinin kalitesi arızaya müdahalesi ile belli olsa da arıza gerçekleşmeden öngörü yapıp operasyonunu gerçekleştiren personelin yetenekleri daha kolay göze çarpmaktadır.

Yaşanabilecek arızaların önceden tahmin edilmesini sağlamak için öncelikle günlük gözlemler ve makineden okunan değerler düzenli olarak kaydedilmelidir. Bunun yapılabilmesi için gemilerde "makine journali" olarak bilinen işletme kayıt defteri tutulmaktadır. Günlük rutin olarak alınan ana makine ve yardımcı makineler ile ilgili değerler düzenli olarak bu deftere işlenir. Aynı zamanda yapılan günlük işlerle birlikte olası arızalarda en o sistem için hangi işlemin yapıldığı kolaylıkla görülebilir. Makine jurnaline ana makine ve yardımcı makinelerin çalışma saatleri, basınç ve sıcaklık değerleri(emme havası, ilk hareket havası, soğutma suyu, yağlama yağı, vs.),türbin devri ile giriş çıkış sıcaklıkları, geminin seyir hızı ve devri, kazan ve pervane ile ilgili değerler düzenli olarak kaydedilmelidir. Makinelerin kullanım kitapçıklarındaki optimum değer aralıkları ile birlikte jurnale işlenen değerler karşılaştırılarak değişimler incelenmektedir. Anormalliklerde yerinde tespit ile gerekli müdahaleler yapılmaktadır.



Arızaların farkına varılmasının bir başka yolu da makinenin ilk hareketinde ve çalışma anında meydana getirdiği seslerdir. Gemi makine işletme mühendisleri ve personelleri gürültülü makine dairesinde duydukları seslere aşınadırlar ve olası bir anormal seste gerekli müdahale için araştırmalara başlarlar. Sesin yeri saptandıktan sonra olabilecek arıza hızlı bir şekilde tahmin edilip gerekli tedbirler alınır. Bu anormal sesler genellikle vuruntu, çarpma, vınlama, ötme ve sürtme şeklindedir.

Gemi makinelerinde ki arızaların fark edilmesi için gemi makine dairesinde çalışan tüm personel duyu organlarını iyi kullanabilmektedir. Görme duyusunu kullanarak duman, yağ, yakıt, su, vs. sızıntıları tespit edilir. Koku duyusu ile yanık kokusu gibi yayılmaları fark edebilirler. Dokunma duyusu ile aşırı ısınma, sızıntı, cıvata torkları kontrol edebilirler. Duyma duyusu ile makine dairesindeki anormal sesler fark edilir. Yeri geldiğinde de tatma duyusu ile sızıntının ne olduğu anlaşılır, üretilen temiz suyun tuzluluğu için ön kaniya varılır.

Makine dairesi tecrübe önemli bir avantaj olsa da sürekli olarak gözlem yaparak mantık yürüterek merak edip araştırarak kendisini geliştiren bir işletmeci arızalara yerinde müdahale ederek olası arızaları en aza indirgeyerek aksaklıkları giderebilmektedir [1].

### **6.1 Segmanlarda Karşılaşılan Arızalar**

Gemi dizel motorları tasarlanırken ve gerekli bakım tutumlar yapılırken ölçümlerin önemi her an karşımıza çıkmaktadır. Segman, pistonun üzerine takılı olan silindir gömleği ile piston arasında bulunan ve contanın görevini yapan bir parça olarak adlandırılabilir. Bilindiği üzere metallerin birbirine sürtmesi kötü sonuçlara neden olmaktadır. Bu yüzden piston silindir gömleğine sürterek hareket etmeyip aradaki ince segman sayesinde metaller birbirine sürtmemiş olur ve bu segmanı motor sürekli yağlayarak aşınmasını en aza indirmeye çalışır. Segman kırılabilir bir parça değildir düzenli bakım tutumla tasarım ömrü boyunca motor içerisinde işlevini görür. İşlevini kısa sürede yitirmesinin sebepleri motorun hararet yapması, gerektiğinden uzun süre yağ değiştirmemek, çok devirli kullanım, ateşleme sistemi arızalarına zamanında müdahale etmeyerek motoru vuruntulu kullanmak, yağlama sistemi arızalarına rağmen gerekli bakım tutumu yapmamak ve layner çaplarında ki yüksek

değerlerdir. Şekil 6.49'da gösterildiği gibi segman kırılmaları genellikle anormal hareketler sonucunda oluşan arızalardır.



Şekil 6. 49 Segman Kırılmalarına Örnekler

## 6.2 Dizel Motor Yataklarında Karşılaşılan Arızalar

Gemi dizel motorlarında yatak arızalarında en çok “yatak sarması” olarak bilinen hasarlarla karşılaşılmaktadır. İşletme hataları, düzenli bakım tutum aksaklıkları, çalışma saati dolan parçalarının zamanında değiştirilmemesi, yatakların yağsız kalması ve yağda su oranının artması gibi nedenlerden ötürü dizel motor yataklarında ciddi hasarlar gözlenmektedir.

Yatak sarması arızalarının bir nedeni de kepin ovalite ölçüsünün yüksek olmasıdır. Ovalite yüksek olunca yatak çeneleri olması gerektiğinden daha fazla açılarak yağ filminin incelmeye sebep olmaktadır. Bu nedenden dolayı krank, krank yatağında sürtünmeye başlar ve arıza aşağıdaki resimlerde de görüldüğü şekliyle gerçekleşmektedir. Ovalitenin sebepleri genellikle malzeme kalitesinden ve malzeme

ömründen kaynaklanmaktadır. Ovaliteli kepler hidrolik sıkma metodu ile montajlanarak tekrar kullanılmaktadır.



Şekil 6. 50 Dizel Motor Yataklarında Gözlemlenen Arızalar

Az önce de bahsedilen şekliyle aşağıdaki örnekten de anlaşılacağı gibi gemi dizel makinelerinde yatak arızalarına sıklıkla rastlanmaktadır.

Yatak kayıklığından kaynaklanan arızalardan bahsetmek gerekirse, yatak kepi ovalitesindeki anormalliklerden dolayı kademeli olarak maksimum basınçlarda ki dengesizliğe neden olabilmektedir.



Şekil 6. 51 Dizel Motor Yataklarında Kaymadan Oluşan Arıza

Montaj sırasında yataklardan ölçü alınması sırasında kolaylık olsun diye alt kısımdan ve üst kısımdan ayrı ayrı %10'ar oranlarda ölçü alınması gerekirken tek taraftan alınan %20'lik ölçü Şekil 6.51 ve Şekil 6.52'de de görüldüğü gibi çapta kayıklığa neden olmaktadır. Pistonun, yanma basıncının olduğu sıkıştırma anında üst ölü noktada olması gereken yerden daha aşağıda olmasına neden olan bu kayıklıktan dolayı yanma basıncı değişmektedir. Yanma basıncındaki değişiklik maksimum basınç değerinde düşük değer oluşmasını sağlamaktadır ve egzost sıcaklık değerleri düşmektedir. Yakıt

pompasından yakıt arttırılıp denge sağlanmaya çalışılınca bunun sonucunda da maksimum basınç değerleri dengesiz olmaktadır.



