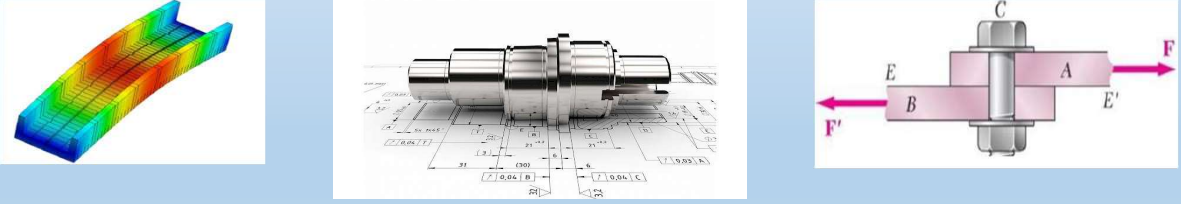


Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

# MAKİNA ELEMANLARININ MUKAVEMET HESAPLARI

2023-2024 (Güz)  
Prof.Dr. Ali ORAL



Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

1

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## Konunun Öğrencilere Kazandıracığı Yetkinlikler

- Öğrencilerimiz;
- Makine Elemanlarında mukavemet hesabı neden yapıldığını kavrar
- Makina Elemanlarının karşılaştığı temel gerilme tipleri ve hesap yöntemlerini öğrenir.
- Tekil gerilme ve bileşik gerilme hallerini kavrar.
- Kırılma Hipotezleri ve bunların neden kullanıldığını kavrar.
- Kırılma hipotezlerinin Makine Elemanlarına Uygulanmasını yapar.

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

2

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Küçük Dilbert için endişeleniyorum.

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

3

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## MAKİNA ELEMANLARINDA KARŞILAŞILAN GERİLME TÜRLERİ

Çeki / Bası      Eğilme      Burulma      Kesme

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

4

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## MAKİNA ELEMANLARINDA KARŞILAŞILAN GERİLME TÜRLERİ

**Burkulma**: Shows a cantilever beam in its initial straight state (Başlangıç hali) and its deflected state (Burkulma hali) under a force  $F$ .

**Hertz gerilmeleri (basınçları)**: Shows two spheres of radii  $r_1$  and  $r_2$  in contact under a force  $F$ . The maximum contact stress is  $\sigma_{max}$ .

**Yüzey basınçları**: Shows a shaft of diameter  $\phi d$  under a force  $F$  and a contact pressure distribution  $p_{max}$ .

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

5

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## ÇEKME GERİLMESİ

**Çeki zorlaması için örnek (civata bağlantısı)**: Shows a bolted joint under a tensile force  $F$ .

**Üç boyutlu gerilme elemanı**: Shows a 3D element under tensile stress  $\sigma_\varphi$ .

**Mohr Dairesi**: Shows the Mohr's Circle for a state of stress with principal stresses  $\sigma_{max} = \sigma_\varphi$  and  $\sigma_{min} = -\sigma_\varphi$ , and shear stress  $\tau_{max}$ .

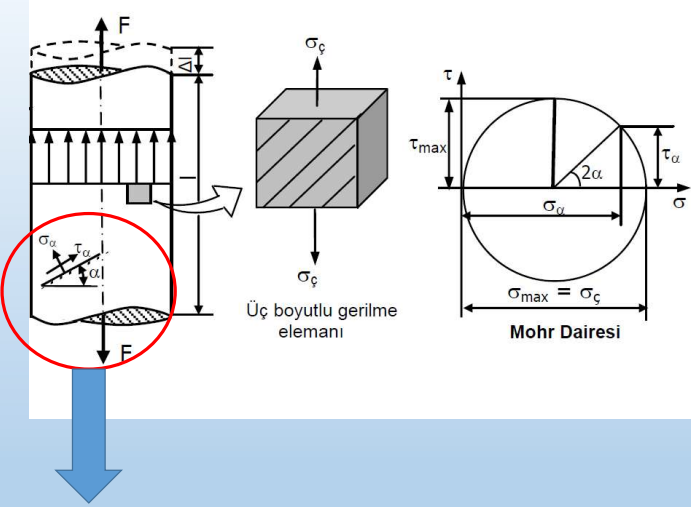
<https://www.youtube.com/watch?v=cE4Mw9GsdHY>

Bağlantıda parçalar somun ve civata başı arasında baskıya zorlanırken civata şaftı çekme etkisinde kalır.

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

6

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



**Çeki Gerilmesi:**

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

**Şekil Değiştirme :**

Boyuna Uzama :  $\Delta \ell = \frac{F \cdot \ell}{E A}$ ,

Özgül Uzama :  $\epsilon_\ell = \frac{\Delta \ell}{\ell}$ ,

Enine Büzülme :  $\epsilon_d = \frac{\Delta d}{d} = -\nu \cdot \epsilon_\ell$

$\nu = -\epsilon_d / \epsilon_\ell$  (büzülme katsayısı)

$\nu = \frac{1}{m}$  (poisson sayısı)

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

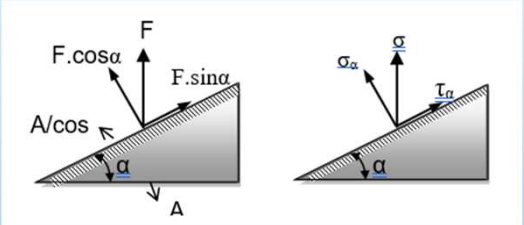
7

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Yalnız başına çekme zorlaması tipik tek eksenli bir gerilme halidir. Uygulanan kuvvette dik kesitte sadece normal gerilmeler söz konusu iken; kuvvet doğrultusuyla  $\alpha$  açısı yapan bir kesitte normal gerilmelerden başka kayma gerilmeleri de oluşur.  $\alpha$  açısına bağlı olarak normal ve kayma gerilmelerinin değeri analitik yöntemle aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.

$$\sigma_\alpha = \frac{F \cdot \cos \alpha}{A / \cos \alpha} = \frac{F}{A} \cos^2 \alpha$$

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma}{2} (1 + \cos 2\alpha)$$

$$\tau_\alpha = \frac{F \cdot \sin \alpha}{A / \cos \alpha} = \frac{F}{A} \sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{F}{A} \cdot \frac{1}{2} \sin 2\alpha \rightarrow \tau_\alpha = \frac{\sigma}{2} (\sin 2\alpha)$$


Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

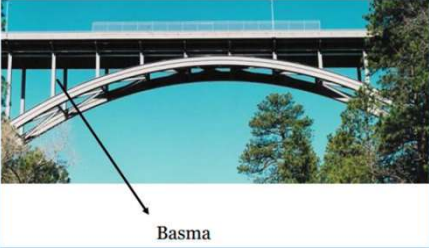
8

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## BASMA GERİLMESİ




<https://www.youtube.com/watch?v=eseHUi4dxZY>



Basma

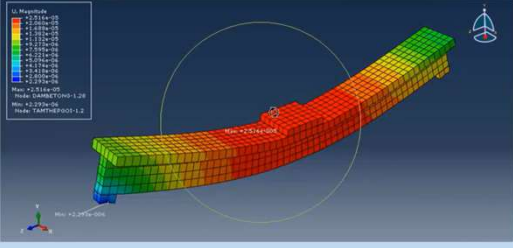
9

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

9

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## EĞİLME GERİLMESİ

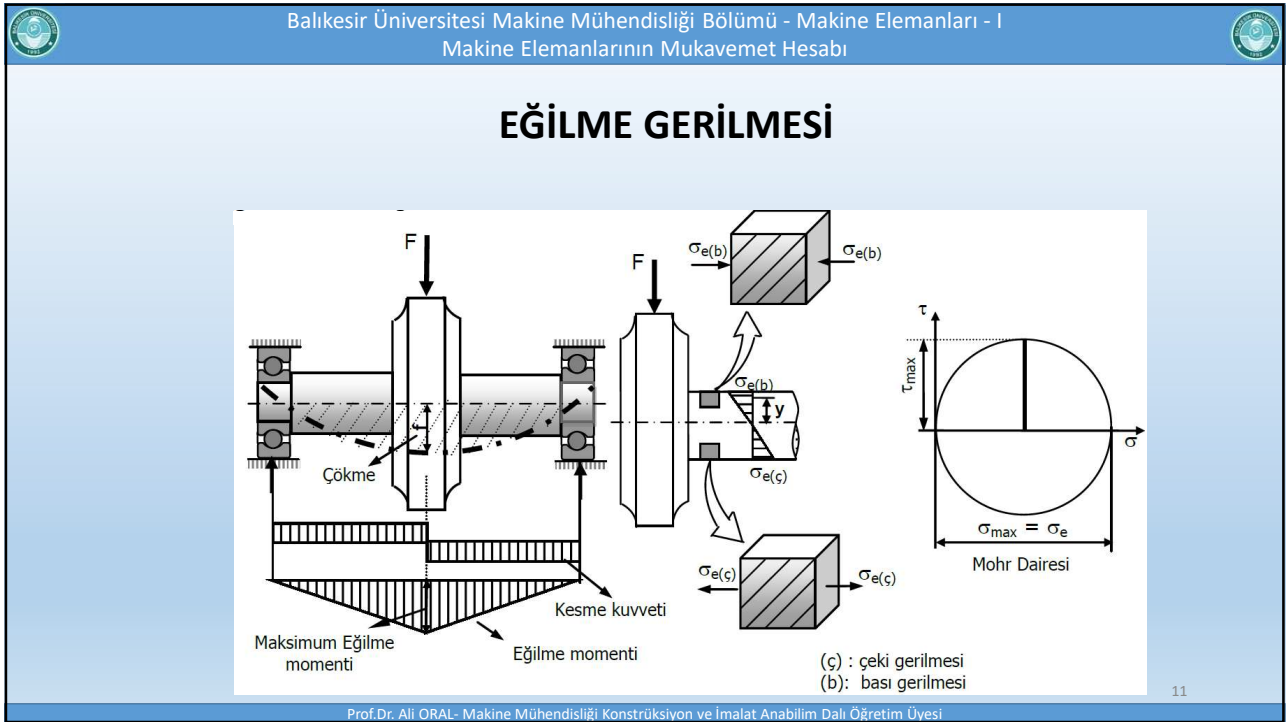



<https://www.youtube.com/watch?v=f08Y39UiC-o>

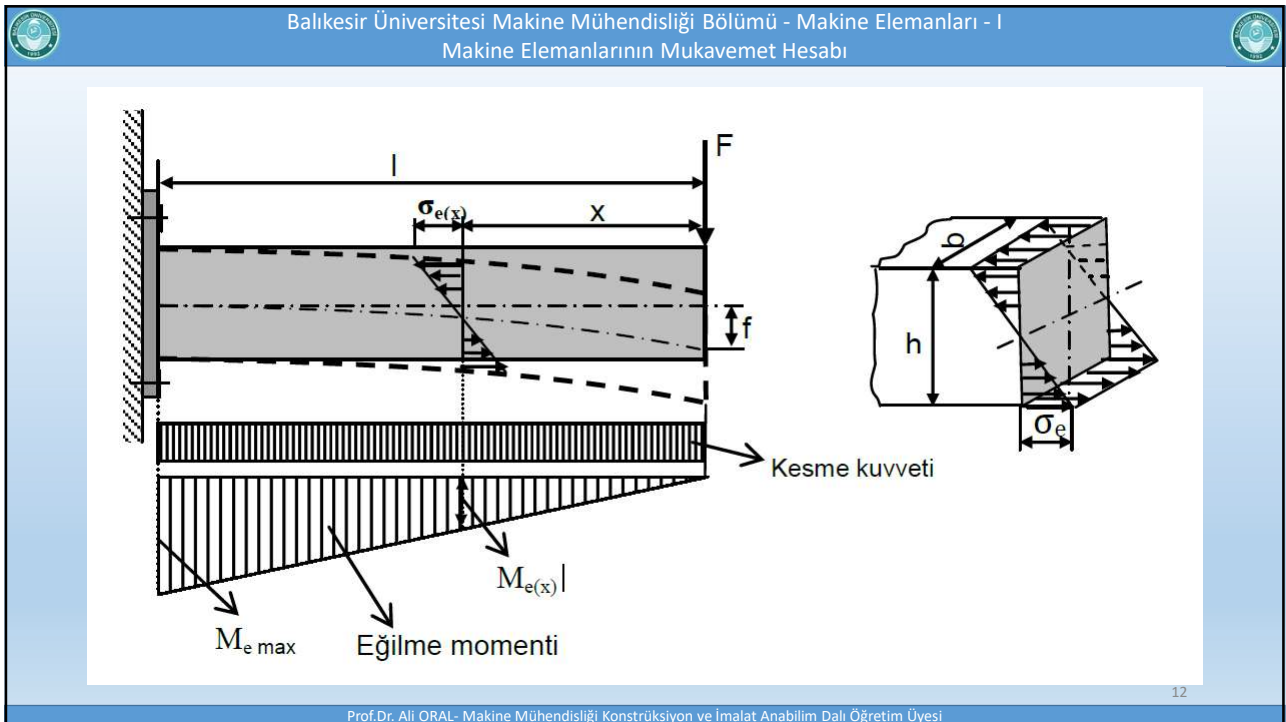
10

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

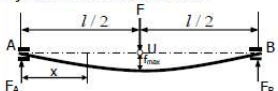
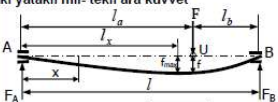
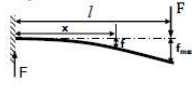
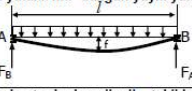
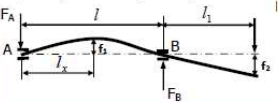
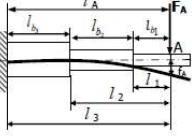
10



11



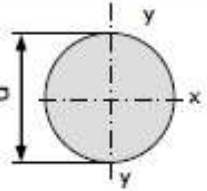
12

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı                                                                                                                                                                                                                                                        |  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |  |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|
| <p><b>Yükleme Şekli</b></p> <p><b>İki yataklı mil- tekil kuvvet ortada</b></p>                                                                                                                                                                                                           |  | <p><b>Hesap Bağıntısı</b></p> $F_A = F_B = \frac{F}{2} \quad f_{\max} = \frac{F l^3}{48 E I}$ <p>AU arası sehim:</p> $f_{AU} = \frac{F x}{48 E I} (3 l^2 - 4 x^2)$                                                                                                                                         |  |
| <p><b>İki yataklı mil- tekil ara kuvvet</b></p>  <p><math>l_a &gt; l_b</math> için <math>f_{\max} = \frac{F l_b \sqrt{(l^2 - l_b^2)^3}}{9 \sqrt{3} E I l}</math></p> <p><math>l_b &gt; l_a</math> için <math>f_{\max} = \frac{F l_a \sqrt{(l^2 - l_a^2)^3}}{9 \sqrt{3} E I l}</math></p> |  | <p><b>Ankastre kiriş- tekil kuvvet</b></p>  $f_{\max} = \frac{F l^3}{3 E I}$ $f = \frac{F x^2}{6 E I} (3 l - x)$                                                                                                         |  |
| <p><b>İki uçtan yataklı mil- düzgün yayılı yük</b></p>                                                                                                                                                                                                                                  |  | $F_A = F_B = \frac{q l}{2}$ $f_{\max} = 0,013 \frac{F l^3}{E I}$                                                                                                                                                                                                                                           |  |
| <p><b>İki yataklı çıkmalı mil- çıkma ucta tekil kuvvet</b></p>                                                                                                                                                                                                                           |  | <p><b>Bir ucu ankastre kademeli mil – tekil kuvvet</b></p>  <p><b>A noktasındaki sehim</b></p> $f_A = \frac{F_A}{3 E} \left( \frac{l_1^3}{I_{b1}} + \frac{l_2^3 - l_1^3}{I_{b2}} + \frac{l_3^3 - l_2^3}{I_{b3}} \right)$ |  |
| <p><b>Hesap Bağıntısı</b></p> $F_A = \frac{F l_1}{l} \quad F_B = \frac{F}{l} (l + l_1)$ $f_1 = 0,064 \frac{F l^2 l_1}{E I} \quad f_2 = \frac{F l l_1^2}{3 E I} \left( 1 + \frac{l_1}{l} \right)$ $l_x = 0,577 l$                                                                                                                                                          |  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |  |

13

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

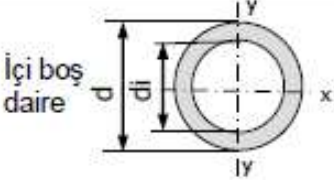
13

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                        |                                           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------------|
| Profil                                                                                                             | Eğilme eksenine Göre<br>Atalet Momenti | Eğilme Eksenine Göre<br>Mukavemet momenti |
| <p>Daire</p>                    | $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} d^4$       | $W_{gx} = W_{gy} = \frac{\pi}{32} d^3$    |

14

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

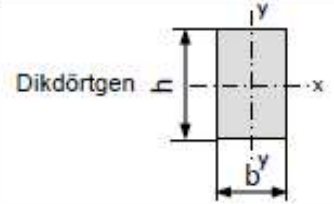
14

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                            |                                                                  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|
|                                   | $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_i^4)$ | $W_{ex} = W_{ey} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d}$ |

15

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

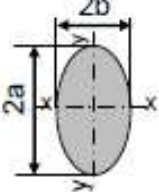
15

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                                   |                                                       |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
|                                 | $I_x = \frac{b h^3}{12}$ $I_y = \frac{h b^3}{12}$ | $W_{ex} = \frac{b h^2}{6}$ $W_{ey} = \frac{h b^2}{6}$ |

16

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

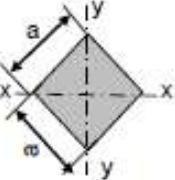
16

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                                                                 |                                            |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|
| <p>Oval</p>                       | $I_x = \frac{\pi}{4} \cdot a^3 \cdot b$ $I_y = \frac{\pi}{4} \cdot b^3 \cdot a$ | $W_{ax} = \frac{\pi}{4} \cdot a^2 \cdot b$ |

17

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

17

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                        |                                    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|------------------------------------|
| <p>Eşkenar dörtgen</p>          | $I_x = \frac{a^4}{12}$ | $W_{ax} = \frac{a^3 \sqrt{2}}{12}$ |

18

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

18

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

| Profil              | Eğilme Eksenine Göre<br>Atalet Momenti                     | Eğilme Eksenine Göre<br>Mukavemet moment                   |
|---------------------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|
| Daire<br>           | $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} d^4$                           | $W_{ax} = W_{ay} = \frac{\pi}{32} d^3$                     |
| İçer boş daire<br>  | $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4)$                 | $W_{ax} = W_{ay} = \frac{\pi}{32} \frac{(d^4 - d_1^4)}{d}$ |
| Dikdörtgen<br>      | $I_x = \frac{b h^3}{12}$<br>$I_y = \frac{h b^3}{12}$       | $W_{ax} = \frac{b h^2}{6}$<br>$W_{ay} = \frac{h b^2}{6}$   |
| Oval<br>            | $I_x = \frac{\pi}{4} a^3 b$<br>$I_y = \frac{\pi}{4} b^3 a$ | $W_{ax} = \frac{\pi}{4} a^2 b$                             |
| Eğkenar dörtgen<br> | $I_x = \frac{a^4}{12}$                                     | $W_{ax} = \frac{a^3 \sqrt{2}}{12}$                         |

19

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

19

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## BURULMA GERİLMESİ

<https://www.youtube.com/watch?v=1YTKedLQOa0>

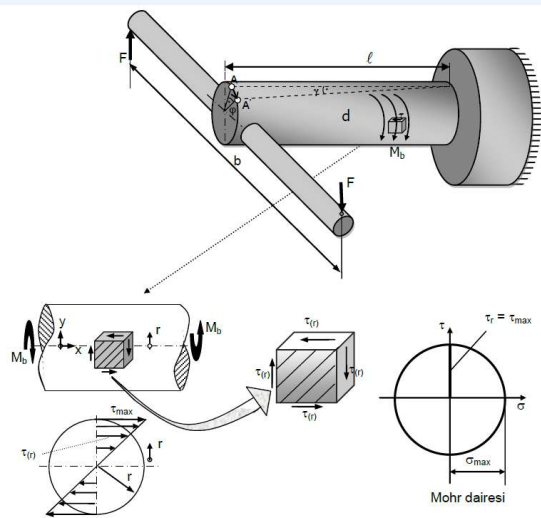
<https://www.youtube.com/watch?v=phA2Tvriv6Y>

