

168477

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

## KRANK BİYEL MEKANİZMASININ İNCELENMESİ

Makine Müh. Sevim AZMAN

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ferhat DİKMEN

Prof. Dr. A. Bozacı

Doç. Dr. Tamer Yılmaz (tymms)

İSTANBUL, 2005

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	i
ŞEKİL LİSTESİ .....	ii
TABLO LİSTESİ .....	iii
ÖNSÖZ .....	iv
ÖZET .....	v
ABSTRACT .....	vi
1 GİRİŞ .....	1
2 KRANK BİYEL MEKANİZMASI .....	2
2.1 Konstrüksiyonu .....	2
2.1.1 Doğrudan bağlı krank biyel mekanizması .....	2
2.2 Yapı ve çalışma şekli .....	3
2.3 Kaçık eksenli krank biyel mekanizması .....	4
2.4 Mekanizma düzeni .....	4
2.5 Hesap esasları .....	5
2.5.1 Krank .....	5
2.5.2 Piston .....	5
2.5.3 Biyel .....	6
2.5.4 Çoklu mekanizma düzeni .....	6
3 KRANK BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ .....	7
3.1 Piston yolu ( strok ) .....	7
3.1.1 Grafik gösterim .....	8
3.2 Piston hızı .....	8
3.2.1 Grafik gösterim .....	9
3.3 Piston ivmesi .....	10
3.3.1 Grafik gösterim .....	10
3.4 Kaçık eksenli krank mekanizması .....	11
4 KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ .....	12
4.1 Gaz kuvveti ve güç .....	13
4.2 Kütle kuvvetleri .....	14
4.2.1 Kütleler .....	14
4.2.2 Momentler .....	16
4.2.3 Kütle kuvvetlerinin dengelenmesi .....	16
4.3 Mekanizma kuvvetleri .....	18
5 VOLAN .....	19
6 PİSTON .....	19
7 BİYEL .....	21
7.1 Biyel başı .....	21

7.2.	Biyel kolu .....	22
7.3	Malzeme .....	22
7.4	Tasarım örneği.....	22
8	KRANK MİLLERİ.....	23
8.1	Krank malzemesi .....	23
8.2.	Konstrüktif esaslar .....	23
9	UYGULAMA.....	24
9.1	Analitik hesap .....	24
9.2	Bilgisayar simülasyonu .....	28
9.2.1	Gaz basıncı .....	29
9.2.2	Krank biyel mekanizma bilgileri .....	31
9.2.3	Simülasyon ayarları .....	32
9.2.3.1	Toleranslar .....	32
9.2.3.2	İntegrasyon .....	33
9.2.3.3	Yerçekimi .....	33
9.2.4	Simülasyon sonuçları.....	34
9.2.4.1	Dinamik veriler.....	34
9.2.4.2	Sonlu elemanlar analizi .....	34
9.2.5	Sonuçlar .....	36
9.3	Sonuç .....	40
10	KAYNAKLAR.....	41
ÖZGEÇMİŞ.....		42

## SİMGE LİSTESİ

$t$	Zaman
$x$	Piston yolu
$s$	Strok
$r$	Krank yarıçapı
$n$	Devir
$T$	Peryot
$\varphi$	Krank açısı
$\omega$	Açısal hız
$c_m$	Ortalama piston hızı
$c_z$	Anlık piston hızı
$D$	Piston çapı
$A_K$	Piston alanı
$V_A$	Strok hacmi
$S/D$	Strok oranı
$z$	Silindir sayısı
$\beta$	Biyel açısı
$W_m$	Ortalama iş
$P_e$	Güç
$p_e$	Effektif basınç
$S/D$	Strok oranı
$a$	Piston ivmesi
$c_{KS}$	Yatay eksenli krank mekanizması hızı
$m_K$	Piston kütlesi
$m_{KS}$	Perno kütlesi
$M$	Moment
$\delta$	Düzensüzlük derecesi
$F^S$	Gaz kuvveti
$F^O$	Kütle kuvveti
$F^T$	Teğetsel kuvvet
$F^R$	Radyal kuvvet

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Kayar mafsallı krank biyel mekanizması.....	1
Şekil 2.2 Doğrudan bağlı krank biyel mekanizması.....	2
Şekil 2.3 Mekanizma düzeni.....	4
Şekil 3.1 Krank mekanizması - piston yolu.....	8
Şekil 3.2 Piston hızı.....	9
Şekil 3.3 Piston ivmesi.....	11
Şekil 3.4 Kaçık eksenli krank mekanizması.....	12
Şekil 4.1 Dört zamanlı dizel motorlarda basınç diagramı.....	13
Şekil 4.2 Doğrusal ve dairesel hareketi yapan kütle.....	14
Şekil 4.3 Kütle kuvvetleri ve momentleri.....	15
Şekil 4.4 İki silindirli sıralı motorlarda kütle kuvvetleri ve momentleri.....	18
Şekil 4.5 Mekanizma üzerindeki kuvvetler.....	19
Şekil 6.1 Piston kesit.....	21
Şekil 7.1 Biyel çeşitleri.....	21
Şekil 7.2 Tasarım örneği.....	22
Şekil 8.1 Krank mili çeşitleri.....	23
Şekil 8.2 Konsrüktif esaslar.....	24
Şekil 9.1 Pistona etkiyen kuvvetler.....	27
Şekil 9.2 Pistonun ivmesi.....	27
Şekil 9.3 Biyelin z eksenine dik kesitindeki gerilmeler.....	28
Şekil 9.4 Gaz basıncı.....	29
Şekil 9.5 Gaz kuvvetinin krank açısına göre değişimi.....	30
Şekil 9.6 Pistonun hızı.....	34
Şekil 9.7 Pistonun ivmesi.....	34
Şekil 9.8 Biyelin meshlenmiş yapısı.....	35
Şekil 9.9 Biyelin z eksenine.....	36
Şekil 9.10 Biyel kolunda oluşan gerilme analizleri.....	37

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 9.1 Mekanizma bilgileri .....	24
Çizelge 9.2 Gaz kuvvetinin krank açısına göre değişim .....	25
Çizelge 9.3 Krank açısına göre kütle kuvvetleri ve gerilmeleri .....	26

## ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmam sırasında yönlendirme, teşvik ve her türlü desteği ile bana yardımcı olan Sayın Danışmam Hocam Doç. Dr. Ferhat Dikmen'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans yapmamı destekleyen eşime ve aileme de teşekkürlerimi borç bilirim.

## ÖZET

Pek çok alanda kullanılan krank mekanizmasında, hava - yakıt karışımını sıkıştırarak belli bir hareket elde edilir. Bu tezde mekanizmanın kinematik ve dinamik formülleri verilmiştir.

Bu hareket sırasında meydana gelen dinamik kuvvetler mekanizmanın elemanları üzerinde belli gerilmeler oluşturur. Önce analitik hesaplamalar yapılarak biyel kolundaki gerilme değerler hesaplandı daha sonra Visual Nastran analiz programı yardımıyla mekanizmanın belli değerlerde simülasyonu yapılarak, çalışma sırasında meydana gelen gerilmeler renk skalasına göre gösterildi. Bu şekilde çalışma esnasında tehlikeli kesitler belli oldu. Visual Nastran ile çıkan sonuçlar karşılaştırıldığında sonuçların birbirine yakın çıktığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Krank biyel, gerilme analizi, analitik hesap, simülasyon.

## ABSTRACT

The air which is mixed with fuel is burnt under high pressure of crank mechanism so that caused the motion. Kinematic and dynamic formulas are given in this thesis.

During the motion , dynamic forces occur on the mechanisms' elements , so that the straights occur which can be dangerous generally.

In this study, it is aimed at determining the dangerous parts of elemets. Therefore Visual Nastran computer program was used to show the starights on these elements. Firstly simulation of mechanism was made, then by the program, the straights are shown on the elemet in different colours. Then the analitic formulas are used to observe the straights. As a result it is seen that the results are similar to eachother.

**Keywords:** Cranckshaft, straight, analys, analitic formula, similation

## 1. GİRİŞ

Krank biyel mekanizması genel olarak doğrusal hareketi dairesel harekete dönüştüren mekanizmalardır. Krank mili pistondan biyel vasıtasıyla gelen kuvveti motor volanına moment olarak verir. Bu moment iş yapan bir moment olup gaz ve atalet kuvvetleriyle değerlendirilmektedir.

Krank mekanizmasının kinematığının hesaplanması pistonun hız, ivme ve piston yolunun tanımlanmasını içerir.

Krank mekanizmasının dinamik analizi ise gaz ve atalet kuvvetlerinin oluşturduğu milin ana parçalarının mukavemeti ile dayanımı için dizaynında kullanılan tüm kuvvet ve momentlerinin tespitini içerir.

Bir motorun çalışması esnasında krank mekanizmasına ait parçalar silindir içindeki gaz basıncı ve hareketli kütlelerin etkisi altında kalır.

Krank biyel mekanizması ile ilgili konular hakkında pek çok yayın vardır. Bunlardan B.G.Tebner(1986) makine elemanları hakkında yapmış olduğu genel çalışmada krank biyel mekanizması üzerinde ayrıntılı olarak durmuş. Mekanizmanın kinematığı ve dinamiği ve mekanizma elemanlarının gerilme formüllerini vermiştir.

V.Demidow Kolchin, design of automotive engine adlı çalışmasında problemimizde kullanılan piston içindeki gaz basınç değerleri kullanılmıştır.

Mekanizma hakkında genel olarak yapılan çalışmalar Binark(1949), Cerit A.M(1977 ), Palavan (1961) ,Çetinler (1999 ) 'dir.

Şensoy.S.(1994) krank millerinin kırılmaları ve önlenmesi hakkında yaptığı tezinde bilgisayar yardımıyla yapmış olduğu çalışması görülmektedir.

## 2.KRANK BİYEL MEKANİZMASI

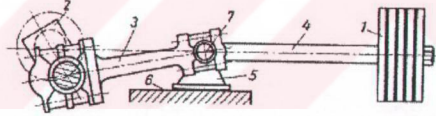
Pistonlu içten yanmalı motorlarda kullanılan yanıcı hava - yakıt karışımı, bir tarafını hareketli pistonun kapattığı silindir içersinde sıkıştırılarak yakılır. Yanma ile açığa çıkan ısı, silindirde bulunan gazların sıcaklığını ve basıncını yükseltir. Sıkışma sonu basıncı yükselen yanma sonu basıncı, hareketli piston üzerine etki ederek pistonun ileri doğru hareketine neden olur. Pistona etki eden bu basıncın oluşturduğu kuvvetle sağlanan doğrusal hareket; biyel ve krank milinden oluşan mekanizma ile dairesel harekete dönüştürülür.

Krank Biyel mekanizması, buhar makinelerinde, kompresörlerde, pompa, pres hidrolik ve pnömatik sistemlerde kullanılır.

### 2.1 Konstrüksiyonu

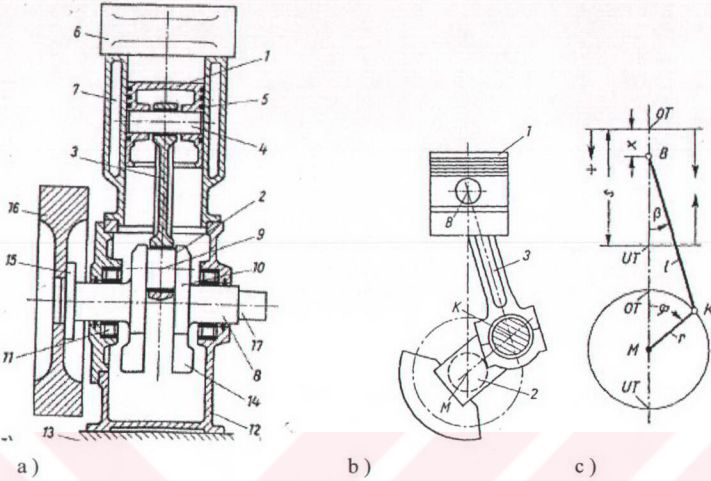
Krank-biyel mekanizması, kayar mafsallı (Şekil 2.1) ve doğrudan bağlı (Şekil 2.2) olarak ikiye ayrılmaktadır.

Kayar mafsallı mekanizmada; piston (1), perno (4)'yla bağlantılı olan kızak (5) ile kaymalı yatak (6) üzerinde ileri-geri hareket eder. Kızak pernosu (7), krank ve biyeli birbirine bağlar. Bu mekanizmadaki biyel yatağı, pistonu hareket yönüne dik şekilde etki eden kuvvetlerden kurtarır. Bu mekanizma Güç  $\leq 1800kW$  ve dönme sayısı  $\leq 1000 \text{ min}^{-1}$  olan büyük dizel motorlarda kullanılır.