Şekil 6. 52 Dizel Motorlarında Kaymış Yatak Örneği

Dizel motor yataklarında karşılaşılan bir başka arızalara roker armlarda da karşılaşılmaktadır. Gemi dizel motorlarında genellikle işletme arızaları ile karşılaşılmaktadır. Ancak tasarım hataları sonucunda da dizel makinelerde çeşitli aksaklıklara rastlanmaktadır. Örneğin aşağıdaki resimlerden de görüleceği gibi roker armlar (valf itecekleri) aşınma sonucunda sarmıştır. Şekil 6.53'de görüldüğü gibi roker armin pime temas eden kısmı burçsuz olarak tasarlandığından dolayı pim burca temas etmeden direk olarak roker arm ile çalışınca sarma ve çatlak görülmektedir. Bu tip dizayn aksaklıkları genellikle pratik olarak çözümlenmektedir. Örneğin burada ki arıza da pirinç malzemedeki yatak yapılıp %10 sıkılıkla sıkı çakma yapıldıktan çalışma sağlanabilmektedir.



Şekil 6. 53 Roker Armda Gözlemlenen Arıza Örneği

### 6.3 Piston (Biyel) Kolu - Konnektin Rodlarda Karşılaşılan Arızalar

Konnektin rodlarda sıklıkla karşılaşılan ve teknik tabiri ile “Kol çıkması” olarak da bilinen bir arıza örnek olarak verilmektedir. L’Orange PFO-G009B V tipi dizel jeneratöründe karşılaşılan arıza yeterli yağlamanın gerçekleşmemesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 6. 54 Konnektin Rodlarda Karşılaşılan Arıza Örneği

Şekil 6.54'de görebileceğimiz şekliyle konnektin rodlardan biri karterin içine düşerken diğeri yerinde durmaktadır. Az önce de bahsettiğimiz gibi bu tip arızalara genellikle pistonun yağsız kaldığı durumlarda rastlanmaktadır. Konnektin rodların içinde bulunan yağ kanallarının ağzındaki çek valfler (yağlama yağının yukarı çıkmasını sağlarken geri dönüşünü engelleyen valf) (Şekil 6.55) tıkanınca gacın pini yağlanamaz.



Şekil 6. 55 Biyel Kolu Yağlama Kanalları Ağzında Bulunan Çek Valf Örneği

Gacın pini yağlanamayınca kademeli olarak yağlama eksikliği piston arızasına kadar ulaşabilmektedir. Ancak burada pistonun kırıldığı ve piston kolunun yerinden çıktığı görülmektedir. Şekil 6.56'de görüldüğü üzere gacın pin yağsız kaldığından dolayı yerinden bile çıkmamıştır [23].



Şekil 6. 56 Yerinden Çıkmayan Gacın Pini ve Biyel Kolu

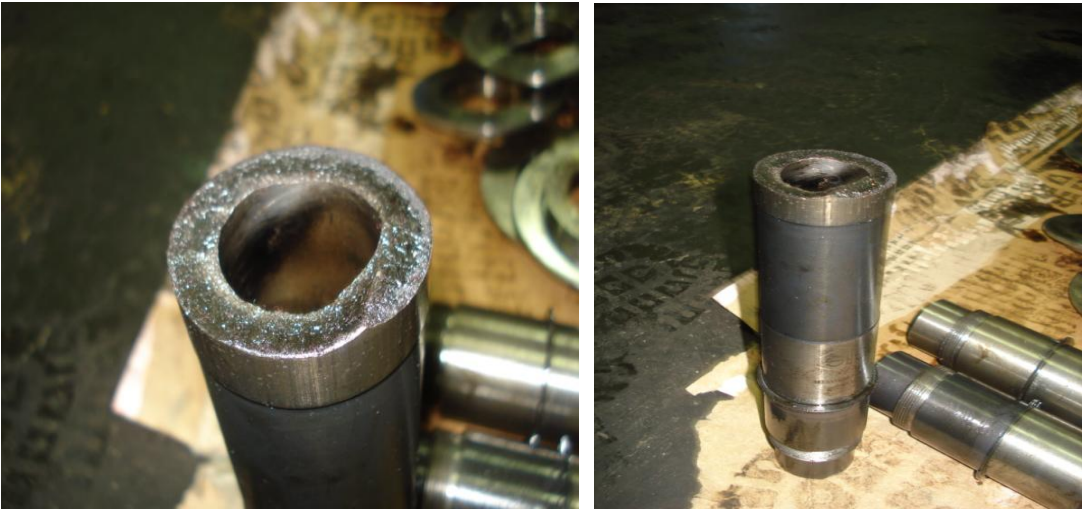


Şekil 6. 57 Yağlama Yağının Eksikliğinden Yataklarda da Görülen Aşınma

Kol çıkaran makinelerde konnektin rod ovalite limitleri (optimum limit %10'dur) farklılık gösterince yağ filmi incelik, konnektin rod krank jurnaline temas etmeye başlar. Bu gerçekleşince de yatak sarması olarak adlandırılan ve Şekil 6. 57'de gösterilmekte olan arıza gözlemlenebilmektedir.

#### 6.4 Krankşaftlarda Karşılaşılan Arızalar

Kemşaftlarda karşılaşılan arızalar ile genellikle aşırı devirli çalışmalar sonucunda karşılaşılmaktadır. Aşırı devirli çalışma sonucunda kemşaft hızlanarak çalışmaya devam eder. Kemşaftın aşırı hızı sonucunda krank ile piston hızı da artmaya başlar. Aşırı devirli çalışma zincirleme reaksiyon göstererek yakıt pompasındaki tahriğin hızlanması sonucunda çekme ve darbe dayanımının kötüleşmesi barrıl plancırın kırılmasına neden olacak arızalar yaratabilmektedir. Kırılmış bir plancır örneği Şekil 4.47'de gösterilmektedir. Bu tip arızaların giderilmesi sırasında genellikle kemşaftlar sökülüp kontrol edildikten sonra yatakları sökülüp yenilenmektedir.



Şekil 6. 58 Barrıl Plancır Kırılması Örneği

Kısaca plancırdan bahsetmek gerekirse yüksek basınç pompalarının oluşturulmasıyla motorun her çevrimi için yakıt miktarını saptamak ve onu püskürtme için gerekli basınçla enjektörlere gönderme görevini gerçekleştirmektedir. Pompa tarafından sağlanan yüksek basınçlı yakıt; enjektörün iğnesini kaldırarak yanma odasına püskürtülmektedir. Bu pompalar tümüyle pistonlu türden yapılmakta olup küçük çaplı bir piston veya plancır ile bu plancırın içinde çalıştığı bir silindirden oluşmaktadır.