20

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

20

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



Burulma momenti :  $M_b = F \cdot b$

Burulma gerilmesi :  $\tau_{(r)} = \frac{M_b}{I_p} y, \quad \tau_{\max} = \frac{M_b}{I_p} r,$

$W_p = \frac{I_p}{r}, \quad \tau_{\max} = \frac{M_b}{W_p}$

Şekil değiştirme : Burulma açısı:  $\varphi = \frac{M_b}{G I_p} \ell$

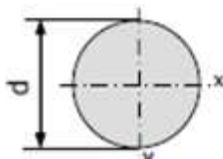
Kayma açısı:  $\gamma = \frac{\varphi \cdot r}{\ell}$

21

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

21

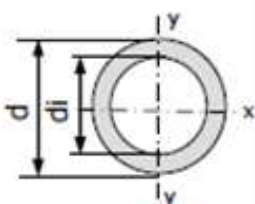
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

| Profil                                                                                           | Polar Atalet Momenti       | Burulmaya Karşı Mukavemet momenti |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|
| <p>Daire</p>  | $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$ | $W_p = \frac{\pi}{16} d^3$        |

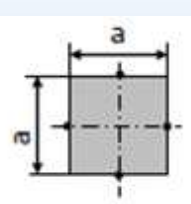
22

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

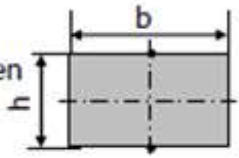
22

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                      |                                                             |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| <p>İç boş daire</p>               | $I_p = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4)$ | $W_p = \frac{\pi}{16} \left( \frac{d^4 - d_i^4}{d} \right)$ |
| 23                                                                                                                 |                                      |                                                             |
| Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi                         |                                      |                                                             |

23

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                                                                             |                         |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| <p>Kare</p>                     | $I_p = 0,141 a^4$ <p>Siyah noktalar <math>\tau_{max}</math> ' ın yerini göstermektedir.</p> | $W_p = 0,208 \cdot a^3$ |
| 24                                                                                                                 |                                                                                             |                         |
| Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi                         |                                                                                             |                         |

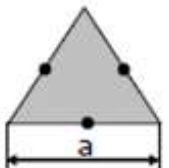
24

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                                                                                                  |                                     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| <p>Dikdörtgen</p>                 | $I_p = bh^3 \left[ \frac{1}{3} - 0,21 \frac{h}{b} \left( 1 - \frac{(h/b)^4}{12} \right) \right]$ | $W_p = \frac{bh^2}{[3 + 1,8(h/b)]}$ |

25

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

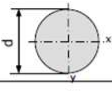
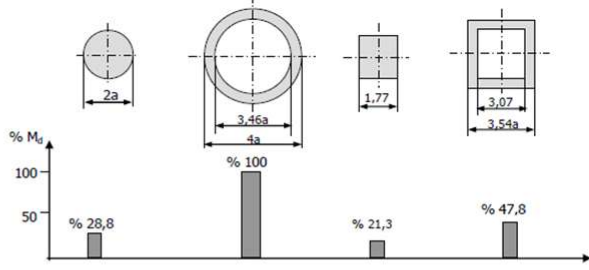
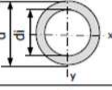
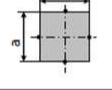
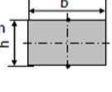
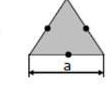
25

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I<br>Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |                    |                   |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|-------------------|
| <p>Eşkenar üçgen</p>            | $I_p = 0,0217 a^4$ | $W_p = 0,050 a^3$ |

26

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

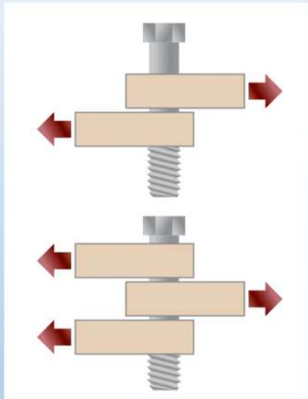
26

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I                           |                                                                                                  |                                                             | Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı                                              |  |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|--|
| Profil                                                                                              | Polar Atalet Momenti                                                                             | Burulamaya Karşı Mukavemet momenti                          |                                                                                    |  |
| Daire<br>          | $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$                                                                       | $W_p = \frac{\pi}{16} d^3$                                  |  |  |
| İçli boş daire<br> | $I_p = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4)$                                                             | $W_p = \frac{\pi}{16} \left( \frac{d^4 - d_i^4}{d} \right)$ |                                                                                    |  |
| Kare<br>           | $I_p = 0,141 a^4$<br>Siyah noktalar $r_{max}$ ' ın yerini göstermektedir.                        | $W_p = 0,208 a^3$                                           |                                                                                    |  |
| Dikdörtgen<br>     | $I_p = bh^3 \left[ \frac{1}{3} - 0,21 \frac{h}{b} \left( 1 - \frac{(h/b)^4}{12} \right) \right]$ | $W_p = \frac{bh^2}{\left[ 3 + 1,8(h/b) \right]}$            |                                                                                    |  |
| Eşkenar üçgen<br>  | $I_p = 0,0217 a^4$                                                                               | $W_p = 0,050 a^3$                                           |                                                                                    |  |

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

27

27

| Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |  |  | Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı |  |  |  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|---------------------------------------|--|--|--|
| <h2 style="text-align: center;">KESME GERİLMESİ</h2> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: center;"> <a href="https://www.youtube.com/watch?v=w4w3x__2NhA">https://www.youtube.com/watch?v=w4w3x__2NhA</a> </p> <div style="text-align: right;">  </div> |  |  |                                       |  |  |  |
| <div style="text-align: right;">28</div>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |  |  |                                       |  |  |  |

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

28

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Kesme zorlaması için örnek**

**Elemandaki gerilmeler**

**Kesme gerilmesinin dağılımı**

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

29

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## TEK EKSENLİ GERİLME

Gerilme  $\sigma_0 = F/A_0$

**Sünek çelik**

**Sert çelik**

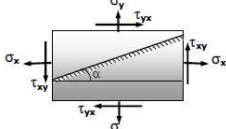
**\delta\_K, \delta\_c : sırasıyla kopma ve çekme uzaması.**

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

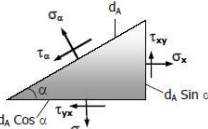
30

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

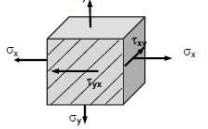
## ÇOK EKSENLİ GERİLME



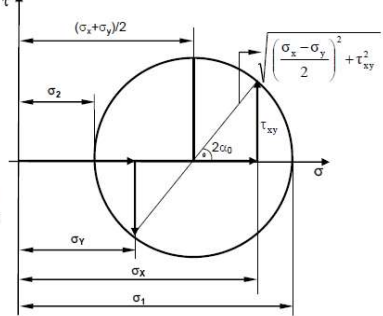
Prizmatik bir çubuğun xy düzlemindeki kesiti ve bu kesitteki gerilmeler



Kesitin xy düzlemi ile  $\alpha$  açısı yapan kesitinde oluşan gerilmeler



$\alpha_0$ : Asal düzlemle x düzlemi arasındaki açı  
 $\sigma_1, \sigma_2$ : Asal normal gerilmeler



Şekil 3.2 İki Eksenli Gerilme Hali İçin Mohr Dairesi

Şekil 3.1 İki Eksenli Zorlamada Genel Gerilme Hali

Kesit düzlemindeki kuvvetlerin dengesinden  $\sigma_\alpha$  ve  $\tau_\alpha$  gerilmeleri hesaplanabilir.

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{xy} \sin 2\alpha, \quad \tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha$$

31

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

31

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

## Kırılma Hipotezleri

Malzemelerin pratikte bilinen mukavemet değerlerinin çoğu, **tek eksenli zorlama meydan getiren deneylerle elde edilmiştir.**

Bu mukavemet değerlerini, çok eksenli gerilme hallerinde de karşılaştırma değeri olarak kullanabilmek için, çok eksenli zorlamaya maruz kalan elemanlarda önce, elemanı tek eksenli gerilmeye eşdeğer şekilde zorladığı kabul edilen bir gerilme değeri bulunmalıdır.

Bu hesaplama için bir mukavemet kanunu yoktur. Dolayısıyla bu gerilme değeri çeşitli hipotezlere, diğer bir ifade ile teknik ve matematiksel olarak ispatlanmamış fakat birçok deney sonucu kullanılabilirliği kanıtlanmış kabullere dayanarak hesaplanır. Hesaplanan bu karşılaştırma değerine  $\sigma_{eş}$  **"eşdeğer gerilme"** adı verilir.

32

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

32

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Bu hipotezlerin esasları çok eksenli zorlanma etkisindeki elemanın kırılmasına sebep olan bir gerilme şeklinin kabulü ile başlar. Elemanın zorlanma biçimi, malzemesi ve parçanın şekillendirilmesine göre kullanılacak çok çeşitli hipotezler vardır. Çok eksenli zorlama hallerinde kullanılacak hipotezler aşağıda verilmiştir. Bu hipotezlerden özellikle altı çizili olanları en çok kullanılanlarıdır.

**En büyük normal gerilme hipotezi**  
**En büyük kayma gerilmesi hipotezi**  
 Genişletilmiş kayma gerilmesi hipotezi  
 En büyük uzama hipotezi  
 Genişletilmiş uzama hipotezi  
 Şekil değiştirme hipotezi  
**Şekil değiştirme enerjisi hipotezi**  
 Hacim ve kafes gerilmesi hipotezi

33

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

33

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Normal Gerilme Hipotezi:**

Bu hipotezin kuruluşunda Lamé, Maxwel ( Maksvel) ve birçok bilgin çalışmıştır. Bu hipotezde, kırılma nedeni, kesitteki en büyük normal gerilme olduğu kabul edilmiştir. Diğer bir ifade ile, çok eksenli zorlama hallerinde en büyük normal gerilme malzemenin dayanım sınır değerini örneğin akma sınırını aştığında eleman hasara uğrar.