Şekil 2.1 Kayar mafsallı krank biyel mekanizması

Doğrudan bağlı krank mekanizmasında; piston (1) , piston pernosu (4) aracılığı ile biyel (3)' e doğrudan bağlanmıştır. Bu yapı, küçük kütlelere sahiptir. Bu mekanizma Güç  $\leq 300kW$  ve dönme sayısı  $\leq 10000 \text{ min}^{-1}$  için uygundur.



Şekil 2.2 Doğrudan bağlı krank mekanizması

a ) Makine b ) Mekanizma c ) Mekanizma şeması

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| 1-piston          | 10-krank yanağı   |
| 2-krank           | 11-krank yatağı   |
| 3-biyel           | 12-tahrik tezgahı |
| 4-piston pernosu  | 13-altlık         |
| 5-piston segmanı  | 14-karşı ağırlık  |
| 6-silindir kafası | 15- kavrama       |
| 7-silindir        | 16-volan          |
| 8-muylu           |                   |
| 9-krank muylususu |                   |

### 2.1.1 Doğrudan bağlı krank biyel mekanizması

Bu mekanizmada alan ve hacim küçük olduğundan yüksek dönme hızlarına ulaşılır. Çoğunlukla ağır vasıta motorlarında kullanılmakta ve büyük seriler şeklinde uygun fiyatlarda üretilmektedir.

### 2.2. Yapı ve çalışma şekli

Şekil 2.2'de, piston (1), üzerinde piston segmanları (5) olup, perno (4) ile bağlanarak, silindir başı (6) ile kapatılmış olan silindir (7) içinde kayma hareketi yapar.

Piston, üst ölü nokta OT ile alt ölü nokta UT arasında doğrusal ileri-geri hareketi yapar. İki ölü noktanın bağlantı hattı olan, silindir orta hattı mekanizmanın dönme noktası olan M' den geçmektedir. Piston yolu (x), OT' den başlar ve maksimum strok (s) değerine ulaşır

Krank (2) ; muylu (8) , piston pernosu (9) ve yanak (10) 'dan oluşmaktadır. Yanaklar (10) , krank pernosu (9)'na karşı kütle güçlerini dengelemek için karşı ağırlıkları (14) taşımaktadır. Enerji aktarımı ve açılma hız farklılıklarını eşitleyen volan (16), kavrama (15) ile bağlanmıştır. Krank boşluğunun orta noktasından muyluya olan mesafeye krank yarıçapı (r) denir. Krank, dönme açısıyla OT noktasından başlayarak çemberi tarar. Biyel (3) ,piston pernosu (4) ( B noktası ) ve krank pernosu (9) ( K noktası ) ile yataklanır. Biyel boyu, yataklanma noktaları arasındaki BK mesafesidir. Biyel açısı, silindir ve krank kolu orta çizgi eksenlerince oluşturulmaktadır. Biyelin her noktası, piston ve krank hareketiyle eliptik bir yol çizer.

### **2.3 Kaçık Eksenli Krank Biyel Mekanizması**

Şekil 3.4'de, Eksantrik/dış eksenli de denilen bu uygulamada; piston eksenini normal eksenden - krank kolu dönme noktası M'den- q miktarı kadar kaymıştır. Pistonun eksenini krank kolu eksenini kesmez. Bu mekanizmada silindir cidarındaki piston basıncının maksimum değeri küçülür ve geri dönüşte normal kuvvet azalır. Özel pompalar için daha hızlı bir geri dönüş olmaktadır.

### **2.4 Mekanizma Düzeni**

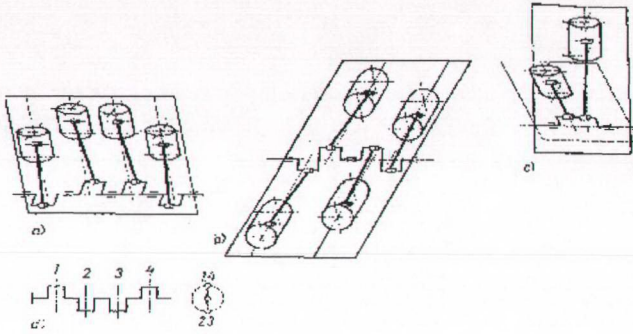
Makine, düşük ağırlık ve küçük hacimlerde yüksek dönme hızlarına ulaşır. Dönüş sayısının karesiyle artan kütle kuvvetlerini dengelemek ve azaltmak için daha fazla sayıda sevk mekanizması oluşturulur.

Temel mekanizma düzenleri olarak daha çok şunlar kullanılmaktadır.

Sıralı Düzen : (Şekil 2.3.a) ' de İşletme düzeni, yan yana / eş durmakta ve eksen çizgileri krank mili ile bir düzlem oluşturmaktadır.

Boksör Düzen : ( Şekil 2.3.b )' de İşletme düzeni karşılıklı olup, eksen çizgileri krank mili ile bir düzlem oluşturmaktadır.

V-düzen :( Şekil 2.3.c)' de Ortak krankları olan ikili sevk mekanizmasının eksen çizgileri bir V oluşturmaktadır. Eksen çizgileri krank mili düzlemini belli bir oranda keser.



Şekil.2.3 Mekanizma Düzeni a ) Sıralı Düzen b ) Boksör düzeni  
c ) V-Düzen d ) a ve b ile ilgili krank şeması

## 2.5 Hesap Esasları

### 2.5.1 Krank

Sabit dönme sayısı =  $n$

$T_z = 1/n$  (periyot = krankın bir tam dönüşü için)

Krankın dönme açısı  $\varphi = 2\pi$  rad.

Strok  $s = 2r$

$$n = 1/T_z \quad (2.1)$$

$$\omega = 2\pi / T_z = 2\pi \cdot n \quad (2.2)$$

$$c_z = \omega \cdot r = \pi \cdot n \cdot s \quad (2.3)$$

### 2.5.2 Piston

Sabit hızla hareket ettiği farzedilen bir pistonun  $s = 2r$  strok uzunluğunu bir  $t$  zamanda yürütmesi için gerekli hız  $c_m$  'dir.

$$c_m = 2s / T_z = 2sn = 2c_z / \pi \quad (2.4)$$

Yanmalı motorlarda  $c_m = 7 \dots 12$  m/s, Kompresörde  $c_m = 3 \dots 6$  m/s ortalama piston hızı için yaygın değerlerdir.

Piston Çapı =  $D$

$$\text{Piston alanı } A_K = \pi D^2 / 4 \quad (2.5)$$

Strok hacmi ( Bir strok esnasında katedilen hacim )

$$V_h = A_K s = \pi D^2 s / 4 = \frac{\pi}{4} D^3 (s/D) \quad (2.6)$$

Strok oranı =  $s/D \Rightarrow$  Yanmalı motorlarda bu oran  $s/D = 0,8 \dots 1,5$

### 2.5.3 Biyel

Karakteristik büyüklük olarak biyel oranı  $\lambda = r/l$  (2.7)

Burada krank çapı  $r = s/2$  ve biyel uzunluğu  $l$  ile gösterilmektedir.

Bu değer in küçük olması istenir. V- motorlarda  $\lambda = 1:3,5 \dots 1:4,5$

### 2.5.4 Çoklu mekanizma düzeninde

$p_e$  efektif basınç,  $V_h$  strok hacmi,  $z$  silindir sayısı mekanizmanın ortalama iç değerini verir.

$W_m = z.p_e.A_k.s$  veya  $W_m = z.p_e.V_h$  mekanizmanın ortalama iş değeridir.

2-zamanlı motorlarda güç  $P_e = z.p_e.V_h.n$  (2.8)

4-zamanlı motorlarda güç  $P_e = z.p_e.V_h.n/2$  (2.9)

2-zamanlı motorlarda efektif basınç  $p_e \approx (5 \dots 6)$  bar

4-zamanlı motorlarda efektif basınç  $p_e \approx (8 \dots 10)$  bar

Dönme momenti peryot başına  $M_b = P_e / \omega = P_e / 2.\pi.n$  olmaktadır. (2.10)

### Örnek:

4-zamanlı otto motorlarında  $z = 6$  silindir, güç  $P_e = 80$  kW ve devir  $n = 5000$  min, efektif basınç  $p_e = 9$  bar, krank biyel oranı  $s/D = 0,9$  ve  $\lambda = 1:3,5$  verilmiştir.

Istenilen: strok, çap, piston orta nokta hızı, biyel uzunluğu ve çapı, dönme zamanı, pistonun açılma hızı, krank pini hızı ve dönme momenti

$$n = 5000 \text{ min} / 60 \text{ s/min} = 83,3 \text{ s} \quad 80 \text{ kw} = 80.10^3 \text{ Nm/s} \quad p_e = 9 = 9.10^5 \text{ N/m}^2$$

$$(2.8) \text{ strok hacmi: } V_h = \frac{2P_e}{z.p_e.n} = \frac{2.80.10^3 \text{ Nm/s}}{6.9.10^5 \text{ N/m}^2 . 83.3 \text{ s}^{-1}} = 3,55 . 10^{-5} \text{ m}^3 = 355 \text{ cm}^3$$

$$(2.6) \text{ piston çapı: } D^3 = \frac{4V_h}{\pi(s/D)} = \frac{4.355 \text{ cm}^3}{\pi.0.9} = 502 \text{ cm}^3 \quad D \approx 80 \text{ mm}$$

$$\text{Krank yarıçapı: } s = D. \left( \frac{s}{D} \right) = 80 \text{ mm} . 0.9 = 72 \text{ mm} \quad r = \frac{s}{2} = 36 \text{ mm}$$

$$(2.4) \text{ Piston hızı: } c_m = 2sn = 2.0,072 \text{ m} . 83,3 \text{ s}^{-1}$$

$$(2.7) \text{ Biyel uzunluğu: } l = r / \lambda = 36 \text{ mm} . 3,5 = 126 \text{ mm}$$

$$(2.1) \text{ Piston Peryodu: } T_z = 1 / n = 1 / 83,3 \text{ s}^{-1} = 524 \text{ s}^{-1}$$

$$(2.2) \text{ Açılma hızı: } \omega = 2\pi n = 2\pi 83,3 \text{ s}^{-1} = 524 \text{ s}^{-1}$$

$$(2.4) \text{ Piston perno hızı : } c_z = r \cdot \omega = \pi \cdot n \cdot s = \pi \cdot 83,3 \text{ s}^{-1} \cdot 72 \text{ mm} = 18,8 \text{ m/s}$$

$$(2.10) \text{ Dönme Momenti : } M_b = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} = \frac{80 \cdot 10^3 \text{ Nm/s}}{2\pi \cdot 83,3 \text{ s}^{-1}} = 152,5 \text{ Nm}$$

### 3. KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ

Krank biyel mekanizmasının kinematik hesaplamaları piston yolu, hız ve ivmesinin hesaplanmasını içermektedir. Krank milinin sabit açısal hızda döndüğü ( $\omega = \text{sabit}$ ) varsayılmaktadır. Gerçekte piston üzerine çevrim boyunca değişen gaz basınçları etki ettiğinden açısal hız sabit değildir. Açısal hızın sabit kabul edilmesi tüm kinematik değerlerinin, krank açısının ( $\varphi$ ) fonksiyonu olarak hesaplanmasına olanak vermektedir. Bu açısal hız, sabit hızda zamanın fonksiyonudur.

#### 3.1 Piston Yolu (Stroku)

Motorun çalışması esnasında pistonlar üst ölü nokta ve alt ölü nokta arasında hızlanan ve yavaşlayan olmak üzere farklı hızlarda hareket eder. Buna karşın, krank mili yaklaşık olarak sabit bir açısal hızda dönmektedir. Biyelin pistona bağlı olana küçük tarafı piston hareketine benzer doğrusal hareket yaparken, kranka bağlı olan büyük tarafı krankın hareketine benzer dairesel hareket yapmaktadır.