Yakıt kamının, kam makarası yardımıyla pompa plancırına verdiği yukarı hareket nedeniyle sağlanan basınçlı yakıt, yüksek basınç pompasından boru devresi yardımıyla enjektöre gönderilir. Böylelikle, iğne yakıt tarafından yukarı kaldırılır, basınçlı yakıt yanma odasına püskürtülür. Bu devrede en önemli görev yüksek basınç pompasına

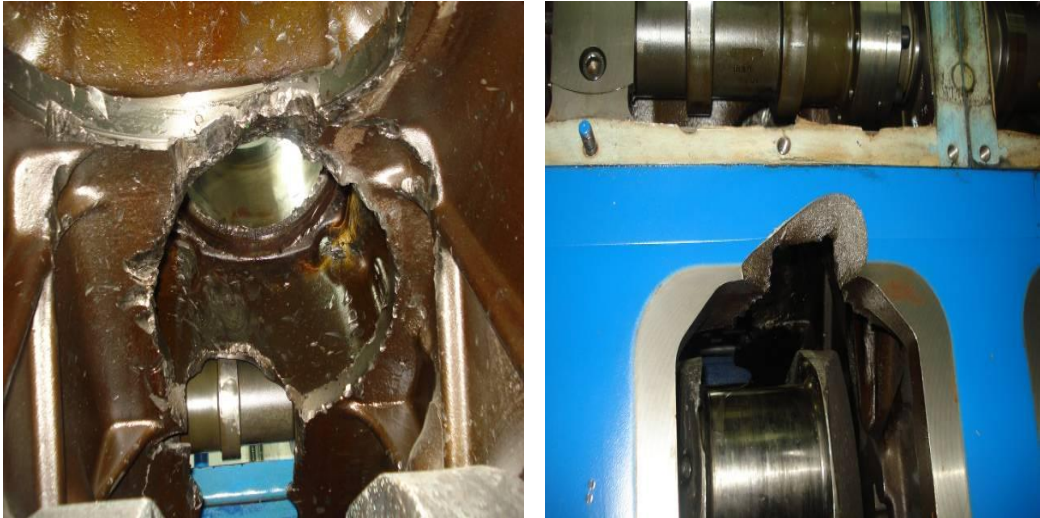


yüklenmiştir. Çünkü pompa, silindirlere püskürtülecek çok küçük ve belirli miktardaki yakıtı yüksek basınçla ve zamanında enjektörlere iletmek zorundadır.

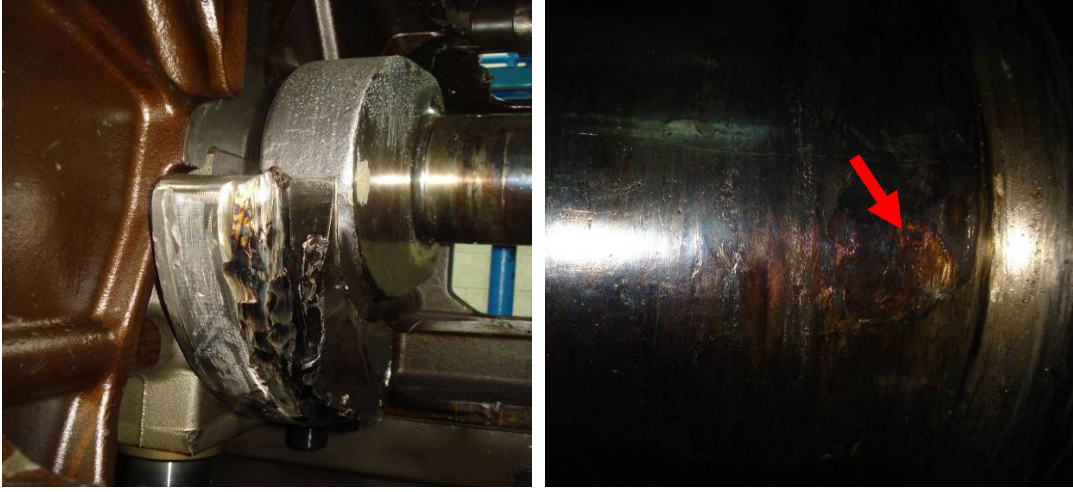
DEUTZ 628 tipi bir dizel motorda yağlama yağının eksikliğinden ve malzeme yorgunluğundan dolayı karşılaşılan arıza incelendiğinde makine üzerinde ki A2 ve B2 biyel kollarının keplerinin biraz üzerinden kırılarak çalışma bölgesindeki kısımlarına hasar verdiğini görülmektedir. Arıza Şekil 6.59, Şekil 6.60, Şekil 6.61, Şekil 6.62, Şekil 6.63, Şekil 6.64, Şekil 6.65, Şekil 6.66, Şekil 6.67, Şekil 6.68, Şekil 6.69 ve Şekil 6.70'da görüldüğü gibi kademeli olarak gerçekleşmektedir.



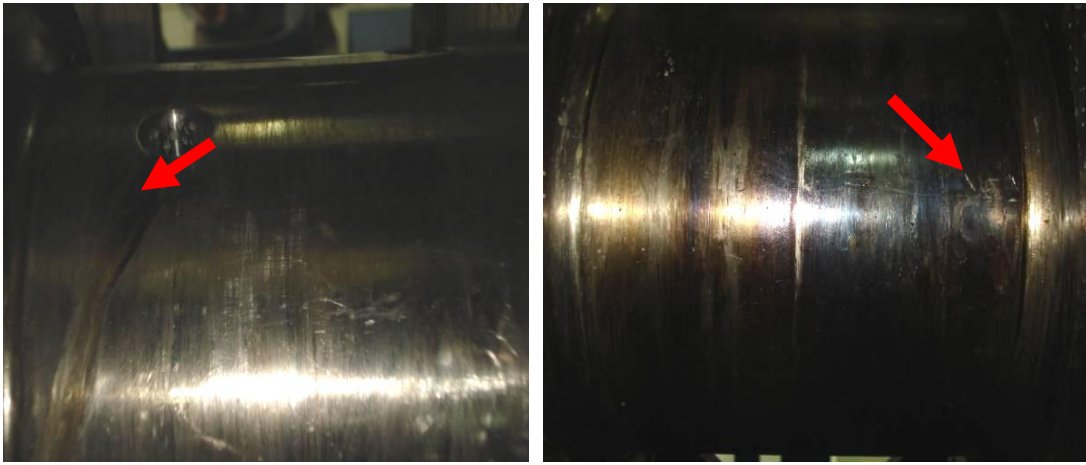
Şekil 6. 59 Kırılan B2 Biyel Kolunun Resmi