**Sertleştirilmiş çelik, kırılğan dökme demir gibi malzemeler ve kaynak dikişlerinin mukavemet hesabında kullanılması önerilir.**

Bu hipotez deneylerle tam olarak kanıtlanmamıştır.  
 Bu hipoteze göre çok eksenli zorlama halinde

$\sigma_1 > \sigma_2$  için  $\sigma_{eş} = \sigma_1$  dir . ya da (  $\sigma_1 < \sigma_2$  için )  
 $\sigma_{eş} = \sigma_2$

34

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim

34

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Normal Gerilme Hipotezi:**

İki eksenli genel zorlama halinde  $\sigma_1$  ve  $\sigma_2$  değerleri:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

Ve eşdeğer gerilme

$$\sigma_{eş} = \sigma_1 = \frac{1}{2} \left[ (\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \right] \leq \sigma_{em}$$

Günlük hesaplarda çoğu zaman eğilme ve burulma beraber görülür. Bu durumlarda kesitte bir normal gerilme  $\sigma$  ve bir kayma gerilmesi  $\tau$  etkilidir. Bundan dolayı hesap için kullanılan eşitlik çok daha basite indirgenir

$$\sigma_{eş} = \frac{1}{2} \left( \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right) \leq \sigma_{em}$$

35

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

35

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Kayma Gerilmesi Hipotezi:**

Bu hipotezin kuruluşunda von Guest, Mohr, Tresca ve birçok bilgin çalışmalarda bulunmuşlardır. Bu hipoteze göre çok eksenli gerilme halinde kırılma nedeni, kesitte oluşan en büyük kayma gerilmesi değeri malzemenin dayanım sınırını aşmasıyla meydana geldiği kabul edilir.. Genel hal için eşdeğer gerilme;

$\sigma_{eş} = \sigma_1 - \sigma_2 = 2 \tau_{max}$ ,  $\tau_{max}$ : iki eksenli gerilme halinde kayma gerilmesinin en büyük değeri

$$\tau_{max} = \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

36

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

36

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Kayma Gerilmesi Hipotezi:**

$$\sigma_{eş} = 2 \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğer kesitte bir eksenli normal gerilme ve kayma gerilmesi etkense o zaman;

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{eş}$$

Bu hipotez, gevrek malzemenin dış basma gerilmesi etkisinde olduğu durumlar için deneylerle uyumlu olduğu görülmüştür.

37

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

37

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Şekil Değiştirme Enerjisi Hipotezi:**

Bu hipotezin kuruluşunda von Mises, Huber ve birçok araştırmacı çalışmalarda bulunmuşlardır. Deney sonuçlarıyla da iyi uyum sağlayan bu hipotezde, çok eksenli zorlamaya maruz kalan elemanlarda bozulmanın; elemanın birim hacmine düşen şekil değiştirme enerjisinin belirli bir değeri aşmasıyla meydana geldiğini kabul eder.

Bu hipoteze göre; asal normal gerilmeler cinsinden eşdeğer gerilmenin değeri:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2]}$$

Eğer yalnız bir eksenli normal gerilme ( $\sigma$ ) ve kayma gerilmesi ( $\tau$ ) etkense; eşdeğer gerilme:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{em}$$

38

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

38

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

### Kırılma Hipotezlerinin Makine Elemanlarına Uygulanması

Şekil 3.3 İki Eksenli Zorlama Haline Ait Örnek

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W}$$

$$\tau_b = \frac{M_d}{W_p}$$

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

39

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

### İki eksenli genel gerilme halinde asal normal gerilmeler ve kayma gerilmesi:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \quad \tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Verilen örnek zorlama şeklinde Y yönünde normal gerilme eğilme gerilmesi olup değeri  $\sigma_e$ , Y yönünde normal gerilme yoktur. Bu değerler yukarıdaki eşitliklerde yerine konursa aşağıda yazılı bağıntılar elde edilir.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \quad \sigma_{1,2} = \frac{\sigma_e}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau_b^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \quad \tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau_b^2}$$

Mohr Dairesi

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

40

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Bu gerilme değerlerini kırılma hipotezleri hesabı için verilen bağıntılarda yerine yazarsak

### En Büyük Normal Gerilme Hipotezinde

$$\sigma_{eş} = \frac{\sigma_e}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq \sigma_{em}$$

Eşitliği elde edilir.

41

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

41

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Bu gerilme değerlerini kırılma hipotezleri hesabı için verilen bağıntılarda yerine yazarsak

### En Büyük Kayma Gerilmesi Hipotezinde

$$\sigma_{eş} = \sigma_1 - \sigma_2 = 2\tau_{max}$$

$$\sigma_{eş} = 2\sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{(\sigma_e)^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{em}$$

Eşitliği elde edilir.

42

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

42



Bu gerilme değerlerini kırılma hipotezleri hesabı için verilen bağıntılarda yerine yazarsak

### Şekil Değiştirme Enerjisi Hipotezinde

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$\sigma_1$  ve  $\sigma_2$  değerleri yerine konursa

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{em}$$

Eşitliği elde edilir.

43

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

43

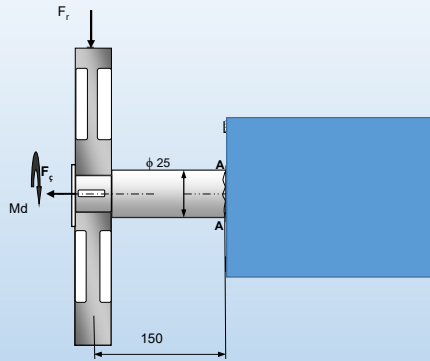


44

44

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Uygulama:** Çok eksenli zorlamaya maruz kalan bir milin Hipotezler yardımıyla hesaplanması  
 Konstrüksiyon şekli verilen mil,  $M_d = 220 \text{ Nm}$  büyüklüğünde dönme momenti ile tarik edilen bir dişli taşımaktadır.  
 Çalışma sırasında dişliye ayrıca, radyal yönde  $F_r = 2000 \text{ N}$  ve eksenel yönde  $F_\varphi = 3500 \text{ N}$  şiddetinde kuvvetler etmektedir.  
 Mil malzemesi için  $\sigma_{AK} = 400 \text{ N/mm}^2$  değeri verilmiştir.  
 Milin en fazla zorlanan A-A kesitinin dayanımını kontrol ediniz.  
 (Bu problemde gerilmeler statik olarak etkidiği kabul edilecektir)



45

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

45

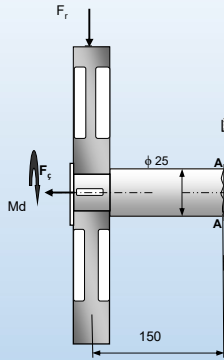
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Çözüm:**  
 Milin A-A kesiti  $F_r$  kuvveti ile eğilmeye ve kesmeye,  $M_d$  momenti ile burulmaya,  $F_\varphi$  kuvveti ile çekiye zorlanmaktadır

**Eğilme Gerilmesi**

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{F_r \cdot 150}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{2000 \cdot 150 \cdot 32}{\pi \cdot 25^3} = 196 \text{ N/mm}^2$$

**Çekme Gerilmesi**

$$\sigma_\varphi = \frac{F_\varphi}{A} = \frac{3500}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 7 \text{ N/mm}^2$$


46

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

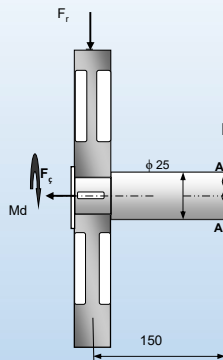
46

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Kesme Gerilmesi**

$$\tau_k = \frac{F_r}{A} = \frac{2000 \cdot 4}{\pi \cdot 25^2} = 4 \text{ N/mm}^2$$

**Burulma Gerilmesi**

$$\tau_b = \frac{M_d}{W_p} = \frac{220 \times 10^3 \times 16}{\pi \cdot 25^3} = 72 \text{ N/mm}^2$$


47

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

47

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Normal Gerilme Hipotezi**

$$\sigma_{e\vartheta} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_e + \sigma_\vartheta}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_e + \sigma_\vartheta}{2}\right)^2 + (\tau_b + \tau_k)^2} = \sigma_{em} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S}$$

$$\sigma_{e\vartheta} = \frac{196+7}{2} + \sqrt{\left(\frac{196+7}{2}\right)^2 + (72+4)^2} \leq \frac{400}{S}$$

**S = 1.75 kat emniyetli**

48

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

48

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**En Büyük Kayma Gerilmesi Hipotezi**

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S},$$

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(196+7)^2 + 4(72+4)^2} \leq \frac{400}{S}$$

**S = 1,57 kat emniyetli**

49

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

49

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Şekil Değiştirme Enerjisi Hipotezi**

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S}$$

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(196+7)^2 + 3(72+4)^2} \leq \frac{400}{S}$$

**S = 1,66 kat emniyetli**

50

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

50



Mukavemet hesaplarında kullanılacak hipotezin seçiminde malzeme cinsi önemlidir.

Örneğin; Sünek malzemelerde şekil değiştirme enerjisi hipotezinin kullanılması tavsiye edilmektedir.