Pistonun üst ölü noktadan anlık uzaklığı "piston yolu" olarak tarif edilir. Piston yolu ( $x$ ), krank açısının ( $\varphi$ ) fonksiyonu olarak belirlenir. Şekil 3.1'den yararlanarak, piston yolu için Piston Yolu ( $x$ ) ve krank açısı ( $\varphi$ ) OT'den ileri geri hareketi yapmasıdır.

$$x = a + f = r(l - \cos \varphi) + f \quad f = \overline{BN} - \overline{BL} = \overline{BK} - \overline{BL} = l \cdot (1 - \cos \beta) \quad \lambda = r/l$$

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot (1 - \cos \beta) = r \cdot (1 - \cos \varphi + \frac{1 - \cos \beta}{\lambda}) \quad (2.11)$$

Burada;

$l$  : Biyel boyu ,( m)

$r$  : Krank Yarıçapı ,(m)

$\beta$  : Biyel açısı ,(  $^\circ$  )

$\varphi$  : Krank açısı ,(  $^\circ$  )

Biyel açısı  $\beta$  ;

$BKL \approx MKL$

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \varphi \quad (2.12)$$

eşitliği yardımıyla  $\varphi'$  ya bağlı olarak belirlenir. Krank biyel oranı  $\lambda = r/l$  olarak belirtildiğine göre yerine yazılacak olunursa;

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi \text{ ve } \cos \varphi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi^2}$$

elde edilir. Bu değerler (3.1) eşitliğine yazılırsa piston yolu formülü;

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi^2}$$

olacaktır. Piston yolunun bu şekildeki köklü ifade ile hesaplanması kullanışsızdır. Bu nedenle belli hesaplamalardan sonra yaklaşık formülü;

$$x_K = r \cdot (1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) \quad (2.13)$$

olacaktır. Yaklaşık formülün eksikliği,  $\sin \varphi'$  nin bütün kuvvetlerini içerir. Bu nedenle en büyük hata payı  $\varphi = 90^\circ$  ve  $270^\circ$  'de en büyük değerdedir.

$\lambda = 0$  olduğu kayar mafsallı krank mekanizmasında biyel sonsuz uzunlukta kabul edildiğinden  $l = \infty$  olur.

$$x_{KS} = r(1 - \cos \varphi) \quad (2.17)$$

Hata payı yaklaşık olarak en büyük  $x - x_K \approx r / 200$  ve  $x - x_{KS} \approx r / 6$  olur.

### 3.1.1 Grafik Gösterim (Şekil 3.1)

Grafik yöntemi ile piston yolunu belirlenmesi için krank merkez noktası M 'den r krank yarıçapı olacak şekilde bir daire çizilir. Silindirin 0 ekseninde Krank noktasından  $BK = l$  uzunluğu yarıçap kabul edilerek bir yay çizilir ve eksenle kesiştiği B noktası işaretlenir. K noktasından izdüşümü hata payı ile  $OTB = ON$  olduğu görülür. Çember k=0 dan i 'ye kadar parçalara ayrılır.

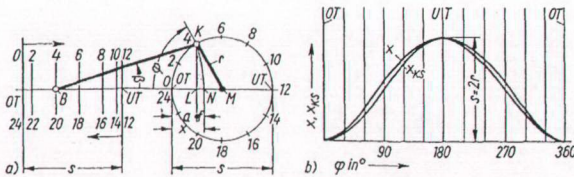
$\overline{OTB}$  piston yolu = x  $\overline{OTUT} = s$  max. Piston yolu

i = daire bölmesi k = krank daresi

Krankın taradığı açı:  $\varphi = k \cdot \varphi_p / i$

$$(2.14)$$

$k = 1$  'den 24' e kadar  $\varphi = k \cdot 360 / 24 = k 15$  olur.



Şekil 3.1 a) Krank mekanizması

b) Piston Yolu

### 3.2 Piston Hızı

Piston için ortalama ve anlık olmak üzere iki hız vardır. Ortalama hız  $c_m$  motorlar arasında karşılaştırma açısından en çok kullanılan değerdir. Pistonun hareketinin herhangi bir andaki

hızı, anlık hız olarak adlandırılır. Bu hızın belirlenmesinde piston yolu eşitliğinden yararlanılır ve zamana göre türevi alınarak yaklaşık hesaplamalardan sonra ;

$$c_K = r \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ olmaktadır.} \quad (2.15)$$

Kayar mafsallı krank-biyel mekanizması için hız;

$$c_{KS} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (2.16)$$

Bu yaklaşık hesaplamalarla gerçek değerler arasındaki hata farkı  $\varphi = 45^\circ$  'de en büyük olmaktadır.

$c - c_K \approx r \cdot \omega / 207$  ve  $c - c_{KS} \approx r \cdot \omega / 6$  olmaktadır.

### 3.2.1 Grafik Gösterim: (Şekil 3.2.)

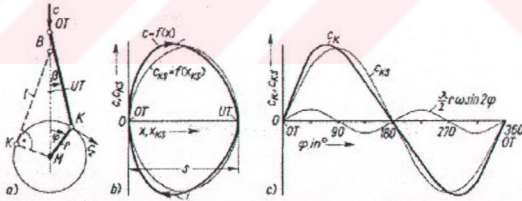
OTM silindir eksenidir. OT'den M'ye gidişte yön pozitif sayılmaktadır. Piston hızı şekil 3.2.b ve c 'de üst ölü nokta ve alt ölü noktada sıfır olduğu görülmektedir. Piston hızı  $\alpha + \beta = 90^\circ$  olduğu (BK) krank çemberine teğet geçtiği noktalarda maksimum olur.

BKM üçgeninde  $\tan \beta = r/l = \lambda$  'den

$$c_{\max} \approx r \omega \sqrt{1 + \lambda^2} = c_2 \sqrt{1 + \lambda^2} \text{ olur.} \quad (2.17)$$

Şekil 3.2.c' de sinüzoid olarak biyel için pistonun hızını  $\alpha = 90^\circ$  ve  $\alpha = 270^\circ$  maksimum

hızı görülür.  $c_K$  için hata payı  $\frac{\lambda}{2} r \omega \sin 2\varphi$  sinüzoidi ile gösterilmektedir.



Şekil.3.2 Piston Hızı ;  $\lambda=1/3$

a ) Krank mekanizmasının vektörel şeması

b ve c) Piston yolu veya krank açısının fonksiyonu olarak piston hız grafiği.

### Örnek

Dört zamanlı bir motorda devir sayısı  $n=5000\text{min}^{-1}$ , strok  $s=60\text{mm}$  krank-biyel oranı  $\lambda=1/3,5$  dir. Giriş vanaları, krank açısı  $\varphi_s = 270^\circ$  kapanmaktadır. Bu sırada ortaya çıkan maksimum ve ortalama piston hızları nelerdir?

$$(2.3) c_z = r \cdot \omega = \pi \cdot n \cdot s = \frac{\pi 5000 \text{ min}^{-1} \cdot 0.06 \text{ m}}{60 \text{ s/min}} = 15,70 \text{ m/s}$$

Denklem (2.15) 'a göre vanaların açılıp kapanmasında piston hızı

$$c_{KO} = 15,70 \text{ m/s} \left( \sin 30^\circ + \frac{1}{2,3,5} \sin 60^\circ \right) = 9,80 \text{ m/s}$$

$$c_{KS} = 15,70 \text{ m/s} \left( \sin 270^\circ + \frac{1}{2,3,5} \sin 540^\circ \right) = -15,70 \text{ m/s}$$

$c_{KS}$  'deki eksi işareti pistonun geri dönüşünü ifade etmektedir. Ortalama ve maksimum piston hızı denklem (2.4) ve (2.17) deki formüllerle bulunmaktadır.

$$c_m = 2 \text{ sn} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot 5000 \text{ min}^{-1}}{60 \text{ s/min}} = 10 \text{ m/s}$$

$$c_{\max} \approx \frac{\pi}{2} c_m \sqrt{1 + \lambda^2} = \frac{\pi}{2} \cdot 10 \text{ m/s} \sqrt{1 + \frac{1}{3,5^2}} = 16,35 \text{ m/s}$$

### 3.3 Piston İvmesi (Şekil 3.3)

Pistonun hareketi sırasında herhangi bir andaki ivmesi, piston ivmesi olarak adlandırılır. Piston hızının zamana göre türevi alınarak yaklaşık hesaplamalardan sonra;

$$a_K = r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (2.18)$$

kayar mafsallı krank mekanizmasında;

$$a_{KS} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (2.19)$$

Pistonu ivmesinin yaklaşık ile tam değeri arasındaki hata farkı  $\varphi = 90^\circ$  en büyük olur.

$$a - a_K = -r\omega^2/50 \quad a - a_{KS} = -r\omega^2/2,83$$

(-) işareti yaklaşık değer in daha büyük olduğunu göstermektedir.

#### 3.3.1 Grafik gösterim

Piston ivmesi, krankın devir sayısına  $T_z$  ile periyodik olarak değişmektedir. Silindir eksenini üzerinde OT den M ye doğru ivme pozitif olmaktadır. Ölü noktalarda piston ivmeleri aşağıdaki gibidir.

$$\text{OT de } a_{OT} = r\omega^2(1 + \lambda)$$

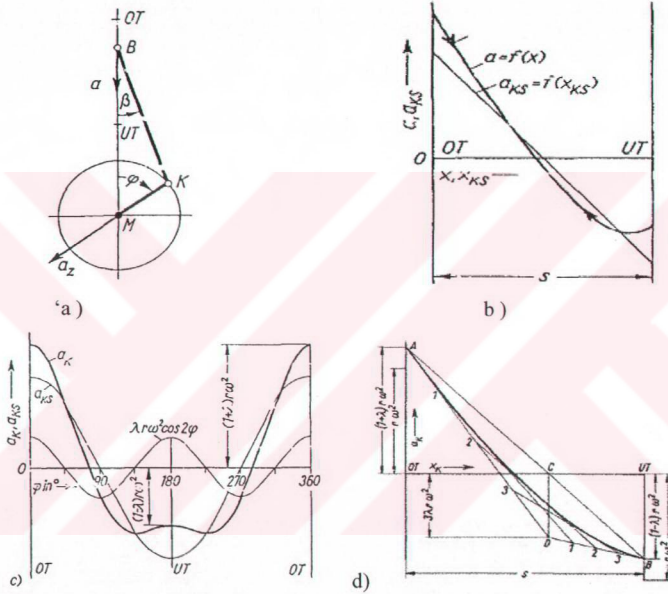
$$\text{UT de } a_{UT} = -r\omega^2(1 - \lambda)$$

Ölü noktalara tekaül eden maksimum Piston ivmelerini piston strokunu gösteren OTUT doğru parçası üzerinde kabul edilen ivme.

$$\text{Yukarı doğru } AOT = r\omega^2(1 + \lambda)$$

Aşağı doğru  $BUT = -r\omega^2(1 - \lambda)$

A ve B' yi bir doğru ile birleştirelim. Böylece C noktasından aşağı doğru  $3\lambda r\omega^2$  değerini işaretleyelim. Buradaki D noktasını A ve B ile birleştirelim. AD ve BD' yi, herhangi sayıda eşit kısımlara ayıralım. Bu noktaları birleştirilirse teğet ailesi elde edilir. Bunlara teğet çizilen AGB eğrisi istenilen piston ivmeleri diyagramıdır. Bu parabol çizimi  $\lambda = 0,26$  değerleri arasında doğru kabul edilmektedir. Şekil .3.3.d



Şekil.3.3 Piston İvmesi

- a) Krank mekanizmasının vektörel şeması
- c) Piston yolu veya krank açısının fonksiyonu olarak piston ivmesi
- d) İvme grafik gösterim

### 3.4 Kaçık Eksenli Krank Mekanizması:

Bu mekanizmada silindirin eksenini normal ekseninden  $q$  kadar kaymıştır. Bu kaçıklığın mertebesi piston yolunun 15% kadar olur. Piston, şekil 3.4' de ölü noktalar OT ve UT arasında hareket etmektedir. M, Krank merkezinden OTUT doğrularına uzatılmasıyla

$\mu = \text{sınırlılık oranı}$ ,  $q = \text{ekstrantriklik}$   $q = EM$  mesafesi bulunur.

$\mu = q/l$  sınırlılık oranı  $q$  eksantrik oran strokta büyür.