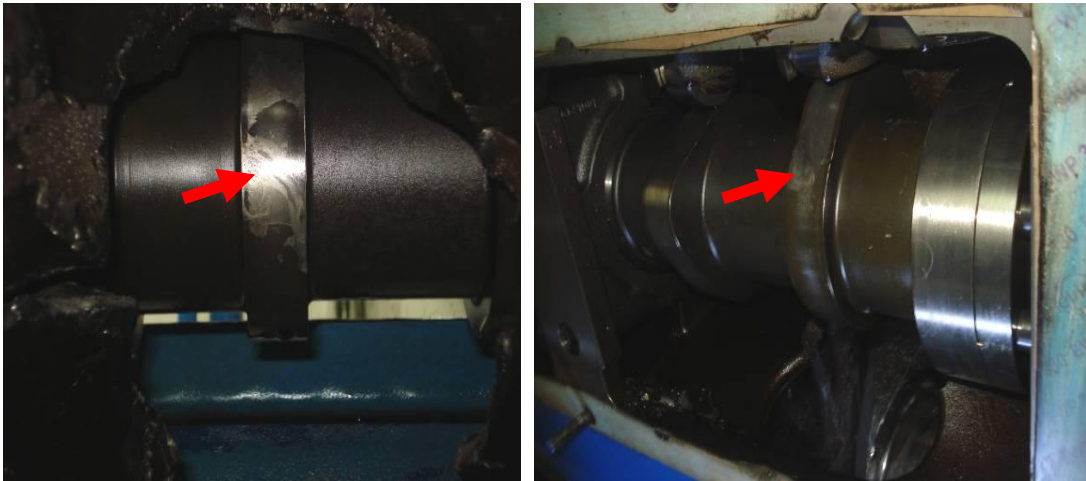
Şekil 6. 60 Makine Blokunun A Bank Tarafının İçten ve Dıştan Görünüş Resimleri



Şekil 6. 61 Krankşaft Karşı Ağırılığında ve Krankşaft Jurnalinde Oluşmuş Hasarlar



Şekil 6. 62 Krankşaftt Jurnalı Üzerinde Bulunan Derin Çizikler ve Olası Çatlak İzleri



Şekil 6. 63 A2 ve B2 Olmak Üzere 2 Kemşaft (Eksantrik Mili) Dilimi Üzerindeki Jurnallerde Gözlemlenen Çizilmeler



Şekil 6. 64 A2 ve B2 Laynerlerinin Bir Kısmı Blok Üzerinde Kırılmasının Sonucu



Şekil 6. 65 A2 ve B2 Silindirlerinin Supap İteceklerinin Eğilmesini Gösteren Resim



Şekil 6. 66 Arıza Esnasında Piston Kafası Bazı Valflere (Supaplara) Vurarak Eğilmesine Sebep Olmasını Gösteren Resim



Şekil 6. 67 Pistonlar Biyel Kolundan ve Gacın Pinlerden (Piston Pimleri) Kesilerek Çıkarılması



Şekil 6. 68 Gacın Pin (Piston Pimi) ve Gacın Pin Yatağından Resimler



Şekil 6. 69 Çıkarılan Konnektin Rod ( Biyel kolu ) Yataklarından Resimler



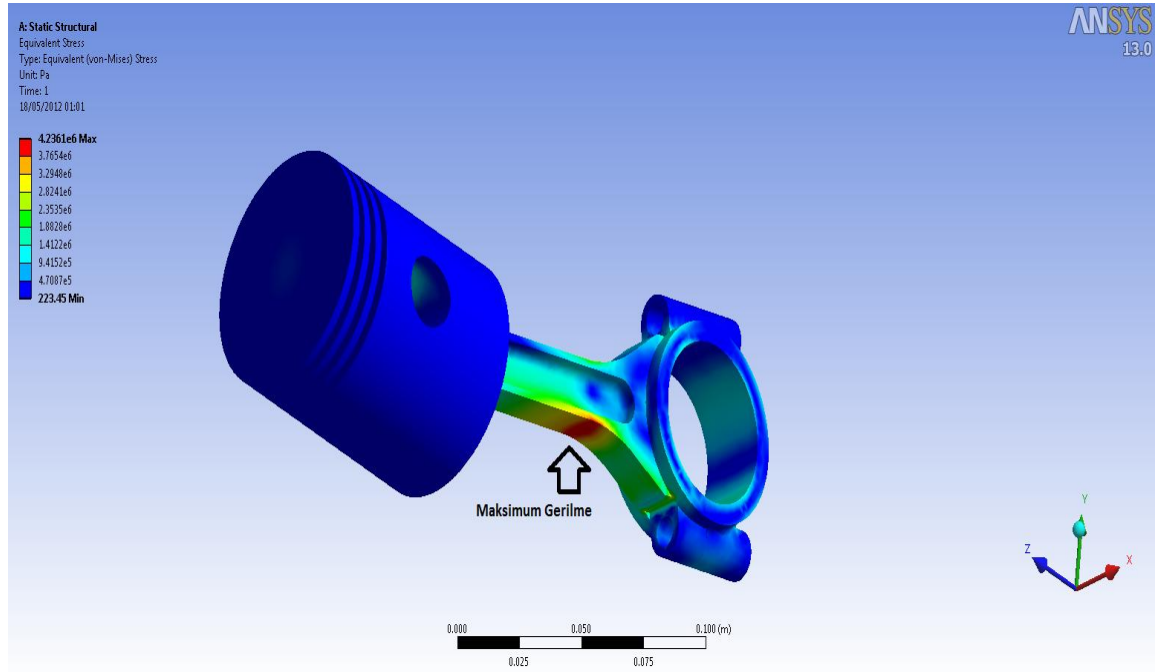
Şekil 6. 70 Makine Karterinin Temizlenmemiş Şekliyle Resmi

Burada arızanın incelenmesinden sonra tespit edilen hasarlı parçalar aşağıdaki gibi kısaca listelenmiştir.

- 4 Adet Emme Valfı (Emme Supabı)
- 4 Adet Egzost Valfı (Egzost Supabı)
- 2 Adet Rocker Arm (Külbitör Mekanizması)
- 4 Adet Puş Rod (İtici Mil)
- 2 Adet Tabbet Roller (Supap İtici Mekanizması)
- 2 Adet (Dilim) Kemşaft ( Eksantrik Mili)
- 2 Adet Layner (Silindir Gömleği)
- 2 Adet Piston
- 2 Adet Gacın Pin (Piston Pimi)
- 2 Adet Konnektin Rod (Piston Kolu)
- 2 Takım Konnektin Rod Yatağı (Alt ve üst birlikte)
- 1 Adet Krankşaft
- 1 Adet Blok (Gövde)

Yukarıda verilen örnekte de görüldüğü üzere gemi dizel motorlarında bulunan elemanların birinde başlayan bir arızaya müdahale de geç kalındığında sıralı olarak birçok parçada arıza gözlemlenebilmektedir.