51

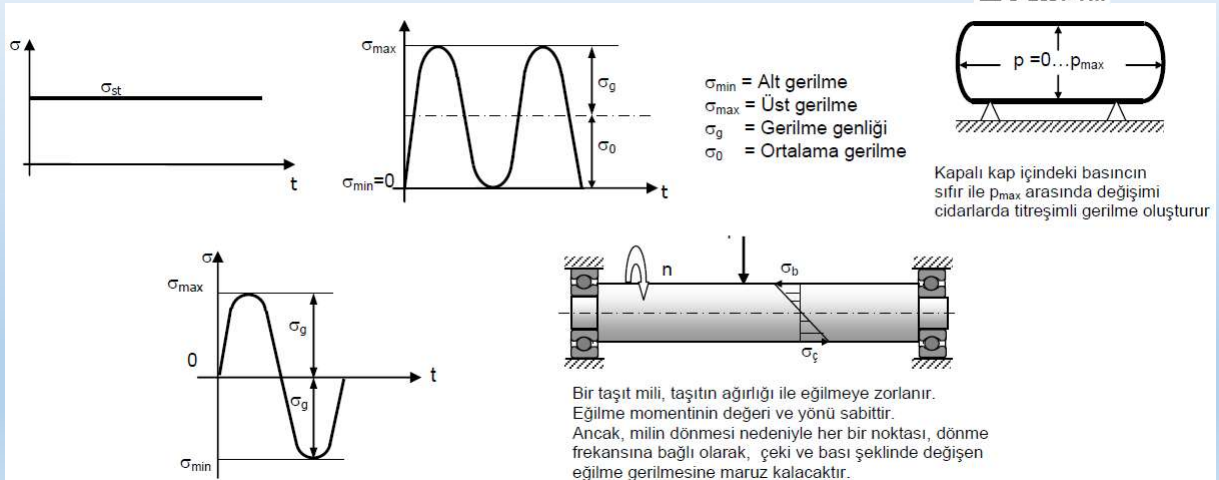
Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

51



### GERİLMENİN ZAMANLA DEĞİŞİMİ VE SÜREKLİ MUKAVEMET

[https://www.youtube.com/watch?v=o-6V\\_JoRX1g](https://www.youtube.com/watch?v=o-6V_JoRX1g)



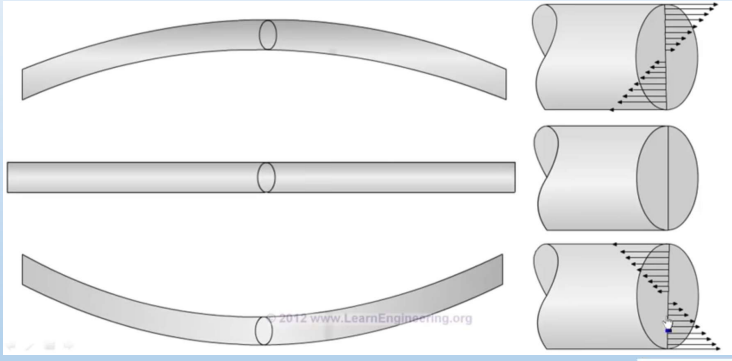
52

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

52

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Dinamik Yük**



<https://www.youtube.com/watch?v=ywDsB3umK2Y>

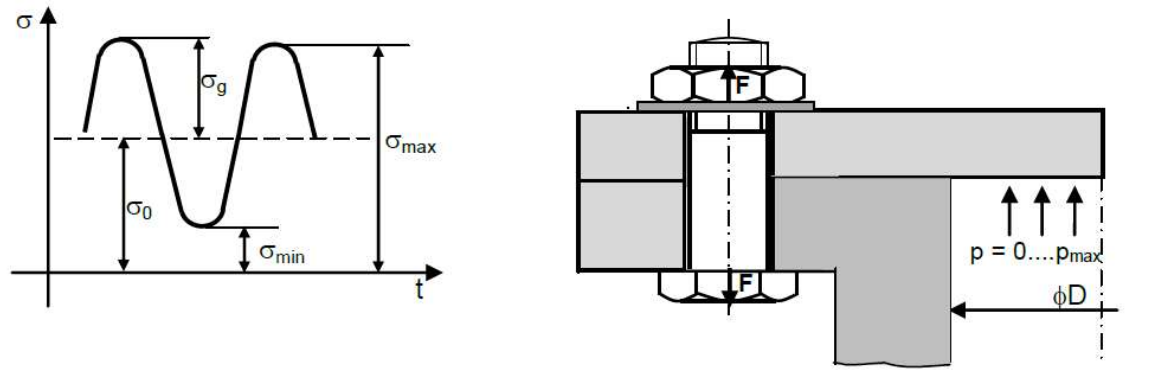


53

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

53

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



Ön gerilme ile sıkılmış dolayısıyla statik zorlanan bir silindir kapağı tespit civatasına, işletme esnasında etkiyen değişken basınç civatada statik gerilmeye ilaveten dinamik bir gerilme de oluşturur

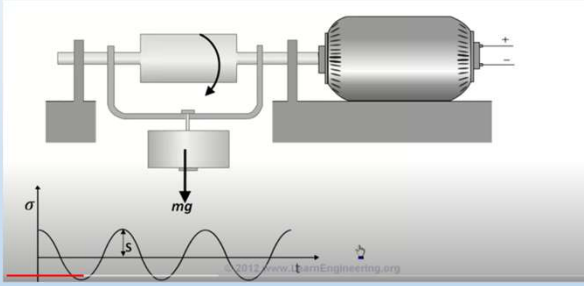
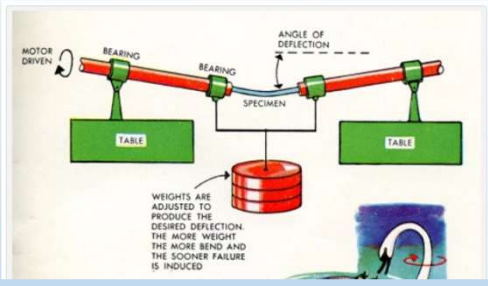
54

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

54

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

### Dinamik Yükle Dayanım Sınırlarının Tespiti

<https://www.youtube.com/watch?v=LY8NiNEWI3k>  
<https://www.youtube.com/watch?v=OldbRHoctss>  
<https://www.youtube.com/watch?v=0hiyMsKENxY>

<https://pmpaspeakingofprecision.com/2011/10/17/fatigue-or-endurance-testing-of-steel-explained/>