Krank açısı:

$\overline{EM} = \overline{LL'}$  olduğundan  $\overline{KL'} = l \sin \beta$  ve  $\overline{LL'} = r \cdot \cos \varphi$  ile  $\sin \beta = (q + r \sin \varphi)/l$  olmaktadır.

$$\beta_0 = -\varphi_0 \text{ ve } \beta_U = 180 - \varphi_u$$

$$\sin \beta_o = \frac{q}{l+r} \quad (2.20)$$

$$\sin \beta_u = \frac{q}{l-r}$$

$$\text{Piston yolu: } y_o = \sqrt{(l+r)^2 - q^2} \quad y_U = \sqrt{(l-r)^2 - q^2} \quad (2.21)$$

$$y = l \cos \beta + r \cos \varphi$$

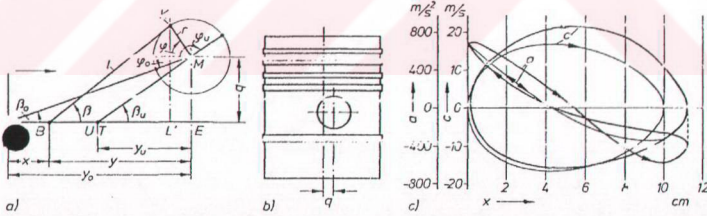
$$x = y_o - y = \sqrt{(l+r)^2 - q^2} - l \cos \beta - r \cos \varphi \quad (2.22)$$

Strok şöyle bulunur.

$$s = y_o - y_u = \sqrt{(l+r)^2 - q^2} - \sqrt{(l-r)^2 - q^2} \quad (2.23)$$

$q$  kaçıklığı arttıkça strok büyür.

(Şekil.3.4.c ve d) Eksantriklikten dolayı krank açısı  $\varphi = 180^\circ$  e artık simetrik değildir ve azami değerler artmaktadır. Gidişte krank açısı  $\varphi_0 + \varphi_u$  ve dönüşte  $180 - (\varphi_0 + \varphi_u)$  olmaktadır. Strok gidişte, dönüşten daha hızlı şekilde kat edilmektedir. Azami piston hızı daha büyüktür.



Şekil.3.4 Kaçık eksenli Krank Mekanizması

a) Vektörel şeması      b) Kaçık eksenli piston      c) Krank açısının fonksiyonu olarak

#### 4. KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DİNAMİĞİ

Krank-Biyel mekanizmasının dinamik analizi, motorun çalışması esnasında oluşan kuvvet ve momentlerin belirlenmesini içermektedir. Bu kuvvetler birinci dereceden silindirdeki gazların basıncının oluşturduğu gaz kuvveti, ikinci dereceden doğrusal hareket yapan ve dönen parçaların oluşturduğu kuvvetler olarak belirlenmektedir. Yerçekim kuvveti dinamik

analizlerde genellikle ihmal edilmektedir. Motorun her bir çevriminde krank miline etki eden tüm kuvvetler, yön ve değer bakımından sürekli olarak değişmekte, bu kuvvetlerin belirli krank mili konumları için değişimi, krank açısına bağımlı olarak değişmektedir.

#### 4.1 Gaz Kuvveti ve Güç:

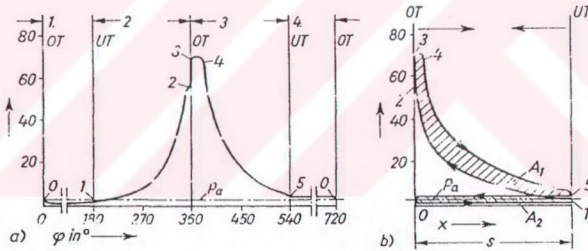
Gaz kuvvetleri, bir gazın bir yüzey üzerine yaptığı basınç demektir. Silindirdeki gazların basıncıyla oluşan gaz kuvvetleri, dinamik analizi kolaylaştırmak için silindir eksenin doğrultusunda, piston pernosuna etki eden tek bir kuvvet olarak değerlendirilmektedir. Silindir içinde pistonun ön tarafında oluşan  $p$  basıncı, arka yüzeyinde  $p_a$  atmosfer basıncının farkı  $F_s$  gaz basıncını verir.

$$A_k = \text{piston alanı}$$

$$F_s = (p - p_a) \cdot A_k \quad (2.24)$$

Yanma basıncı, dizel motorlarda  $p_z = (70...120)$  bar dır.

Silindir içindeki basınç değişimi, makinenin çalışma yöntemine, krank açısının değişimi veya piston yoluna göre (Şekil 4.1.a.b' de) değişmektedir.



Şekil.4.1 Dört zamanlı dizel motorlarda basınç diyagramı

a) Krank açısına göre

b) Piston yoluna göre

4-zamanlı dizel bir motorda (şekil 4.1.b)

Birinci zamanda (birinci gidiş) (0-1) hava emilir, ikinci zamanda (birinci dönüş) (1-2) hava sıkıştırılır, (2-3) arasında sabit hacimde yanma, üçüncü zamanda (3-4) (ikinci gidiş) sabit basınçta yanma, (4-5) oranında genişleme, dördüncü zaman (5-0) (ikinci geri dönüş) sönümleme zamanıdır. Buna göre çalışma prensibi iki gidiş ve iki geri dönüş olarak iki devri kapsamaktadır.

$$\text{Basınç: } p = \frac{A_D}{l_D \cdot \varphi} \quad (2.25)$$

$$A_D = A_1 - A_2 \quad (2.26)$$

$l_D =$  Diyagram uzunluğu

$$\text{İki zamanlı motorlarda güç } P_i = z.p_i.V_i.n \quad (2.27)$$

$$\text{Dört zamanlı motorlarda güç } P_i = z.p_i.V_i.n/2 \quad (2.28)$$

## 4.2. Kütle Kuvvetleri

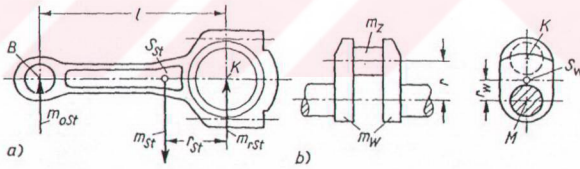
Krank-Biyel mekanizmasında doğrusal ve dairesel olarak 2 hareket gerçekleşmektedir. Piston ileri-geri doğrusal, krank dönme, biyel ise her iki hareketi de yapmaktadır. Bu hareketlerden kütle kuvvetleri oluşur. Doğrusal hareket OTM eksenine, dönme hareketi KM eksenine etki eder.

### 4.2.1 Kütleler

Şekil 4.2.a 'da biyelin ağırlık merkezi  $S_{St}$  'dir. B noktası, biyelin ileri geri hareketi yapan pistonla bağlı kısım ağırlık merkezi, buraya etkileyen kütle  $m_{oSt}$  'dir. Diğer tarafta K noktası biyelin kranka bağlı dairesel hareket yapan kısmın ağırlık merkezidir ve buraya etkileyen kütle  $m_{rSt}$  'dir.

$$m_{oSt} = m_{St} \frac{r_{St}}{l} \quad (2.29)$$

$$m_{rSt} = m_{St} \frac{l - r_{St}}{l} \quad (2.30)$$



Şekil.4.2 Doğrusal ve dairesel hareket yapan kütle

a ) Biyel

b ) krank

$$m_{oSt} \approx m_{St} / 3 \quad m_{rSt} \approx 2m_{St} / 3$$

Krankın yanak kütleleri  $m_w$  krank merkezi K eksenine indirginir.

$$m_{redw} r \omega^2 = m_w r_w \omega^2 \text{ veya } m_{redw} = m_w r_w / r$$

Bu takdirde krankın dönen kütlesi:

$$m_{rKW} = m_z + m_{redw} = m_z + m_w r_w / r \text{ olmaktadır.} \quad (2.31)$$

Dönme hareketi yapan toplam kütle :

$$m_r = m_{rKW} + m_{rSt} = m_z + m_w r_w / r + m_{St} \frac{l - r_{St}}{l} \quad (2.32)$$

Doğrusal hareket yapan toplam kütle:

Biyelin doğrusal hareket yapan kısmın toplam kütlesi ( $m_{ost}$  formül 2.33)

$$m_o = m_K + m_{Ks} + m_{Kr} + m_{oSt} \quad (2.33)$$

$m_K$  :Piston kütlesi       $m_{Kr}$  :Kayar baş(piston ve krank kollarının mafsalı)

$m_{Ks}$  :Perno kütlesi       $m_{oSt}$  : Biyelin kütlesi

Doğrusal hareket yapan kısmın kütle kuvveti:

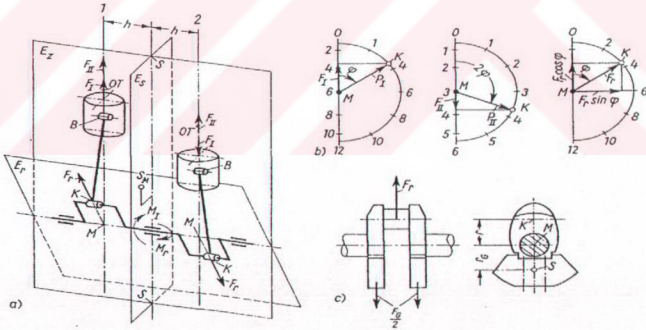
$$F_O = m_o a_K = m_o r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

$$F_1 = m_o r \omega^2 \cos \varphi = P_1 \cos \varphi \quad (2.34)$$

$$F_2 = \lambda m_o r \omega^2 \cos 2\varphi = P_2 \cos 2\varphi \quad (2.35)$$

Burada  $P_1$  ve  $P_2$  kütle kuvveti genlikleridir.

$F_1$  ve  $F_2$  kuvvetleri silindir OTM eksenine etki ederler. (şekil 4.3)



Şekil.4.3 Kütle kuvvetleri ve momentleri

a ) İki silindri sıralı mekanizma      b ) Kuvvet şeması      c) Karşı ağırlık krank

Dönme hareketi yapan kısmın kütle kuvveti:

Parçaların dönüş hareketi, pernonun dönüşüne uygun olduğundan dönen kısmın kütle kuvveti

$$F_r = m_r r \omega^2 \text{ olmaktadır} \quad (2.36)$$

$F_r$ , MK'ya sürekli etki eden merkezkaç kuvvetidir.

Şekil 4.3.b'de dönme anında krank açısına göre bilinenlerini vermektedir.  $F_r \cdot \cos \varphi$  silindir eksenine paralel  $F_r \cdot \sin \varphi$  bileşeni dikey olarak etki etmektedir.

#### 4.2.2. Momentler:

Çok silindirli motorlarda (şekil 4.3.a) mekanizmasının ağırlık eksenini  $E_s$  düzlemi üzerinde  $S_m$  'dir. Doğrusal hareket yapan kütlelerin atalet kuvvetleri ( $F_1 + F_2$ ) ve dönen kütlelerin atalet (merkezkaç) kuvvetleri ( $F_r$ ) oluşturduğu  $M_1$  ve  $M_r$  momentleridir. Momentler saat yönü pozitifdir.

Dönme hareketi yapan kısmın momenti:

$$M = m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h \cos \varphi \quad (2.37)$$

$$M_2 = \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h \cdot \cos 2\varphi \quad \text{olmaktadır.} \quad (2.38)$$

Bu momentler silindir OTM eksenine, krank mili MM'nin oluşturduğu  $E_2$  düzlemine etki eder.

Dairesel hareket yapan kütle momentleri:

$$M_r = F_r \cdot h = m_r \cdot r \cdot W^2 \cdot h \quad (2.39)$$

$\overline{MK}$  krank eksenine,  $\overline{MM}$  'nin oluşturduğu  $E_r$  eksenine etki eder ve bu moment sabittir.

Bu kütle kuvvetleri ve momentleri temele ve dolayısıyla da çevreye aktarılmaktadır. Etkiyen bu kuvvetler dengelenmeyecek olursa motor titreşimlerine ve elemanların deformasyonlarına neden olacaktır.

#### 4.2.3 Kütle Kuvvetlerinin Dengelenmesi

Bir motorun kütle kuvvetleri ve momentleri, uygun silindir düzenlenmesi ve sayısı ile tam olarak dengelenmiyorsa krank mili ile mekanik olarak karşı ağırlıklar eklenerek dengelenebilir. Şekil.4.3.c 'de krank yanaklarına yerleştirilmiş karşı ağırlıklar görülmektedir. Ayrıca dengeleme için mekanizma elemanlarının ağırlıklarını azaltılmasıyla atalet kuvvetleri azaltılır ve makine parçalarına gelen yükler hafifleyerek yüksek hızlarda doğacak titreşimler azalarak mekanizmanın dengelenmesine daha az ihtiyaç duyulacaktır.

$$F_G = F_r$$

$$m_G \cdot r_G \cdot W^2 = m_r \cdot r \cdot W^2$$

$$m_r = \text{döner kütle}$$

$$r_G = \text{dengeleyicinin ağırlık merkezinin krank dönme merkezine uzaklığı}$$

$$r = \text{krank yarıçapı}$$

$$m_G = \text{dengeleyen karşı kütle}$$

Krank miline eklenen karşı ağırlıklar ancak düşey bileşeni dengeleyebilmektedir. Yatay bileşen ise dengelenememektedir. Düşey bileşen ise kısmen dengelenmektedir.