Bir önceki bölümde anlatılan analizde de görüldüğü gibi maksimum gerilme değerinin aşılması sonucunda boyun bölgesindeki kopma gözlemlenmektedir (Şekil 6.59 ve Şekil 6.71).



Şekil 6. 71 Biyelde Gözlemlenen Maksimum Gerilme

## 6.5 Pistonlarda Karşılaşılan Arızalar

Gemi dizel motorlarında ki elemanlar belirli bir çalışma saati sonunda değiştirilmektedir. Günümüz şartlarında finansal şartların kullanıcılara getirdiği yükümlülüklerden ötürü çalışma saatleri ile kişiye göre değişkenlik gösteren toleranslar doğurmaktadır. Ancak unutulmaması gereken diğer bir husus da gemi dizel motorlarında kullanılan elemanların belirli bir ömre göre tasarlandığıdır. Örneğin Şekil-60'da gösterilen 45000 saatlik çalışma ömrü belirlenen bir piston yaklaşık 60000 saat çalıştırılmıştır. Olağan bakım tutum işlemleri sonucunda tesadüfen fark edilen piston bir süre daha çalışmaya devam ettirilseydi çatlama başlıyacak ve pistonda oluşan çatlak sonucunda laynerde çatlamlar gözlemlenecek ve az önce de örneğini verdiğimiz gibi piston kolu yerinden çıkarak ciddi bir arızaya neden olabilecekti. Burada ki motorda layner sensörü olmadığından dolayı olası piston ve layner çatlama sonucunda dizel makine otomatik olarak durmayıp çalışmasına devam edecekti ve arıza piston kolu çıkana kadar devam edecekti. Bu tip olumsuz durumlarla karşılaşmamak için çalışma

saatlerine dikkat edilerek bakım-tutum işlemleri kontrollü ve düzenli olarak yapılmalı ve dizayn ömrünü tamamlamış makine parçaları zamanında değiştirilmelidir.



Şekil 6. 72 Çalışma Ömründen Fazla Çalıştırılmış Piston Örneği

Pistonlarda gerçekleşen arızalar sonucunda laynerlerde oluşan arızalar segman kırılmalarına neden olmaktadır.

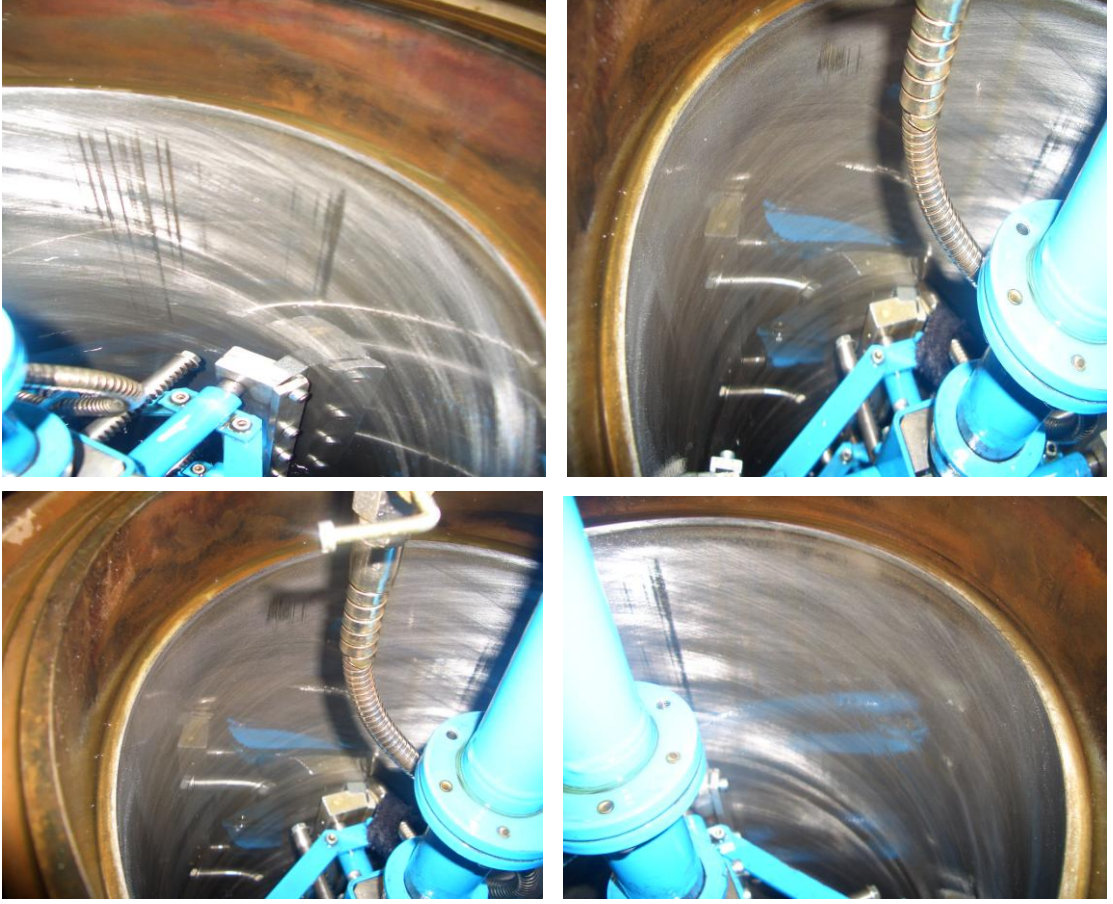
Layner çapındaki büyüklükten dolayı segman kırılınca anormal bir şekilde hareket etmeye başlayıp aşağıdaki resimlerde de görüldüğü gibi layneri çizmektedir.



Şekil 6. 73 Çizik Layner Örneği

Çizik laynerlerdeki bu arızayı gidermek için honlama işlemi yapılmaktadır. Ana makine ve yardımcı dizel gömlekleri tam otomatik honlama makineleri ile üretici firma tarafından belirlenen yüzey pürüzlük açısı ve ölçü toleransları içinde belirli ölçülere kadar işlenebilmektedir.

Gemi dizel motor bloğunda honlama işlemi aşağıdaki gibi yapılmaktadır.



Şekil 6. 74 Honlama İşleminin Aşamaları

Honlama ile arıza giderildikten sonra layner ölçüleri alınarak tekrar kullanılabilir.