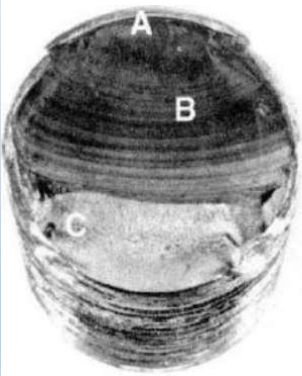
55

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

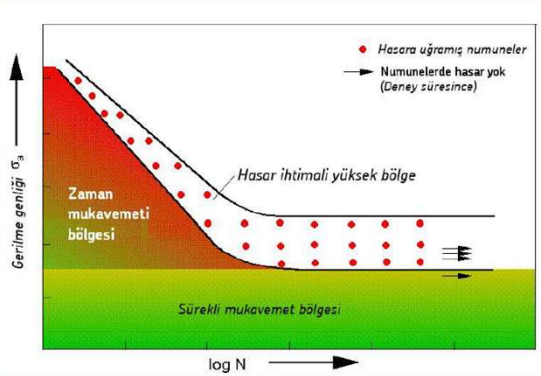
55

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

### Dinamik Yükle Dayanım Sınırlarının Tespiti



A: Çatlağın başladığı bölge  
 B: Çatlak İlerlemesi  
 C: Son Kırılma Bölgesi



56

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

56



**Yorulma nedeniyle kırılmış ankastre kirişe ait kırılma yüzeyi**

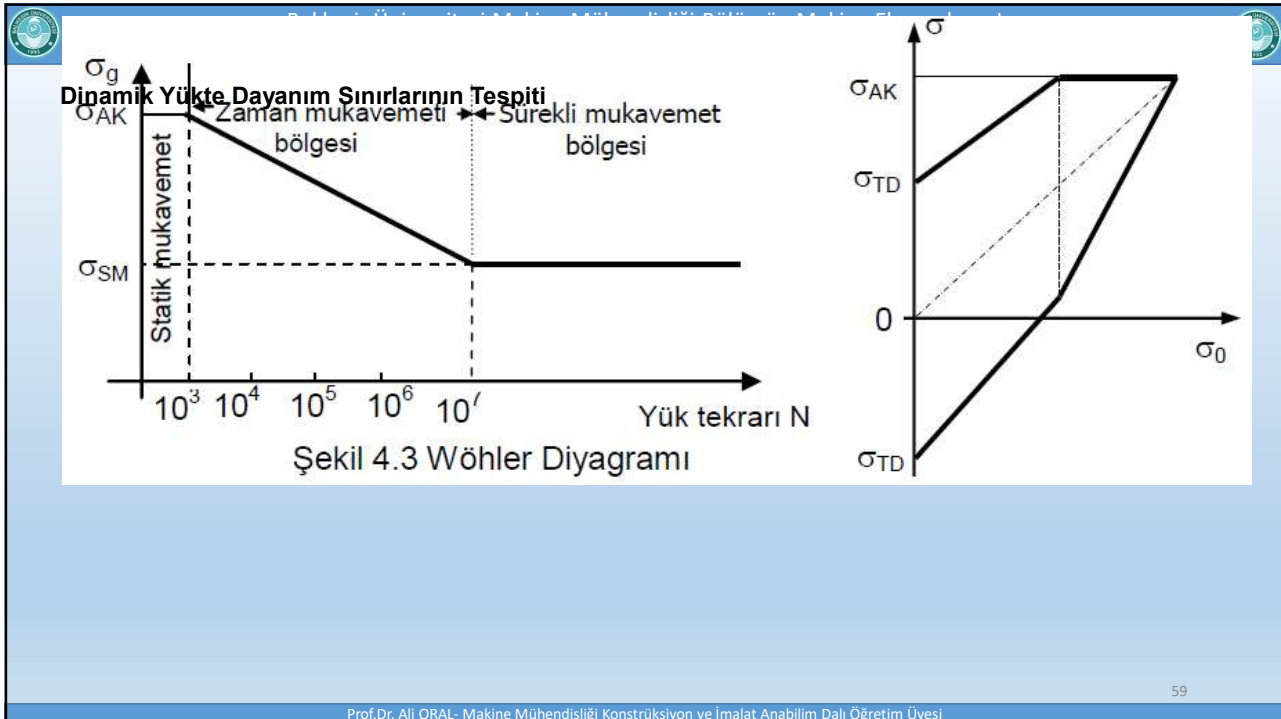
57

57

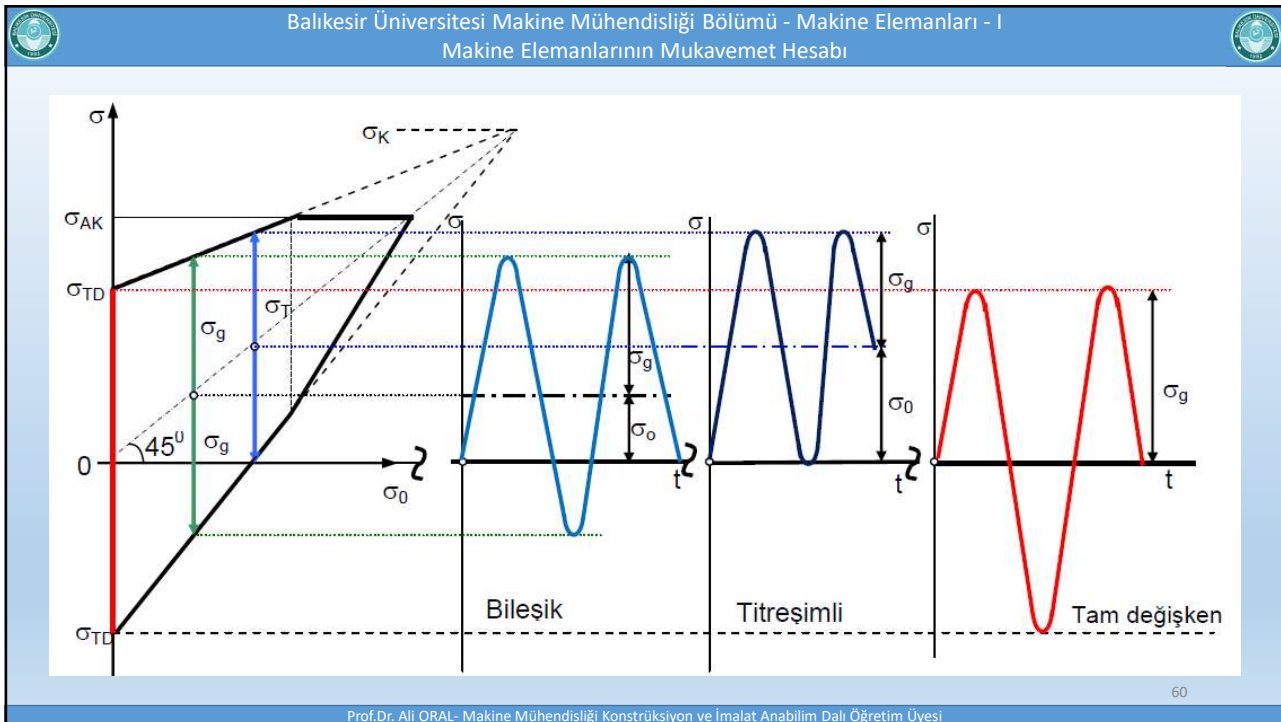


58

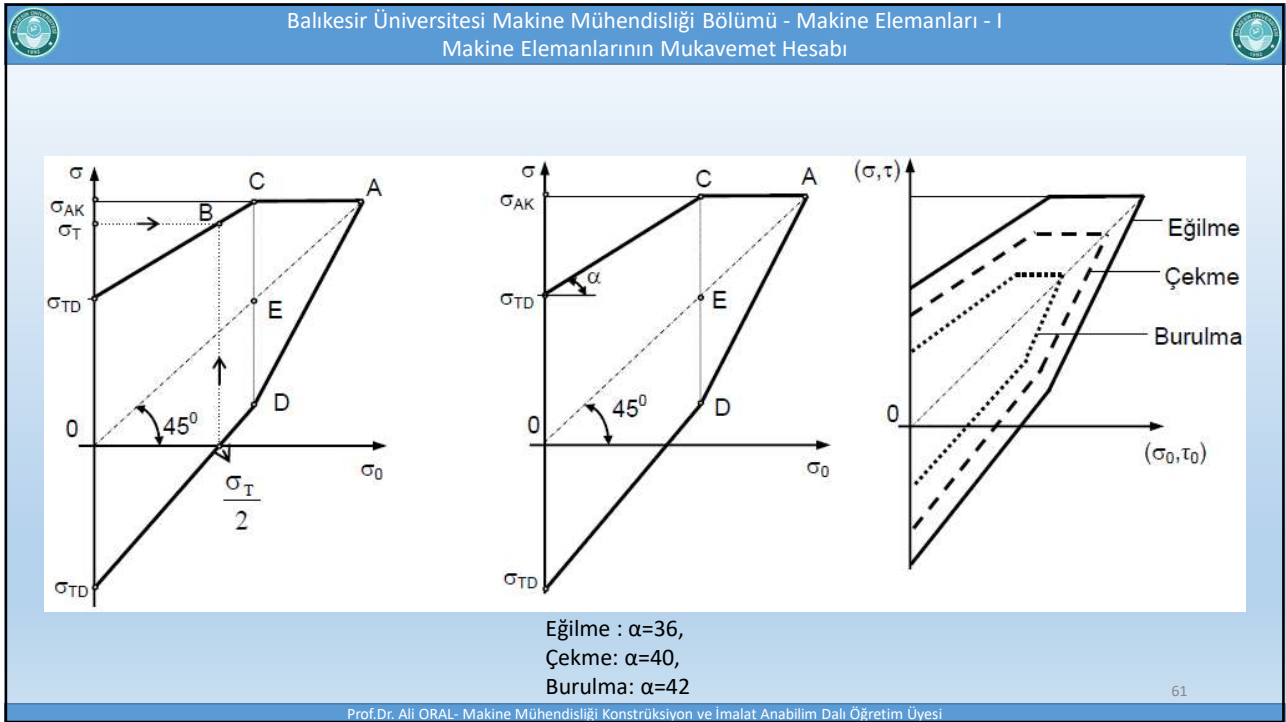
58



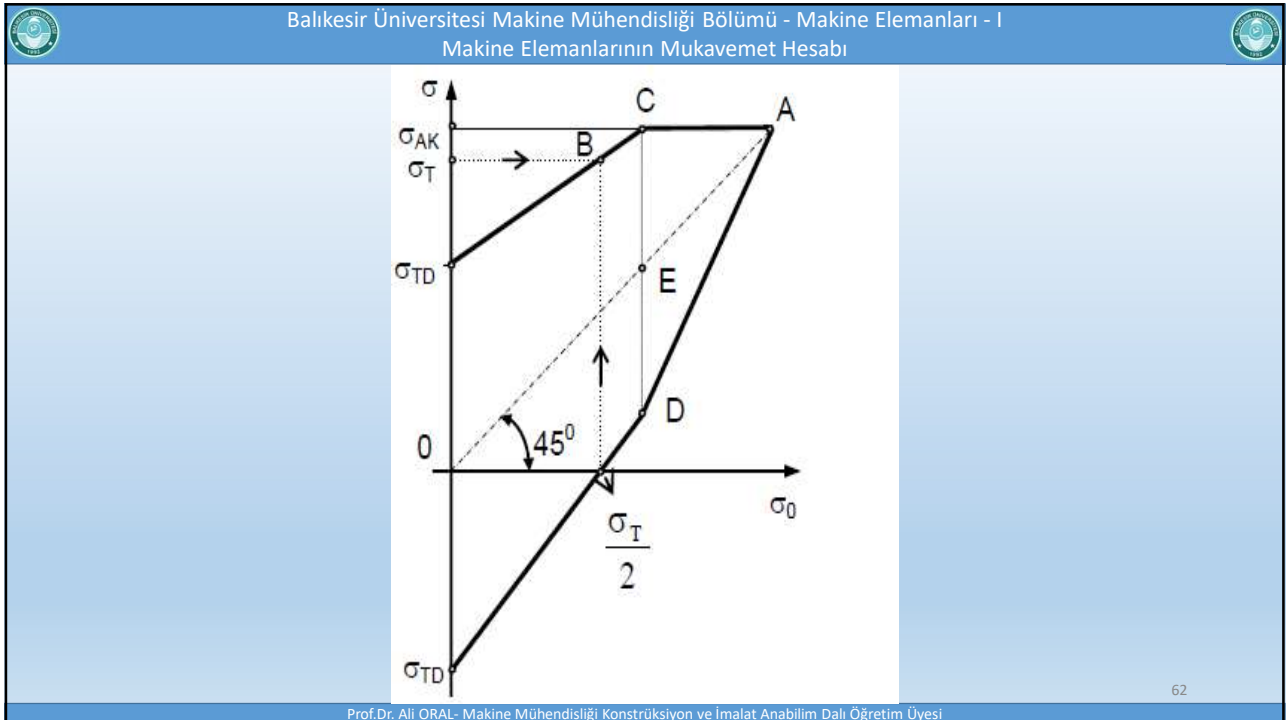
59



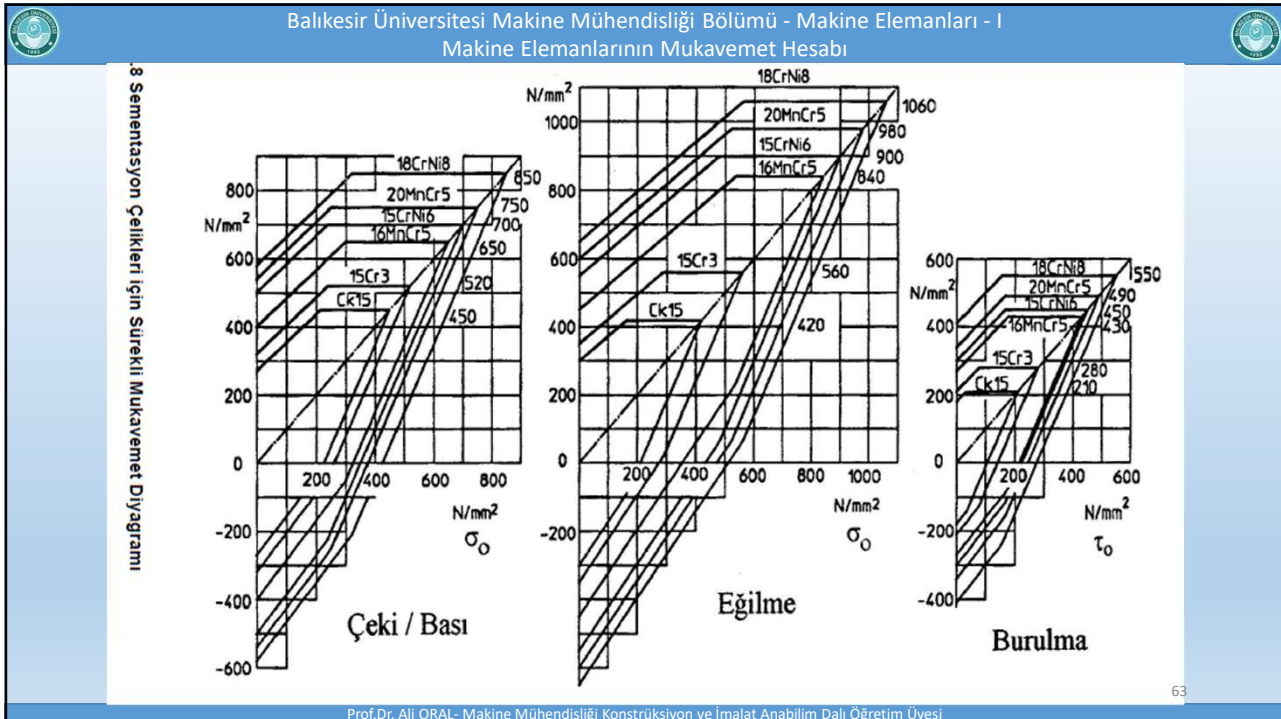
60



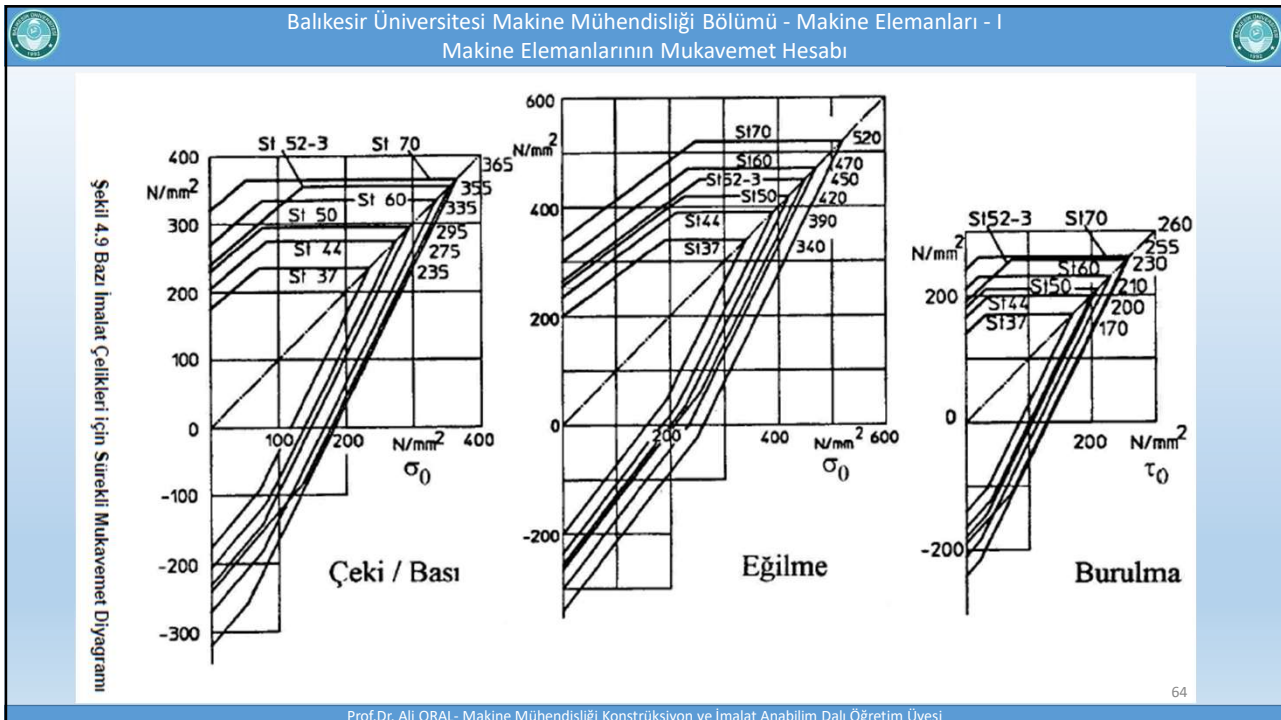
61



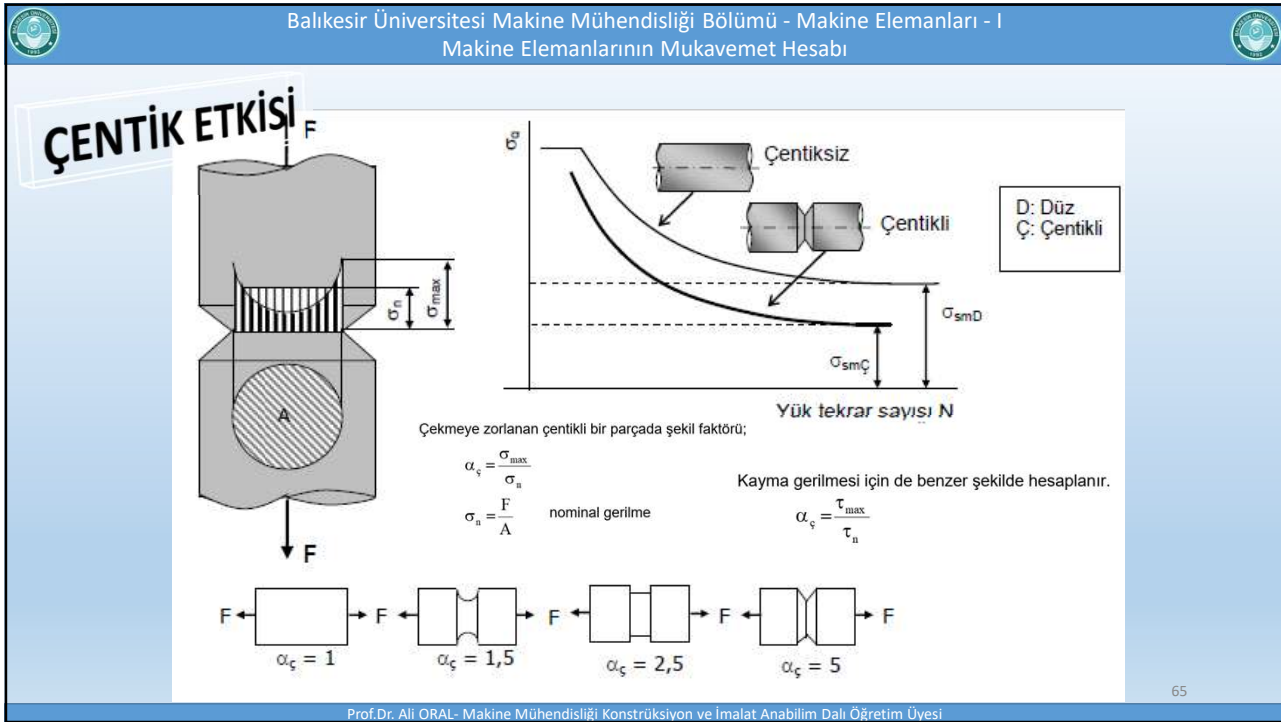
62



63



64



65

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

$$\beta = \frac{\sigma_{SM_D}}{\sigma_{SM_{\chi}}} \quad \text{olup, çelik malzemeler için} \quad 1 \leq \beta \leq \alpha_{\chi} \quad \text{ilişkisi vardır.}$$

Mukavemet hesaplarında  $\beta$  çentik faktörü kullanılır.  $\alpha_{\chi}$  şekil faktörü biliniyorsa  $\beta$  aşağıdaki eşitliklerden yararlanılarak bulunabilir.

$$\frac{\beta}{\alpha_{\chi}} = \left[ 1 - \frac{1540/\sigma_K}{1 + \frac{\sigma_K}{13700}} + r \right]$$

Burada, r: çentik yarıçapı [cm],  
 $\sigma_K$ : kopma mukavemeti [N/mm<sup>2</sup>].

66

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

66

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Diğer bir hesaplama yöntemi ise aşağıda verilen eşitlikle yapılır.

$$\beta = 1 + e \cdot (\alpha_c - 1)$$

Burada, e çentik hassasiyeti sayısı

**Çizelge 1.4 Çentik Hassasiyet Sayısı e**

| Malzeme                 | e         |
|-------------------------|-----------|
| Çelikler ( St37...St70) | 0,4...0,8 |
| İslah Çelikleri         | 0,6...0,9 |
| Yay Çelikleri           | 0,9...1,0 |
| Hafif Metaller          | 0,3...0,6 |