### Örnek

İki silindirli dizel motorlarda devir sayısı  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ , strok  $s = 160 \text{ mm}$ , biyel oranı  $\lambda = 1/4$  silindirler arası mesafe  $a = 200 \text{ mm}$  ve karşı ağırlıklar arası mesafe  $b = 320 \text{ mm}$ 'dir. Salınan kütle  $m_o = 6 \text{ kg}$ , dönen kütle  $m_r = 10 \text{ kg}$ 'dır. Karşı ağırlık yarıçapı  $r_o = 1200 \text{ mm}$ .

Pistonun OT 'deki konumu için kütle kuvvetleri ile momentleri ve merkezkaç momentlerinin denkleştirilmesi için kütle dengelenmesi aranmaktadır.

1 strok  $r = s / 2 = 0,08 \text{ m}$

$$(2.2) \omega = 2\pi \cdot n = \frac{2\pi \cdot 1800 \text{ min}^{-1}}{60 \text{ s / min}} = 188,55 \text{ s}^{-1}$$

$$1N = 1 \text{ kgm/s}^2$$

Kütle kuvvetlerinin genlikleri;

$$(2.34) P_1 = m_o \cdot r \cdot \omega^2 = 6 \text{ kg} \cdot 0,08 \text{ m} \cdot 188,5^2 \text{ s}^{-2} = 17100N$$

$$(2.35) P_2 = \lambda \cdot P_1 = \frac{17100N}{4} = 4620N$$

Merkezkaç kuvveti;

$$(2.35) F_r = \frac{m_r}{m_o} \cdot P_1 = \frac{10 \text{ kg}}{6 \text{ kg}} \cdot 17100N = 28500N$$

Piston1 OT 'de ise silindir 1 için  $\varphi_1 = 0^\circ$ , silindir 2 için  $\varphi_2 = 180^\circ$  olmaktadır.

$$F_{rres} = F_{1res} = 0 \quad F_{2res} = 2 \cdot P_2 = 8520N \quad h = a / 2$$

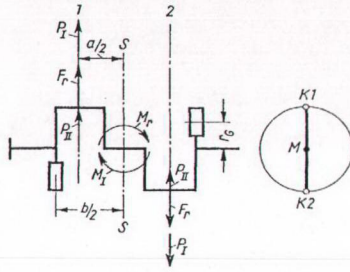
$$(2.37) M_{1res} = 2 \cdot P_1 \cdot h = P_1 \cdot a = 17100N \cdot 0,2 \text{ m} = 3420Nm$$

$$(2.38) M_{rres} = F_r \cdot a = 28500N \cdot 0,2 \text{ m} = 5700Nm$$

Piston 2 ,OT 'de duruyorsa o zaman momentler yer değiştirir. Her iki yanağa da bir ağırlık yerleştirilir. Merkezkaç momentlerini dengeleyebilmek için  $M_G = M_r$ ,

$$m_G \cdot r_G \cdot W^2 = m_r \cdot r \cdot W^2$$

$$m_G = m_r \cdot \frac{r_a}{r_{Gb}} = 10 \text{ kg} \frac{80 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}}{120 \text{ mm} \cdot 320 \text{ mm}} = 4,16 \text{ kg} \quad \text{Olmaktadır.}$$



Şekil.4.4. İki silindirli sıralı motorlarda kütle kuvvetleri ve momentleri

### 4.3 Mekanizma Kuvvetleri

Yataklarda meydana gelen sürtünmeler ihmal edilerek, krank biyel mekanizmasının da B, K ve M noktalarında hareket sırasında oluşan kuvvetler incelenecektir. Şekil 4.5

Çevresel (teğetsel) kuvvet ve dönme momenti:

Doğrusal hareket yapan piston üzerinde oluşan kuvvet;

$$F_K = F_S - F_0 \quad (2.40)$$

$$F_S = \text{gaz kuvveti}$$

$$F_0 = \text{kütle kuvveti}$$

Periyodik olarak silindir eksen çizgisine etki eder. Gaz kuvveti daha büyük değerde olması itibarıyla dönme noktası, M'ye olan yön pozitif olarak belirlenmiştir.

$F_K$ , biyelin BK eksenine etki eden kuvvet bileşenlere ayrıldığında;

$$F_{st} = \frac{F_K}{\cos \beta} = \frac{F_K}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \quad (2.41)$$

$$F_N = F_K \cdot \tan \beta = \frac{\lambda \cdot F_K \cdot \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \quad (2.42)$$

$$\text{ve } F_{ST} = \sqrt{F_K^2 + F_N^2} \quad (2.43)$$

Biyel kuvveti  $F_{st}$ 'nin periyodik gelişimi  $F_K = 0$ 'da sıfır noktasına denk gelmektedir. Buna karşı normal kuvvet  $F_N$ ,  $F_K = 0$ 'ın dışında OT ve UT de sıfıra eşit olmaktadır.

Biyel dairesel hareket yapan kısmında teğetsel ve radyal bileşenlere ayrılarak.

$$\text{Teğetsel kuvvet; } F_T = F_{st} \cdot \sin(\alpha + \beta) = F_K \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.44)$$

$$\text{Radyal kuvvet; } F_R = F_{st} \cdot \cos(\varphi + \beta) = F_K \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.45)$$

$$F_{St} = \sqrt{F_T^2 + F_R^2} \text{ oluşmaktadır.} \quad (2.46)$$

Yaklaşık denklemler;

(2.41),(2.42),(2.43),(2.44) denklemde  $\cos \beta = \sqrt{\lambda^2 \sin^2 \varphi} \approx 1$ , ile  $F_{St}$ ,  $F_T$ ,  $F_R$  için yaklaşık değerler;

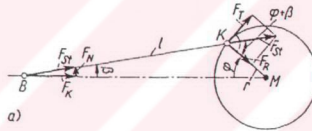
$$F_{stK} \approx F_K$$

$$F_{NK} \approx \lambda F_K \sin \varphi$$

$$F_{TK} \approx F_K \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\lambda \right)$$

$$F_{RK} \approx F_K (\cos \varphi - \lambda \sin^2 \varphi)$$

Normal kuvvet için kota payı  $\lambda^{1/3}$  ve  $\varphi = 90^\circ$  için  $(F_N - F_{NK})/F_N = 0.06$ ; teğetsel kuvvet için  $\lambda=1/3$  ve  $\varphi = 45^\circ$  için  $(F_T - F_{TK})/F_T = 0.01$  olmalıdır.



Şekil 4.5 Mekanizmanın üzerindeki kuvvetler

## 5. VOLANLAR

Dönme hareketlerindeki düzgünlüğü küçültmek için krank miline volan yerleştirilir. İşletme anında kuvvet makinesinden iş çekimi periyodik olarak değişken olduğundan sistemi tahrik eden teğetsel kuvvetlerde her zaman bir denge durumu yoktur. Bunun sonucu makine düzgün olmayan bir dönme hareketi verir.

En küçük açısal hız  $\omega_{\min}$  ve en büyük açısal hız  $\omega_{\max}$  gösterirse ortalama açısal hızdan  $\delta$  düzgünlük derecesi elde edilir.

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max}} \quad (2.47)$$

Araç motorları için  $\delta = 1/30 \dots 1/300$

Kompresörler için  $\delta = 1/50 \dots 1/1000$

## 6. PİSTON

Motorlarda yanma odasında ısı enerjisine dönüşen kimyasal enerjinin mekanik enerjiye çevrilmesinde etkin kuvvetleri krank miline ileterek kullanılan ilk organ pistondur.

Piston, gaz kuvvetlerinin, kütlese kuvvetlerin, biyel doğrultusunda ki kuvvetlerine ve pistonun ağırlık merkezine etkiyen momentin etkisi altındadır.

Piston, yanma odası ile geriye kalan silindir hacmini birbirinden ayıran bir eleman olduğundan mekanik zorlanmaların dışında ısı zorlanmalara da maruzdur.

Piston malzemesi olarak hafiflik açısından (yatak yüklenmelerini azaltmak için ) dökme demir, statik dinamik dayanım açısından alüminyum silisyum, bakır alaşımlar, düşük ısıl genleşme yönünden dökme demirle birlikte alüminyum silisyum katılarak çeşitli şekillerde yapısal önlemler alınır.

Konstrüksiyonu: şekil 6.1 Piston; piston tabanı (1), segmanlar (kompresyon segmanı, yağ segmanı) (7-8), perno(5), emniyet halkası (6)'nı içermektedir.

Piston tabanı, yanma odasında meydana gelen basınç ve sıcaklıkla karşı karşıyadır. Dolayısıyla taban kalınlığı önemlidir ve piston çapına orantılı olarak tasarlanır.

Piston pernosu, pistonu biyele bağlayan elemandır ve her ikisi arasında doğan kuvvetleri iletir. Perno uygun bir toleransla piston içine yerleştirilmelidir ki kuvvetleri homojen iletir. Pernonun yuvasından dışarı çıkarmaması içinde her iki uçtan emniyet halkaları (6) ile tespit edilir. Segmanlar (7-8) Şekil 6.1, gazların kartere kaçışını önleyerek piston ile silindir arasında sızdırmazlığı sağlarlar. Gerilmemiş halde oval durumdadırlar. Yuvalarına oturabilmeleri için belli bir açıklığı oluşturacak şekilde kesilerek çıkarılmıştır. Dizel motorlarda, kompresyon segmanları ve yağ segmanları olarak 2 çeşit segman kullanılır.

Kompresyon segmanları, ateş segmanı ve gaz segmanlarıdır. Ateş segmanı en yüksek gaz basıncının etkisi altında olduğundan sızdırmazlığa en büyük katkıda bulunur. Diğer segmanlarda gelen basınçlar aşağıya doğru azalmaktadır. Segmanlar dikdörtgen kesitlidir. Basıncılı gazlar segman boşluğuna girerek segmanı sürekli olarak silindir yüzeyine bastırılmasını sağlar. Genellikle dökme demirden, krom kaplamalı çeliklerden yapılır.

Yağ segmanları, silindir blok yüzeyine verilen yağın fazlasının kartere sızmasını engeller. Diğer segmanların yağlanması sağlar. Piston üzerindeki delik (1) den segman boşluğu (2) üzerinden yağ, silindir duvarına iletilir. Burada segman kenarı (3), delikten akmakta olan yağı silindir duvarından temizlemektedir.





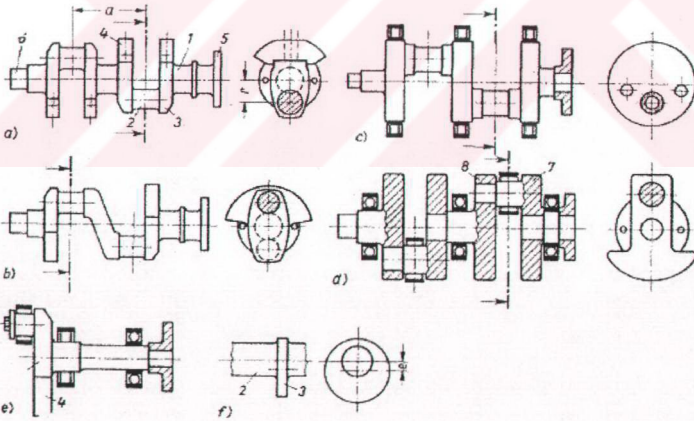
## 8. KRANK MİLLERİ

Krank mili, pistonun öteleme hareketini döndürme hareketine dönüştüren elemandır. (Şekil 8.1 a) Krank mili ana yataklarda dönen biyel yatağı içinde yer alan krank pernosu-2 ve bunları bağlayan krank dirseği(alın)-3'den oluşmaktadır. Krank mili uçlarında volanı taşıyan kavrama-5 bulunmaktadır. Krank mili eğilmeye ve burulmaya zorlanır. Eğilmeye gaz kuvvetleri ve kütsel kuvvetler neden olur. Kavrama, dönme momentini aktarmaktadır. İki muylunu orta uzunluğu, piston çapı D ve makinenin türüne göre a mesafesi belirlenir  $a = (1,2...1,6).D$  olmaktadır.

Büyük güç aktarımları için 8.1 a uygundur z silindirli sıra motorlarında (8.1), z+1 sayısında yatak (perno) vardır. Bu krank milleri eğilme ve burulmaya karşı dayanıklıdır ve yanmalı motorlarda kullanılır. Daha küçük güçler için 8.1 b yeterli olmaktadır.