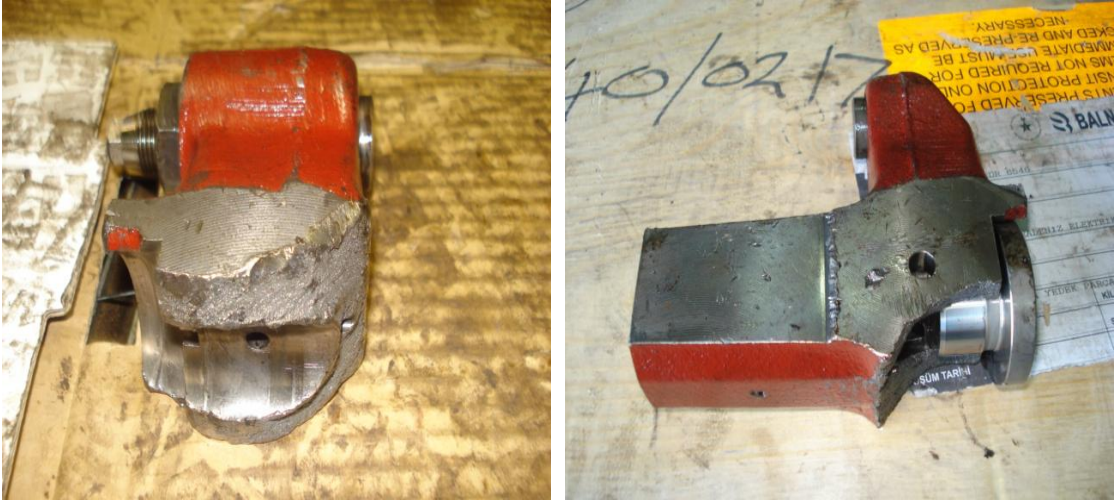
Şekil 6. 75 Honlama Yapılmış Layner Yüzeyi



## 6.6 Diğer Hareketli Elemanlarda Karşılaşılan Arızalar

Gemi dizel makinelerinde bulunan küçük boyutta olup da önemli görevleri olan elemanlarda da karşılaşılan arızalar zamanında müdahale edilmediğinde ciddi hasarlara neden olabilmektedirler.

Örneğin Şekil 6.76'da da görüleceği gibi egzoz ve emme valflarına aynı anda baskı yapmakla birlikte aynı anda açılmaları da sağlayan *YOKE* isimli hareketli parçanın kırılmasıyla karşılaşılan arızalara da günümüzde sıkça rastlanmaktadır. *Yoke* kırılmaları genellikle overspid olarak da adlandırılan aşırı devirli çalışma periyotlarında kendini göstermektedir. Aşağıdaki örnekte de görüleceği gibi *yok* aşırı devirle çalışmadan dolayı ikiye ayrılmıştır. Gavarnör arızasından dolayı 600 devirle çalışan dizel makine 1000 devirle çalışmaya devam etmiştir. Bu sırada elektronik devre sinyali vermesine rağmen selenoid valf devreye girmediği için dizel makinenin çalışmasını durdurmak için yakıt pompası devreden çıkarılmış ve makineye yakıt girişi kesilmiştir. Fakat devrede kalan yakıttan dolayı makine hemen durdurulmadığı için aşırı devirle çalışma bir süre daha devam edince *yoke* ikiye ayrılmıştır.



Şekil 6. 76 Kırılmış Bir Yoke Örneği

## 6.7 Gemi Dizel Motorlarında Karşılaşılan Arıza Sırasında İzlenen Aşamalar

Gemi Diesel motorlarında arızaları her zaman karşılaşılan neredeyse sıradan olaylardır. Ancak arızanın ilk tespitinden onarımına kadar olan süreç oldukça önemlidir. Bu süreçte yapılması gerekenler uygun zamanda ve doğru olarak yapılması daha büyük hasar ve kayıplara neden olunabilir.

Bu olayı daha net olarak açıklamak için bu bölümde seyir sırasında ki gerçek bir gemide karşılaşılan gerçek arızanın tespit ve onarım aşamalarından söz edilecektir. Örnek gemi arıza anına kadar 87.316 saat çalışmış olan, 6 silindirli, 4 zamanlı, 320 mm'lik çapı ve 350 mm'lik stroku ile 720 rpm devir yapabilen 1495 kW'lik (2032 shp) Wärtsilä Vasa GR32 dizel ana makine ile sevk edilen 3650 dwt'lik bir genel kargo gemisidir.

Seyir halindeki gemide makine dairesinde yüksek alarm sesi duyulunca ana makineden gelen alarm sesinin yağ duman detektöründen geldiğini düşünülmüş. İlk olarak olağan su buharından dolayı alarm verdiği düşünülerek detektör fotoselleri kontrol edilip temizledikten sonra sorunun çözüleceği düşünülmüş. Alarmdan sonra makinenin üzerindeki yük düşmüş ve bundan dolayı gemi ekonomik hızda seyretmeye başlamış. Detektörler söküldükten sonra da alarm çalmaya devam edip ses artmaya başlayınca sesin ana makineden geldiğini fark eden başmühendis tarafından makine hemen durdurulmuş. Krank keys kapağı açıldığında piston ve silindir laynerinden kopan küçük parçaların makinenin yağ karterini doldurduğu gözlemlenmiş. Makine bloğunda da hasar olduğu görülmüş. Başmühendis bu durumda makinenin çalıştırılmayacağını köprü üstüne bildirmiş. Kaptan da vakit kaybetmeden armatörü bilgilendirmiş. Römorkör çağrılmış ve gemi en yakın tersaneye çekilmiş.

Gemi tersanede arızadan dolayı bakıma girdiğinden ana makine tamamen sökülmüş. Tüm manuelle ve bakım tutum dokümanları da bakımı gerçekleştirecek firma tarafından tedarik edilmiş.

- En belirgin hasar piston ve silindir laynerinde gözlenmiş. Şekil 4.65'de görüldüğü gibi pistonlardan birinin bölgesel tutulmaları sonucunda kırılmalar ve olduğu kopan parçalar piston soğutma yağının sevk edilmesini engelleyecek şekilde tıkanmalara neden olabileceği düşünülmüş.

- Şekil 6.78'da görüldüğü gibi yataklarda 15-20 mm'lik sapmalara neden olan arıza saptanmış.

- Ana makinede oluşan arızadan önce alınan yakıt iki kez analiz edilmiş ve yakıttan kaynaklanacak bir arıza olmadığına karar verilmiş.



Şekil 6. 77 Piston Taç Kısımında Oluşan Tıkanıklık ile Silindir Laynerinin Üst Bölgesi



Şekil 6. 78 Yatakta Gözlemlenen Hasara Ait Görüntü

Hasar incelemelerinden sonra;

Üretici firma tarafından yeterli bilgi ve doküman sağlanmadığı, gemi bakım kitapçıklarının gemide olmamasından dolayı sağlıklı bakım ve tutum yapılmadığı ve arızanın ana nedeninin bu olduğu sonucuna varılmış [25].