8.1.f ' de krank muylusu-3 mil üzerinde uzatılmıştır, dolayısıyla yanağın yerini almıştır. Bu yapım şekli daha küçük krank tasarımlarında kullanılmaktadır.

**8.1 Malzemesi:** Yüksek devirli dizel motorların küçük ölçülerdeki krank milleri dövme çelikten yapılır.Daha büyük boyutlardaki miller ise demir alaşımlarda kullanılmaktadır. Bunun nedeni işlenmesindeki kolaylık ve düşük maliyettir. Ayrıca dökme demir, dökme çelik ve alaşımlarına göre çentik etkisine daha az duyarlıdır.

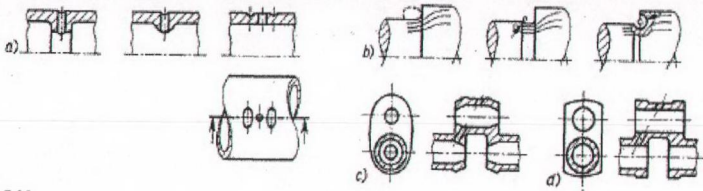


Şekil.8.1.Krank mili çeşitleri

## 8.2 Konstrüktif esaslar

Krank milinde geçen kuvvet akımı dolayısıyla bir çok zorlanmaya maruz kalır. Perno ve yanaklar arasında geçişlerdeki keskin köşelerde, işleme sırasında liflerinde kesilmesiyle gerilimler oluşmaktadır. Bu yerlerdeki çentik etkisini azaltmak için belli oranlarda yuvarlama

yapılır. Yağ delikleride, çentik etkisi yaparlar. Sayı ve uzunluğunu azaltmak için perno bitişindeki yataklardan yapılır ve delikler mümkün olduğunca perno geçişlerinden uzakta olmalıdırlar.



Şekil. 8.2.Konstrüktif örnekler

## 9. UYGULAMA

Bu uygulamada Krank biyel mekanizmasının çalışması sırasında biyel kolunun z eksenine dik olan kesitinde oluşan gerilmeleri analitik formüllerle bulup, VisualNastran paket programıyla yapılan simülasyonda çıkan gerilemelerle karşılaştırılması yapılmaktadır.

### 9.1. Analitik Hesap

Hesabı yapılacak olan mekanizmanın verileri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 9.1 Mekanizma bilgileri

Boyutlar, Kütleler				
Motor Devri (Max. Güç)	: 6000	dev/dk		
Açısal Hız	: 628,3	rad/sn		
Krank Yarı Çapı (R)	: 38	mm	0,038	m
Biyel Boyu ( l )	: 150	mm		
Biyel Oranı ( λ )	: 0,253			
Piston Çapı (D)	: 75	mm		
Piston Alanı ( A <sub>K</sub> )	: 4418	mm <sup>2</sup>	0,004418	m <sup>2</sup>
Piston Kütle (m <sub>k</sub> )	: 0,47	kg		
Perno kütle (m <sub>KS</sub> )	: 0,1	kg		
Biyel Kütle (m <sub>st</sub> )	: 0,7	kg		
Kütle merkezinin büyük biyel baş. uzaklığı (r <sub>st</sub> )	: 57	mm		
Biyelin perno eksenine indirgenmiş kütle (m <sub>ost</sub> )	: 0,266	kg		
Öteleme hareketi yapan toplam kütle (m <sub>o</sub> )	: 0,836	kg		
Biyel kesiti	: 137	mm <sup>2</sup>		

$$(2.29) m_{ost} = m_{st} \frac{r_{st}}{\ell}$$

$$m_{ost} = 0,7 \frac{57}{150} = 0,266 \text{ kg}$$

Doğrusal hareket yapan toplam kütle:

$$(2.33) m_o = m_k + m_{k_s} + m_{k_r} + m_{ost}$$

$$m_o = 0,47 + 0,1 + 0,266 = 0,836 \text{ kg}$$

Doğrusal hareket yapan kütlelerin atalet kütleleri:

$$(2.34) F_o = m_o \cdot a_k = m_o \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Çizelge 9.2 Gaz basınçlarının krank açısına göre değişimi

Krank açısı ( $\varphi^\circ$ )	$P_s$ (Mpa)
0	0,0180
30	-0,0150
60	-0,0150
90	-0,0150
120	-0,0150
150	-0,0150
180	-0,0200
210	-0,0089
240	0,0121
270	0,0678
300	0,2300
330	0,9464
360	2,5292
370	6,6084
390	3,6958
420	1,3724
450	0,6849
480	0,4481
510	0,3298
540	0,1480
570	0,0550
600	0,0180
630	0,0180
660	0,0180
690	0,0180
720	0,0180

$\omega$  (rad/s) = 628 sabit kabul edilmiştir.

Gaz kuvvetleri:

Piston içindeki gaz basınçları Çizelge 9.2 'de verildiği gibi kabul edilmiştir. (Bu veriler A.KOLCHİN, V.DEMİDOV, "Design of Automotive Engines", MIR Publisher Moskow, kitabından 4 zamanlı bir otto motoru için maksimum güçteki değerlerdir.)

$$F_s = P_s \cdot A_p (N)$$

Dikey yöndeki toplam kuvvet:

$$(2.40) F_K = F_S - F_O$$

Biyele etkiyen kuvvet:

$$(2.41) F_{st} = \frac{F_K}{\cos \beta} = \frac{F_K}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}}$$

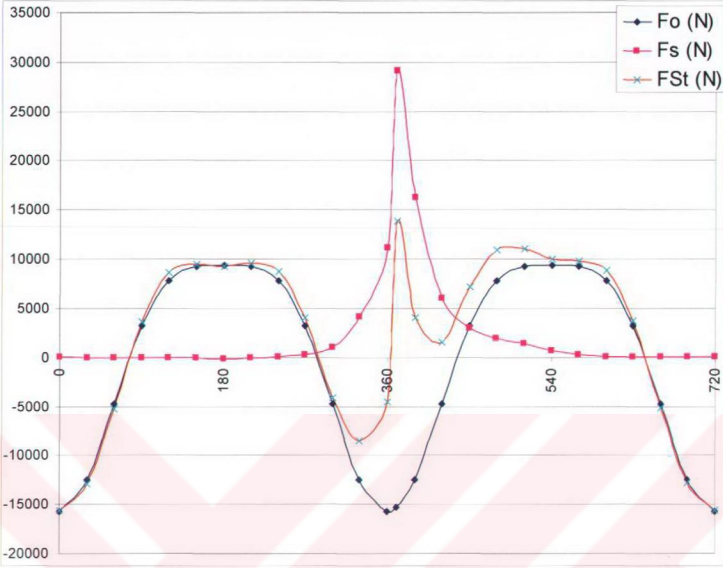
Biyel kolu kolundaki gerilmeler:

$$\sigma = \frac{F_{st}}{A_{st}}$$

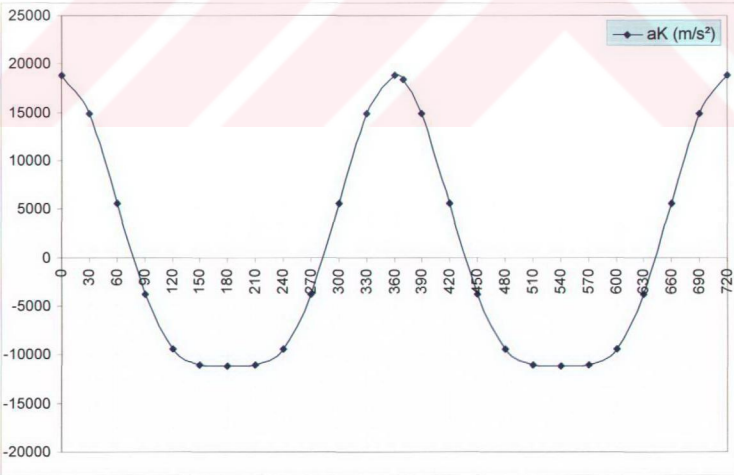
Formüllerde değerler yerine konulduğunda çıkan değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 9.3 Krank açısına göre kütle kuvvetleri ve gerilmeleri

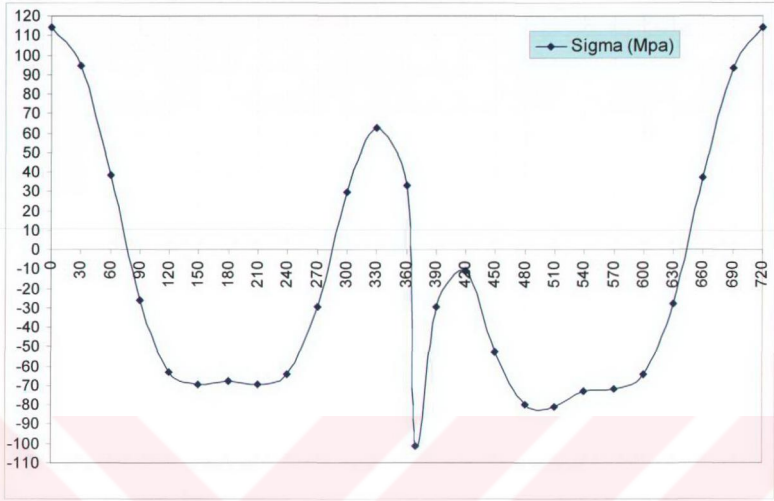
$\varphi^\circ$	$\Omega$ (rad/s)	$P_s$ (Mpa)	$a_K$ (m/s <sup>2</sup> )	$F_O$ (N)	$F_S$ (N)	$F_K$ (N)	$F_{st}$ (N)	$\sigma$ (Mpa)
0	628	0,0180	18802,25	15719	80	-15639	-15639	114
30	628	-0,0150	14892,17	12450	-66	-12516	-12932	94
60	628	-0,0150	5600,67	4682	-66	-4748	-5276	39
90	628	-0,0150	-3800,46	-3177	-66	3111	3600	-26
120	628	-0,0150	-9401,13	-7859	-66	7793	8659	-63
150	628	-0,0150	-11091,71	-9273	-66	9206	9513	-69
180	628	-0,0200	-11201,34	-9364	-88	9276	9276	-68
210	628	-0,0089	-11091,71	-9273	-39	9233	9540	-70
240	628	0,0121	-9401,13	-7859	53	7913	8792	-64
270	628	0,0678	-3800,46	-3177	300	3477	4024	-29
300	628	0,2300	5600,67	4682	1016	-3666	-4073	30
330	628	0,9464	14892,17	12450	4181	-8269	-8544	62
360	628	2,5292	18802,25	15719	11174	-4545	-4545	33
370	628	6,6084	18345,15	15337	29195	13859	13912	-102
390	628	3,6958	14892,17	12450	16328	3878	4007	-29
420	628	1,3724	5600,67	4682	6063	1381	1534	-11
450	628	0,6849	-3800,46	-3177	3026	6203	7179	-52
480	628	0,4481	-9401,13	-7859	1980	9839	10932	-80
510	628	0,3298	-11091,71	-9273	1457	10730	11086	-81
540	628	0,1480	-11201,34	-9364	654	10018	10018	-73
570	628	0,0550	-11091,71	-9273	243	9516	9832	-72
600	628	0,0180	-9401,13	-7859	80	7939	8821	-64
630	628	0,0180	-3800,46	-3177	80	3257	3769	-28
660	628	0,0180	5600,67	4682	80	-4603	-5114	37
690	628	0,0180	14892,17	12450	80	-12370	-12782	93
720	628	0,0180	18802,25	15719	80	-15639	-15639	114



Şekil 9.1 Pistona etkiyen kuvvetler ( $\omega = 628$  r/sn)



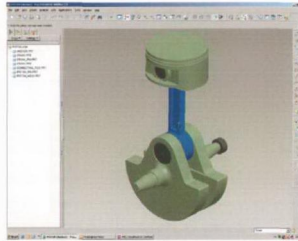
Şekil 9.2 Pistonun ivmesi ( $\omega = 628$  r/sn)



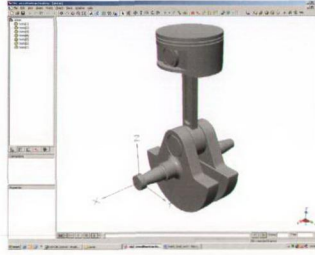
Şekil 9.3.Biyelin z ekseninin dik kesitindeki gerilmeler (  $\omega = 628 \text{ r/sn}$  )

## 9.2 Bilgisayar Simülasyonu

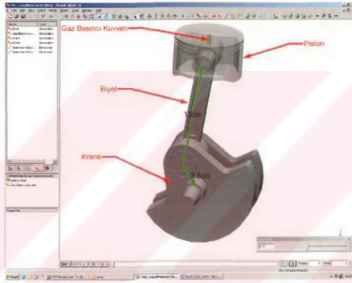
Herhangi bir Cad programında oluşturulan krank-biyel mekanizması vNastran'a aktarılır. Aktarma işlemi için kullanılan cad programına göre vNastran'ın kendi komutları da kullanılabilir. Aktarma işlemi için vNastran'ın Mechanical Desktop, Solid Edge, Solid Works, Pro/Engineer programları için desteği vardır. Bunun dışında mekanizmalar "ACIS File (\*.sat)" formatında gönderildiğinde vNastran tarafından tanınmaktadır.



ACIS formatında kaydedilen dosya vNastran'da açılır. Parçaların birbirleri ile olan bağlantıları vNastran'da tanımlanmalıdır.



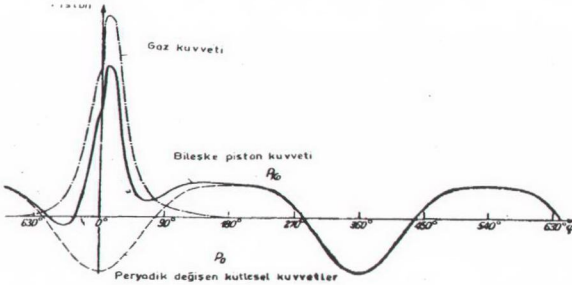
Piston mekanizmasının bağlantıları oluşturulduktan sonra simülasyonun yapılabilmesi için belirlenmesi gereken parametrelere geçilebilir.



Piston mekanizmasının bağlantıları oluşturulduktan sonra simülasyonun yapılabilmesi için belirlenmesi gereken parametrelere geçilebilir.

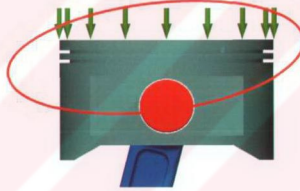
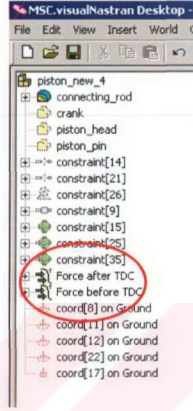
### 9.2.1 Gaz Basıncı

Pistonun üst yüzeyine noktasal veya dağıtılmış kuvvet ya da basınç olarak yerleştirilebilir. Burada önemli olan gerçekte gaz basıncının etkin olduğu aralıkta bu kuvvetin verilmesidir.

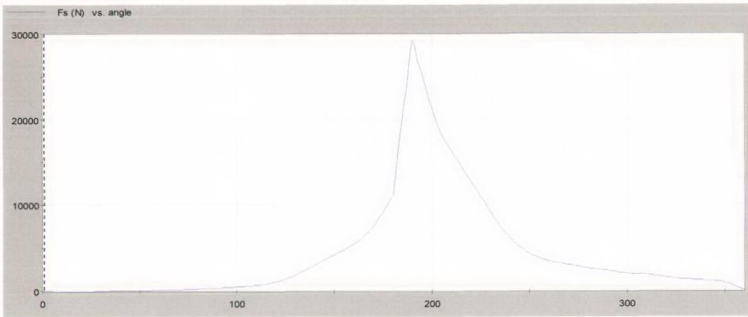


Şekil 9.4 Piston üzerindeki kütleel kuvvetlerin krank açısına göre değişimi

Şekilde görüldüğü gibi gaz kuvveti ÜÖN'ü geçince maksimum değerine ulaşıyor ve AÖN'ya kadar azalarak devam ediyor. Gaz kuvvetindeki bu değişimi piston üst yüzeyine konulan kuvvetler ile benzetilmeye çalışıldı.



Gaz basıncı yukarıda ki şekilde görüldüğü gibi yerleştirilir.



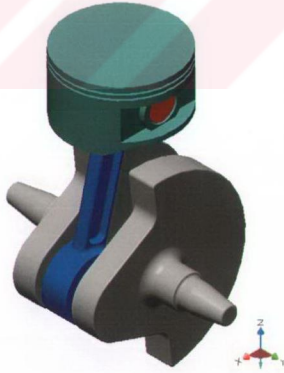
Şekil 9.5 Gaz kuvvetinin krank açısına göre değişimi

## 9.2.2 Krank-Biyel Mekanizmasının Bilgileri

Çizelge 9.1 Mekanizma bilgileri

Krank mekanizmasının boyutları				
Motor Devri (Max. Güç)	:	6000	dev/dk	
Açısal Hız	:	628,3	rad/sn	
Krank Yarı Çapı (R)	:	38	mm	0,038 m
Biyel Boyu (L)	:	150	mm	
Biyel Oranı ( $\lambda$ )	:	0,253		
Piston Çapı (D)	:	75	mm	
Piston Alanı ( $A_p$ )	:	4418	mm <sup>2</sup>	0,00441 m <sup>2</sup>
Piston Kütlesi ( $m_k$ )	:	0,47	kg	
Perno kütlesi ( $m_p$ )	:	0,1	kg	
Biyel Kütlesi ( $m_{st}$ )	:	0,7	kg	
Kütle merkezinin büyük biyel baş. uzaklığı ( $r_{st}$ )	:	57	mm	
Biyelin perno eksenine indirgenmiş kütlesi ( $m_{oSt}$ )	:	0,266	kg	
Öteleme hareketi yapan toplam kütle ( $m_o$ )	:	0,836	kg	
Biyel kesiti	:	137	mm <sup>2</sup>	

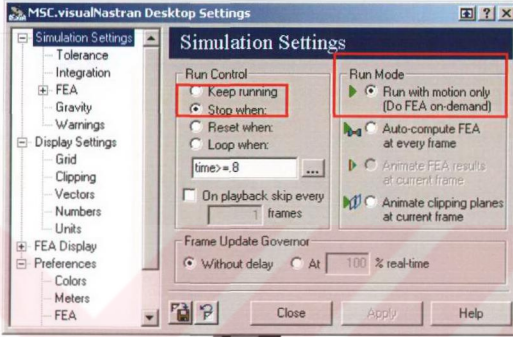
Her iki hesapta da aynı veriler kullanılmıştır. Sürtünmeler göz ardı edilmiş, yerçekimi ivmesi  $9,81 \text{ m/s}^2$  olarak (-Z) yönünde alınmıştır.



Piston içi basıncı için maksimum güçteki değerler alındığı için maksimum güçteki devir sayısı kullanılmıştır.

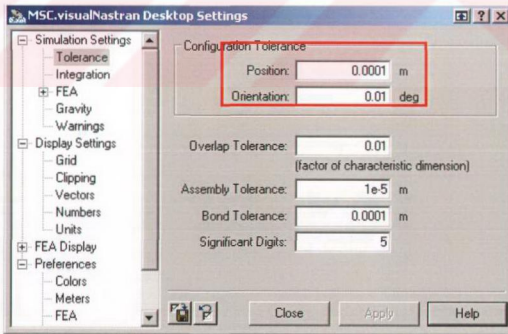
### 9.2.3.Simülasyon Ayarları

Simülasyondan doğru sonuçları elde etmek için bazı ayarlar yapılması gereklidir.



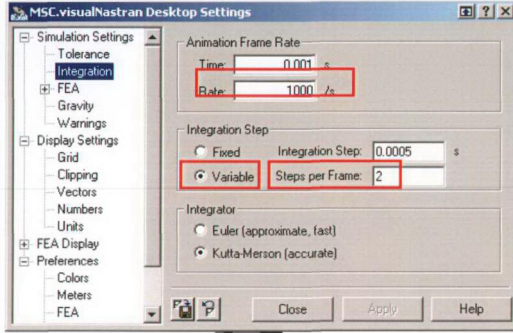
- Run Control > Stop when: > time >= .8 (süre 0.8 saniyeyi geçtiğinde durur)
- Run Mode > Run with motion only (sadece hareket simülasyonu yapar)

#### 9.2.3.1.Toleranslar



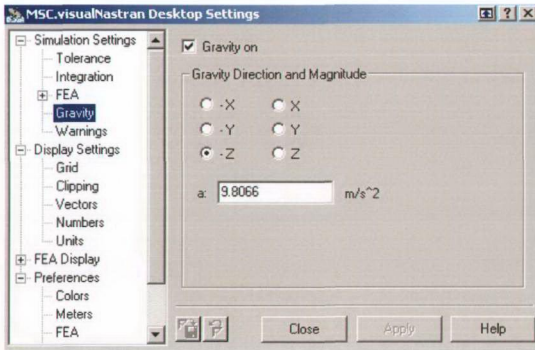
- Position: 0.0001 m (Bu değer değişken adımlı nümerik integrasyon için bir mutlak pozisyon hatası sınırı belirler.)
- Orientation: 0.01 deg (Bu değer değişken adımlı nümerik integrasyon için bir mutlak oryantasyon hatası sınırı belirler.)

### 9.2.3.2. İntegrasyon



- Animation Frame Rate > Rate : 1000 /s (simülasyon için saniyedeki frame sayısı. Bu sayının artırılması hassasiyeti artırır fakat performansı azaltır.)
- Integration Step > Variable (Bu seçenek, hareket çözücü eğer geçerli zaman adımını, hareketin hassasiyetini korumak için çok büyük bulunursa yeniden tanımlamasına izin verir.)
- Integration Step > Step per Frame: 2
- Integrator > Kutta-Merson (Hareket çözümleyicisi doğrudan Kutta-Merson integrasyon metoduna göre simülasyon yapar. Bu metotta her bir simülasyon zaman adımı daha hassas çözüldür fakat Euler yöntemine göre daha yavaştır.)

### 9.2.3.3 Yerçekimi ivmesi

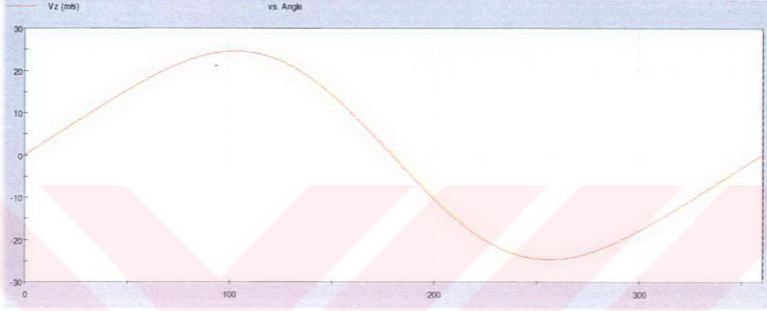


- Gravity on (Yerçekimi ivmesini etkinleştirir.)
- Gravity Direction > -Z (Yerçekimi ivmesinin yönünü belirler.)
- Gravity Magnitude > a:  $9.8066 \text{ m/s}^2$  (Yerçekimi ivmesinin büyüklüğü)

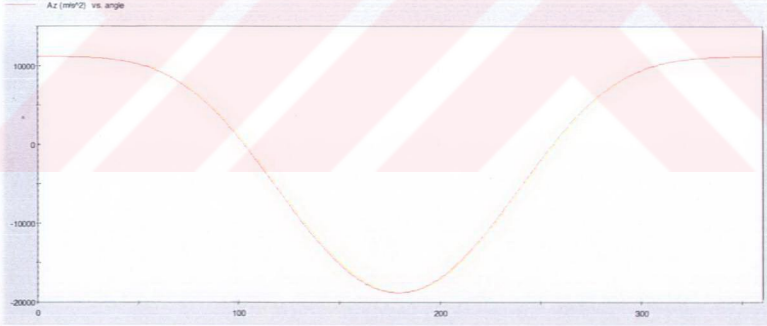
## 9.2.4 Simülasyon Sonuçları

### 9.2.4.1 Dinamik Veriler

Motorun devri, 6000 dev/dk sabit tutulmaktadır.