Yukarıdaki gerçek durum hikâyesinde anlatılan tecrübedeki gibi seyir halinde bir geminin makinesinde karşılaşılan arıza sonucunda izlenecek yol ana makinenin daha fazla hasar görmesini engelleyebilir. Örneğin her şeyin yolunda gittiği bir anda yağ tespit detektöründen gelen alarm sıradan bir alarm olarak düşünülüp zamanında ve yerinde müdahale edilmediğinde ciddi arızalara neden olabilir. Bu tip bir arıza ile karşılaşıldığında öncelikle alarm raporunun ciddi bir şekilde incelenmeli alarmın kaynağı tespit edildikten sonra arızanın olası nedeni araştırılıp yerinde müdahale etmenin ne denli yararlı olduğu örnekten de anlaşılmaktadır.

Bakım tutum yanlışlığı ve eksikliğinden kaynaklanan aksaklıklar sonucunda da ana makinede karşılaşılan arızaların geminin seyrini değiştirebileceği gerçektir. Bakım dokümanlarında bulunan tablolar ve resimlerin dikkatli incelenmesi, parçaların uygun ölçüle ve şartlarda montajına dikkat edilmesi, parçaların birbirine uygunluğu, uygun

çalışma saatlerinde kontrollerin yapılması ve olası arızalar sırasında problemin çözülmesi için izlenebilecek prosesler gibi bakım tutum tavsiyelerine uyulmalıdır.

Gemide bulunan imkân ve şartlar ile arızanın giderilemeyeceği anlaşıldığında ya da geminin seyirinin imkânsız olduğu anlarda destek istenerek uygun bir limana veya bakım tutum mahalline sevki sağlanmalıdır.

Ana makinenin teknik servisinin vereceği bakım-tutum raporu ve önerileri dikkate alındıktan sonra benzer aksaklıklarla karşılaşmamak için gemi personeli daha dikkatli olmaktadır [23], [24], [25] .

### **6.8 Gemi Dizel Motorlarında Karşılaşılan Arızaların Yarattığı Maliyet Örneği**

Gemi dizel motorlarında karşılaşılan olası arızalar 2008 yılı ikinci yarısı itibariyle başlayan ve günden güne büyüyerek etkilerini günümüze kadar taşıyan ekonomik krizle armatörler için ciddi sorunlar oluşturabilmektedir.

Gerek işletme hataları gerekse dizayn hataları gibi sebeplerle meydana gelen arızalar yarattığı maddi sonuçlarla birlikte armatörler ile sigorta şirketlerini karşı karşıya getirmektedir.

Arızaların neden olabileceği maliyetleri açıklamak için bu bölümde seyir sırasında ki şu an ticaretine devam etmekte olan bir gemide karşılaşılan gerçek arızadan ve armatöre etkilerinden bahsedilecektir.

7 Kasım 2011 sabahı örnek gemi Köstence/Romanya açıklarında seyir halindeyken krank kol yatağında meydana gelen arıza sonucunda kendi imkânlarıyla makineye müdahale edemeyeceğini anladığından köprü üstü tarafından armatöre haber verilmiş. Armatörde derhal gerekli iletişimleri kurarak geminin römorkör yardımıyla Tuzla bölgesinde uygun bir tersaneye çekilmesini sağlamış. Tutulan römorkör masrafiyle birlikte arızanın giderleri 140.000 dolar olarak hesaplanmaya başlamış.

Armatör, örnek gemi tersaneye çekildikten sonra sigorta şirketi ile ilgili gerekli görüşmelere vakit geçirmeden başlamış. Tersane süresine gerçekleşecek olan maddi yükümlülükle ilgili bazı maddeler sigorta şirketince kabul edilmemiş olmasına rağmen armatörün baskıları kabul görmeyen tutarların çoğu sigorta şirketince karşılanmış. Ana

makinenin bilgilerini ve olası bakım tutum prosedürlerini gösteren kitapta yatağın en fazla 3 kez taşlanması öngörülmesine rağmen sigorta şirketi bunun 4 kez yapılabileceği konusunda fabrikaya başvurulmasını istemiş, fakat üretici fabrikadan konu ile ilgili bir cevap gelmemiş. Yine de sigorta şirketinin isteği üzerine 3. Kez yapılan taşlamadan sonra yüzey sertliği olması gereken değerde olmamış. Metal kontrol edildiğinde genellikle mat (donuk) gözükmelidir. Yatak taşlandıkça ezilen yerler artmış ve krank malzemesi ayna gibi gözükmüş.

Sigorta şirketi arıza süresince oluşacak maddi yükümlülüğün altına girmek istememiş ve dolayısıyla armatörle ciddi bir pazarlığa girmiş. Örneğin arızanın giderilmesi süresince gemi personelinin maaşlarının ancak bir haftalık kısmını karşılayacağını belirtmiş. Oysa ki 7 Kasım 2011 tarihinde de tersaneye çekilen gemi 20 Ocak 2012 tarihine kadar arızanın giderilmesi ile ilgili ticaretine devam edememiş. Bu süre zarfında personelin bir kısmı çekilerek giderlerin bir nebze de olsa önüne geçilmiş, ancak yine de personel için 40.000 dolarlık maaş gideri kayıtlara geçmiştir.

Arıza ile ilgili sigorta şirketinin yetkililerinin de katıldığı teknik tartışmalar 15-20 gün civarında sürmüştür. Sonuçta krank ve mekanizma malzemelerinin değiştirilmesi kararı verilmiştir. Üretici firmadan sipariş edilen krank için maliyet 450.000 dolar olarak belirlenmiştir. Bu maliyetle beraber 6500 dwt'lik geminin ticaretten düştüğü süre boyunca günlük 2500 dolar olan gideri ile birlikte arıza süresince 50.000 dolarlık bir gider hesaplanmıştır.

Gemi tersaneye çekilip arıza giderilinceye kadar tersanenin rıhtım, elektrik, su gibi hizmetlerini içeren fatura tutarı armatöre 100.000 dolar olarak bildirilmiş ve diğer tedarikçi firmalar tarafından gerek atölye hizmetleri gerekse diğer masraflarla armatöre ayrıca 150.000 dolarlık ilave giderler firmaya yansıtılmıştır.

Tüm faturalar hesaplandığında armatörün önüne gelen hesap 900.000 dolarmıştır. Sigorta şirket ile yapılan uzun görüşmeler sonucunda armatör bu tutarın 650.000 dolarlık kısmını geri alabilmiştir. Dolayısıyla 350.000 dolarlık gider armatörün kasasından çıkmıştır.

Örnekten de kolayca görülebileceği gibi arızalar yeni ya da eski gemi olarak ayırt edilmeden karşımıza çıkabilmektedir. Bu arızalar da gemi sahibine ciddi maddi

yükümlülükler getirmektedir. Burada oluşan tamir süresince geminin seyir süresinin aksaması ile birlikte sahip olunan gemi kazanç kapısı olmaktan çok giderlerin artmasına yol açabilmektedir.