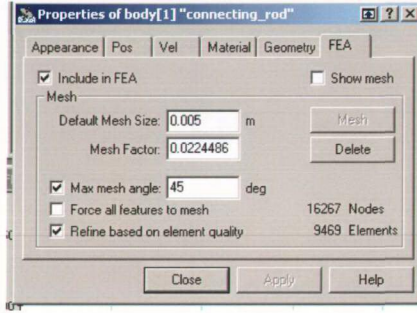
Şekil 9.6 Pistonun hızı



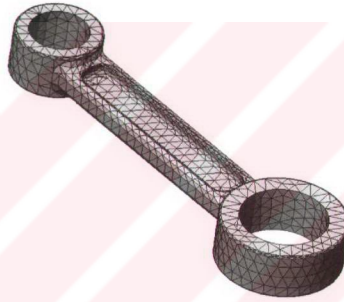
Şekil 9.7 Pistonun ivmesi

### 9.2.4.2 Sonlu Elemanlar Analizi

Analize dahil etmek istediğimiz parçayı seçerek çift tıklayalım. "Properties" penceresinden "FEA" sekmesi seçilir. Buradaki "Include in FEA" seçilir. Şekildeki değerler ayarlandıktan sonra "Mesh" butonuna basılır.

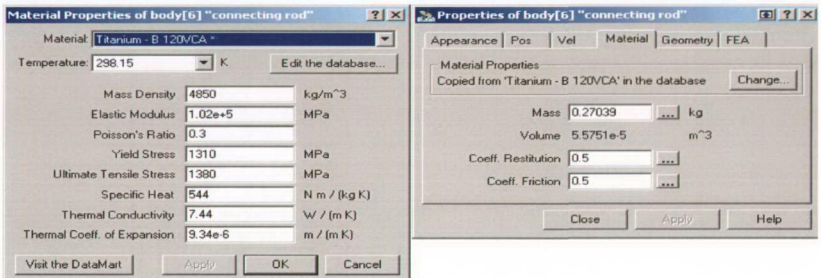


Mesh ayarları parçanın şekline, yapılan analize göre değiştirilebilir.



Şekil 9.8 Biyelin meshlenmiş yapısı

Sonlu Elemanlar Analizine sadece “biyel” dahil edilmiştir. Oluşturulan sonlu eleman ağı 9469 eleman, 16267 nod dan oluşmaktadır. Sonlu eleman tipi “triangle” dir. Triangle eleman kısaca açıklamak gerekirse üçgen tabanlı pramit şeklinde ve her köşesinde bir nod bulunan elemandır.



“Properties” penceresinde “Material” sekmesine geçerse, bu bölümden malzeme seçebiliriz. Dinamik analizimizi tamamladıktan ve sonlu elemanlar analizi için gerekli ayarları yaptıktan sonra motorun maksimum devirlerine gelen aralıkta sonlu elemanlar analizi yapabiliriz. Daha düşük devirlerde atalet kuvvetleri daha az olacağından yüksek devirdeki duruma bakmak yeterli olacaktır.

### 9.2.5 Sonuçlar

Biyelin üzerini çok sayıda kuvvet etkimektedir. Daha önceki hesaplarda Z eksenine göre dik olan bir kesitte gerilmeleri incelendi. Karşılaştırmak amaçlı burada da  $\sigma_z$  yani z eksenine dik olan kesitlerdeki gerilmelerine bakıldı.

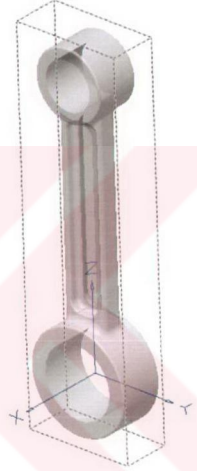
A.Ö.N.'dan başlayarak 30 ar derecede bir ,

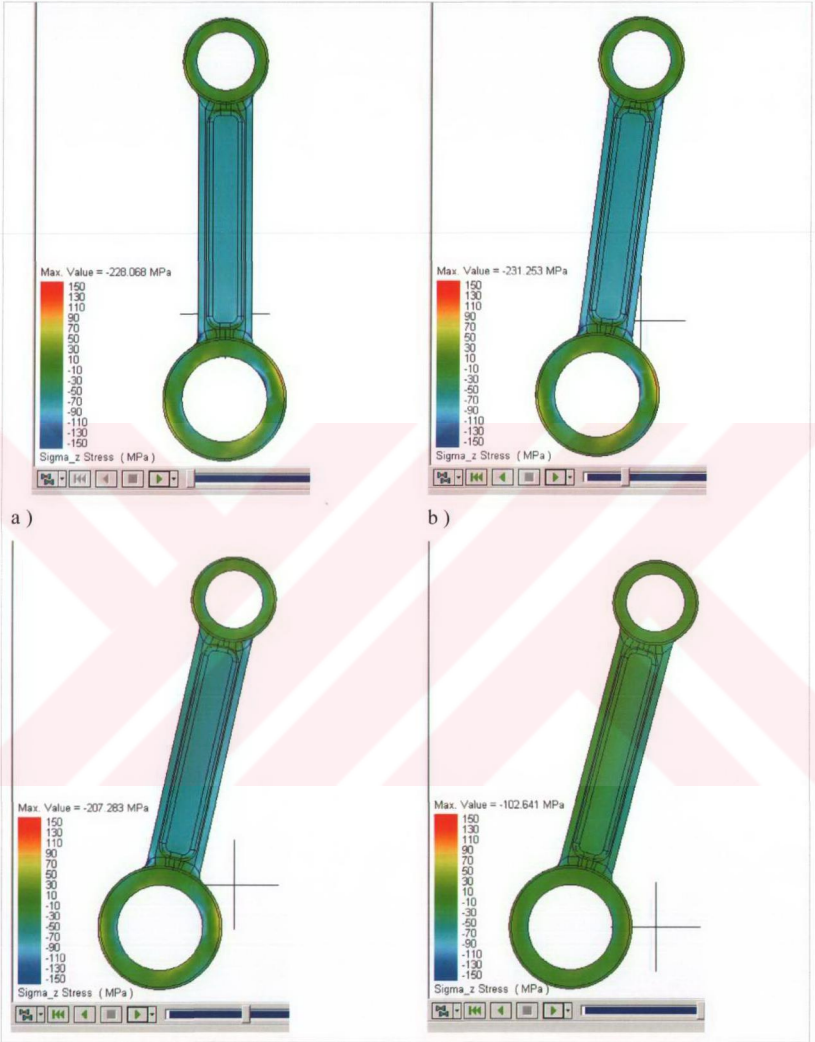
Sırasıyla:

180, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 370, 390, 420, 450, 480

derecelerdeki gerilme analizleri verildi. Her analizin gerilme değeri MPa cinsinden programın verdiği renk skalasında yaklaşık değerler okunuldu. Sonuç olarak biyel kolunun dik kesitinde, baskı gerilmesinin 370 derecede ateşleme sonrasında olduğu görüldü.

Şekil 9.9 Biyelin z ekseni



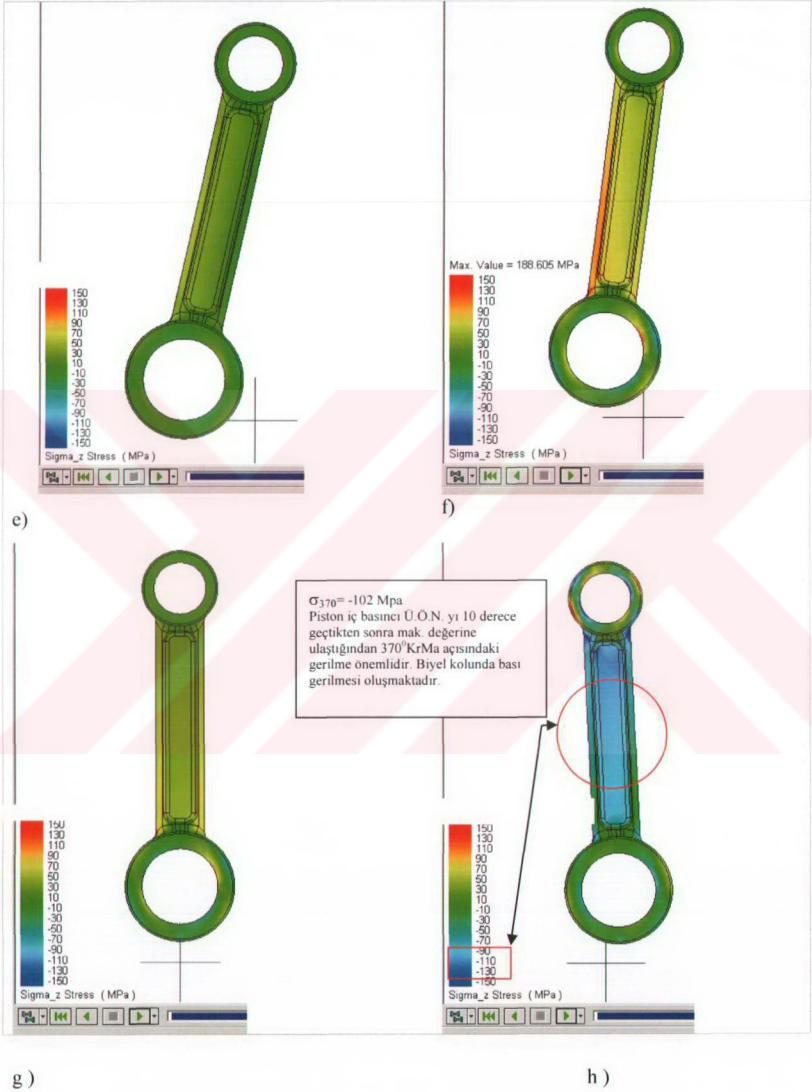


c)

d)

Şekil 9.10 Biyel kolunda oluşan gerilme analizleri

a)  $180^{\circ}$  b)  $210^{\circ}$  c)  $240^{\circ}$  d)  $270^{\circ}$  e)  $300^{\circ}$  f)  $330^{\circ}$  g)  $360^{\circ}$  h)  $370^{\circ}$  i)  $390^{\circ}$  j)  $420^{\circ}$  k)  $480^{\circ}$  l)  $510^{\circ}$





k)

l)

### 9.3 Sonuç

Bu çalışmada, krank biyel mekanizmasının çalışması sırasında biyel kolunun z eksenine dik olan kesitinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. Öncelikle B.G.Tebner (1986) da verilen klasik denklemlerle analitik hesaplamalar yapılmıştır.  $\omega=628$  rad/sn de değişen krank açısına göre pistona etkiyen kuvvetler, biyelin dik kesitindeki gerilme değişimi bulunup bunlar grafiklerle gösterilmiştir.

Daha sonra ki aşamada, VNastran programına aktarılan krank biyel mekanizmasının simülasyonu yapılmıştır. Burada alt ölü noktadan başlayarak krank açısının her 30 derecesinde biyel kolunun dik kesitinde oluşan gerilmeler programın verdiği renk skalasında ortalama gerilme değerleri gösterilmiştir. Analitik hesaplarda çıkan gerilme değerleriyle, nümerik hesaplarda programın verdiği yaklaşık değerlerin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Her iki yöntemde de üst ölü noktadan sonra üçüncü zamanda, ateşleme sonrasında 370 derece civarında biyelin dik kesitinde en çok değerde bası gerilmesine zorlandığı görülmüştür.

**KAYNAKLAR**

- Binark, H., (1949), Hızı Çok Motorlarda Hareket Elemanları, Tübitak ,İstanbul.
- B.G.Tebner, (1986), Mascinen-teile (teile - 2 ), Stuttgart
- Cerit, A.M., (1977), Makine Mühendisliği El Kitabı, TMMOB, Yayın No: 100 Ankara.
- Çetinler, Selim (1999), Motor Dinamiği, Nobel Yayın, İstanbul.
- İleri, H., (1972), Makine Elemanları Hesabı, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Kolchin, V.Demidow, Design of Automotive Engines, Moskow
- Palavan, S., (1961), Pistonlu Makinalar Dinamiği, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Şensoy, S., (1994), Krank milleri kırılmaları ve önlenmesi - Bilgisayar yardımıyla dinamik analizi, YTU tezi, İstanbul

## ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	29.03.1975	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1986 - 1993	İstek Vakfı Özel BeldeLisesi
Lisans	1993 - 1996	İstanbul Üniversitesi Fen Fak.Biyoloji Bölümü
	1996 - 2000	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine MühendisliğiBölümü
	2000 - 2001	İstanbul Üniversitesi Fen Fak.Biyoloji Bölümü
Yüksek Lisans	2001 - 2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh.Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

## Çalıştığı Kurumlar

2002 - 2004	C&T Konfeksiyon Ltd.Şti. Üretim ve Planlama Departmanı
2004 - Devam	THY Üretim Planlama Kontrol( Malzeme Planlama Müd. )