### SONUÇ VE ÖNERİLER

“Gemi Dizel Motorlarının Hareketli Elemanlarında Karşılaşılan Arızalar ve Nedenleri” isimli çalışmada tüm gemi makine işletmecilerinin bildiği, karşılaştığı ve karşılaşmaya devam edeceği arızalardan bahsetmeye çalışılmıştır.

Gerek gemide çalıştığım süre boyunca gerekse gemi dizel makinelerinin işletmelerinde ve bakım onarımında bulunan arkadaşlarımla gerçekleştirdiğimiz sohbetler sonucunda karşılaşılan arızaların genel nedeni işletme hatalarıdır. İnsana gerek duymadan çalışmasını sürdüren makineler belirli dönemlerde insan gücüne ihtiyaç duymaktadır. Gerek makinelerin çalıştırılıp durdurulması gerekse bakım tutum aşamalarında insan gücünün ve dikkatinin önemi karşılaşılan arızalarda kendini göstermektedir.

Örneğin yağsız kalan bir makine de oluşan sıralı arızalarla telafisi mümkün olmayan sonuçlar doğmaktadır. Düzenli bakım-tutum gerçekleştirilmediğinde, makine parçalarının tasarlanan ömründen fazla çalışmasında sakınca görülmediğinde oluşacak arızalar ciddi onarım masraflarına neden olmaktadır. Günümüz kriz şartlarında ekonomik işletme amacı olması gerekenden fazla gerçekleştirildiğinde karşılaşılan sonuçlar beklenenden daha ciddi masraflara yol açabilmektedir.

Olası arızaların giderilmesinden ziyade hasarlar gerçekleşmeden yapılan müdahaleler dizel motorlarının çalışma verimini, çalışma aktivitesini ve makineden elde edilen işi en üst düzeyde gerçekleştirerek hedeflenen amaca ulaşılmasına yardımcı olmaktadır.

Çalışmada da görüldüğü gibi küçük de olsa arızalanan bir parça kademeli olarak bütün bir sistemin hasar görmesine neden olabilmektedir.

Yararlı olacağını düşündüğüm çalışmamda örneklenen arızalar ile karşılaşılmasını dilerim.



## KAYNAKLAR

---

- [1] Özsoysal, O.A., (2008). "Gemi Diesel Motorları Arıza ve Nedenleri", 1–40.
- [2] Wharton, A.J., (1991). "Diesel Engines", 10–78.
- [3] Küçükşahin, Fahrettin (2008), "Dizel Motorları-Gemi Dizel Makinelerinin Yapıları ve Çalışma İlkeleri", 16–26.
- [4] Odabaşı, Y., Gemi Dizel Motorları Hakkında Bilgi, <http://pdf.gen.tr/arama.php?q=Gemi+Makineleri&filetype=pdf> , 21.03.2010
- [5] Gemi Dizel Motorları, [http://tr.wikipedia.org/wiki/Dizel\\_motor](http://tr.wikipedia.org/wiki/Dizel_motor), 26.03.2010
- [6] MAN B&W, Products in Marine Engines and Systems, <http://www.mandieselturbo.com/0000721/Products/Marine-Engines-and-Systems.html>, 01.04.2010
- [7] T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Denizcilik Gemi Dizel Motorları-2, 525MT0189 [http://megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/modul\\_pdf/525MT0189.pdf](http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/modul_pdf/525MT0189.pdf), 01.04.2010
- [8] Özsoysal, O.A., (2010). "Dizel Motor Karakteristikleri" Ders Notları
- [9] Segman ve Segman Çeşitleri ile İlgili Bilgiler, <http://quarters.blogcu.com/segmanlar-ve-segman-cesitleri/389598>, 25.04.2010
- [10] Segmanlar ile İlgili Bilgiler , <http://www.yilmazsegman.com/>, 25.04.2010
- [11] Resimler ve Tanımlamalar ile Segman Çeşitleri, <http://www.ondersegman.com/resimler/index.html>, 25.04.2010
- [12] Biyel Kolu Hakkında , <http://www.anadolutayfasi.net/dersler-genel/55096-biyel-kolu-hakkinda.html>, 30.04.2010
- [13] Benzinli Motorlarda Piston Biyel Mekanizması ve Kısımları <http://www.elektroforum.org/benzinli-motorlar/14789-piston-biyel-mekanizmasi-ve-kisimlari.html>, 17.02.2011
- [14] Biyel Kolu Hakkında Bilgiler, [http://tr.wikipedia.org/wiki/Biyel\\_kolu](http://tr.wikipedia.org/wiki/Biyel_kolu), 17.02.2011

- [15] Krank Mili Hakkında Bilgiler, [http://tr.wikipedia.org/wiki/Krank\\_mili](http://tr.wikipedia.org/wiki/Krank_mili), 17.02.2011
- [16] Büyük Bir Geminin Dizel Motoru, <http://www.turkeyforum.com/satforum/showthread.php?t=610315>, 17.02.2011
- [17] Yardım, M.H. (2008) , “Motor Teknolojisi”, 1–393.
- [18] Nuran, M. ve Kayacan B., (2007), “Dizel Motorlar”, 24–43.
- [19] Küçükşahin, F., (2010) , “Gemi Dizel Motorları Man B&W MC Makineleri – MC Makinelerinin Çalışma İlkeleri, Aşırı Doldurma ve Operasyonları”, 25–37.
- [20] Pistonlar Hakkında Bilgiler, <http://tr.wikipedia.org/wiki/Piston>, 04.03.2011
- [21] Volanlar Hakkında Bilgiler, <http://tr.wikipedia.org/wiki/Volan> 1, 04.03.2011
- [22] Kolchin, A. ve Demidov V., (1984) , “Design of Automotive Engines”, 137–157.
- [23] Wielligh, A.J.V., Burger, N.D.L. ve Wilcocks, T.L., (2003) “Industrial Lubrication and Tribology”, 55: 65-70.
- [24] Leduc, M., (2008), “The Case of the Dropped Valve”, “Part Failure While Under Full Load”, <http://www.dieselduck.net> , 16.12.2012
- [25] Australian Transport Safety Berau (2001), “Independent investigation into the disabling of the Antigua and Barbuda flag general cargo vessel ANL PURPOSE in the Coral Sea” 1-17.

## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Sertaç KESEBOL  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : Tekirdağ 26.01.1984  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : sertac.kesebol@ppg.com

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi İnş.ve Gemi Mak. Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lise	Fen Bilimleri	Tekirdağ Tuğlacılar Lisesi	2002

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-...	PPG Boya Dağıtım ve Tic.Ltd.Şti	Deniz Boyaları Satış Sorumlusu
2009-2010	Arkas Denizcilik ve Nakliyat A.Ş	Makine Stajyeri
2007-2009	İlkfer Den. San ve Tic. Ltd. Şti	Gemi Makine Kimyasalları Satış Sorumlusu