67

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

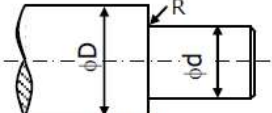
67

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



Keskin çentik, çentik etkisi fazla

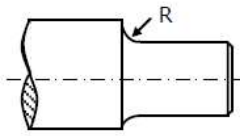
Çentik etkisinin azaltılması



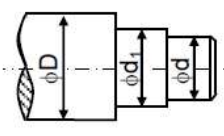
Kademeli mil

D/d oranı büyüdükçe çentik etkisi büyür.  
R küçüldükçe çentik etkisi artar

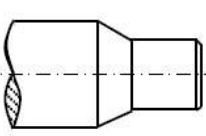
**Çentik etkisinin azaltılması:**



Büyük R



Kademeli geçiş  
Küçük D/d oranları

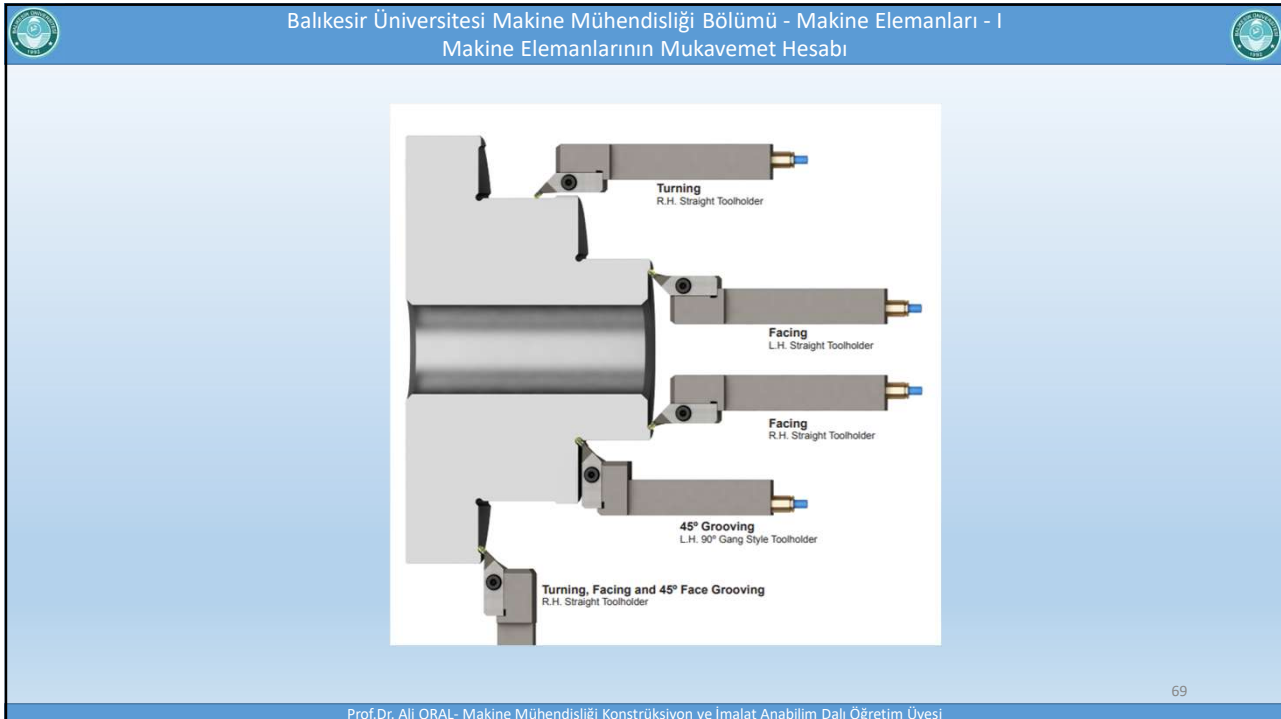


Konik birleştirme  
Küçük D/d oranları

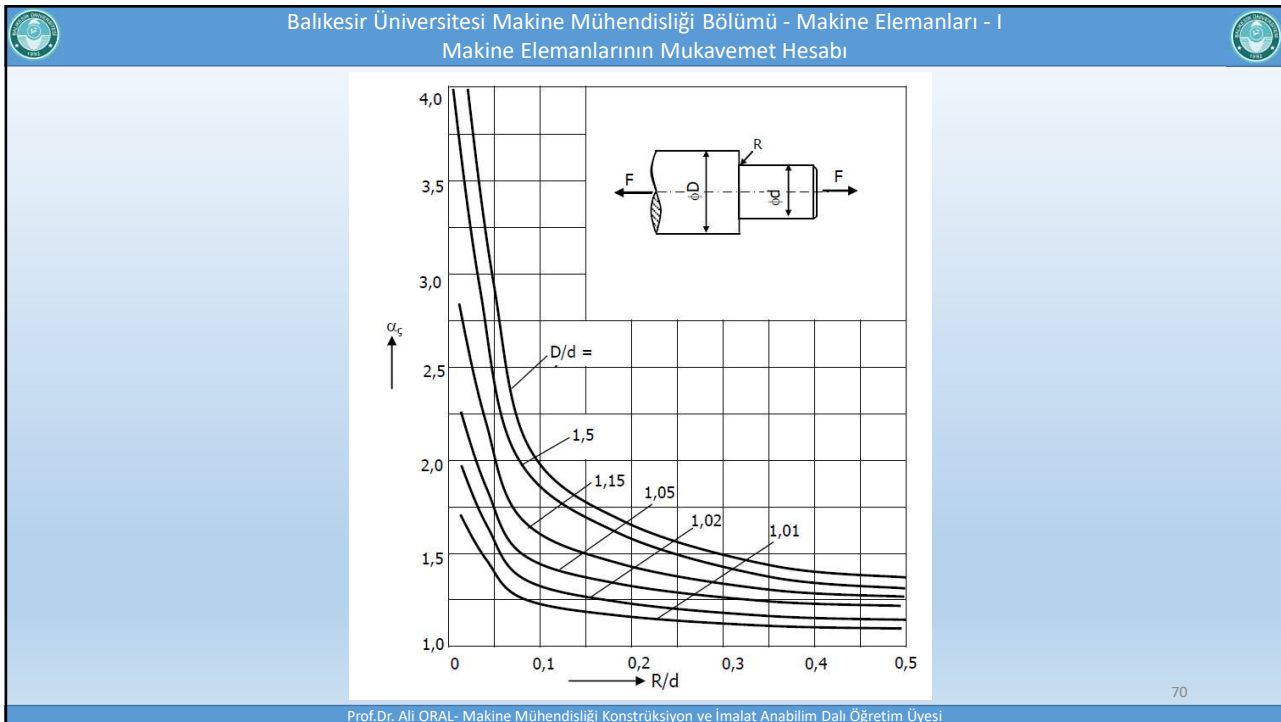
68

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

68



69



70

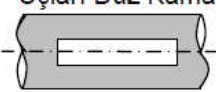
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Eğilmeye zorlanan Milde Faturanın Çentik Etkisi  $\beta$  (  $D/d = 2$  için )**

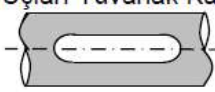
| $\sigma_K$<br>[N/mm <sup>2</sup> ] | R/d   |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                    | 0,025 | 0,05 | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 |
| 500                                | 2,1   | 1,85 | 1,55 | 1,4  | 1,32 | 1,22 | 1,15 | 1,12 |
| 800                                | 2,3   | 2,0  | 1,62 | 1,45 | 1,36 | 1,25 | 1,15 | 1,12 |
| 1000                               | 2,35  | 2,35 | 1,8  | 1,55 | 1,43 | 1,29 | 1,15 | 1,12 |

**Kama Yuvası Açılmış, Eğilmeye Zorlanan Millerde Çentik Faktörü**

Uçları Düz Kama



Uçları Yuvarlak Kama



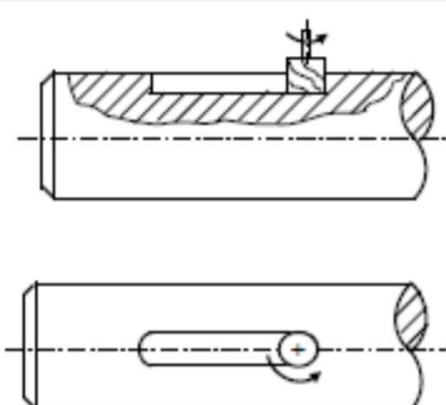
| Şekil           | Malzemenin Kopma Mukavemeti $\sigma_K$ [N/mm <sup>2</sup> ] |      |     |      |      |      |
|-----------------|-------------------------------------------------------------|------|-----|------|------|------|
|                 | 300                                                         | 400  | 500 | 600  | 700  | 800  |
| Uçları Düz      | 1,4                                                         | 1,45 | 1,5 | 1,55 | 1,58 | 1,62 |
| Uçları Yuvarlak | 1,6                                                         | 1,7  | 1,8 | 1,9  | 2    | 2,1  |

71

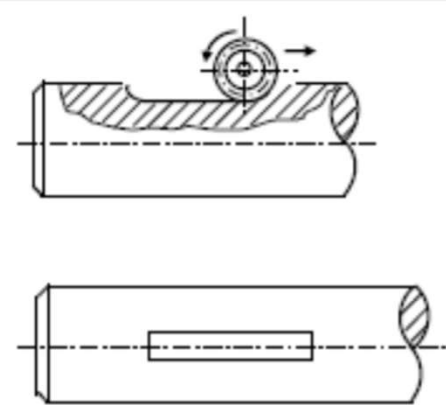
Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

71

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



a) Parmak freze



b) Dairesel (yuvarlak) freze

72

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

72

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Yüzey işleme faktörü ( $b_1$ ):** Kaba işlenmiş yüzeylerde yüzey pürüzlülükleri bir çeşit çentik etkisi yaparak dayanımı düşürür. Bu etki malzeme kopma mukavemetine de bağlıdır. (Çizelge 1.7)

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

73

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Yüzey işleme faktörü ( $b_1$ ):** Kaba işlenmiş yüzeylerde yüzey pürüzlülükleri bir çeşit çentik etkisi yaparak dayanımı düşürür. Bu etki malzeme kopma mukavemetine de bağlıdır. (Çizelge 1.7)

**Yüzey İşleme Faktörü  $b_1$**

| Yüzeyin Durumu   | Malzemenin Kopma Mukavemeti $\sigma_K$ [N/mm <sup>2</sup> ] |      |       |      |       |       |      |
|------------------|-------------------------------------------------------------|------|-------|------|-------|-------|------|
|                  | 300                                                         | 400  | 500   | 600  | 700   | 800   | 1000 |
| Parlatılmış      | 1                                                           | 1    | 1     | 1    | 1     | 1     | 1    |
| İnce Taşlanmış   | 1                                                           | 0,99 | 0,985 | 0,98 | 0,975 | 0,972 | 0,97 |
| Taşlanmış        | 0,97                                                        | 0,96 | 0,95  | 0,94 | 0,935 | 0,932 | 0,93 |
| Hassas Taşlanmış | 0,93                                                        | 0,92 | 0,91  | 0,90 | 0,89  | 0,885 | 0,88 |
| Tornalanmış      | 0,91                                                        | 0,90 | 0,88  | 0,86 | 0,84  | 0,82  | 0,78 |
| Tufallı          | 0,80                                                        | 0,74 | 0,67  | 0,61 | 0,56  | 0,51  | 0,43 |

**Büyüklik faktörü ( $b_0$ ):** Elemanların boyutları 10 mm den daha büyük olduğunda, içyapıda hata olasılığının (iç çentik etkisinin) artması sonucu, mukavemetinde düşme meydana gelir. Bu azalma çizelge 1.8 de çap değerlerine bağlı olarak verilmiştir.

**Büyüklik Faktörü  $b_0$**

| d (mm) | 10 | 15   | 20   | 30   | 40   | 60   | 120  |
|--------|----|------|------|------|------|------|------|
| $b_0$  | 1  | 0,98 | 0,95 | 0,90 | 0,85 | 0,80 | 0,75 |

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

74



### Değişken Zorlamalar Altında Çalışan Makine Elemanlarının Mukavemet Hesapları.

Önceki bölümlerde verilen bilgileri kullanarak, makine elemanlarının mukavemet hesapları aşağıda açıklanan şekilde yapılır.

- 1- Elemana etkiyen gerilmeler hesaplanır ve bunların değişimi (yani statik veya dinamik mi?) olduğu belirlenir.
- 2- Çok eksenli gerilme hallerinde; uygun bir kırılma hipotezi kullanılarak;
  - önce statik çok eksenli gerilmeye ait eşdeğer gerilme ( $\sigma_{eş,st}$ ),
  - sonra çok eksenli dinamik gerilmeye ait eşdeğer gerilme ( $\sigma_{eş,d}$ ) değerleri hesaplanır (bileşik gerilme hali).

75

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

75

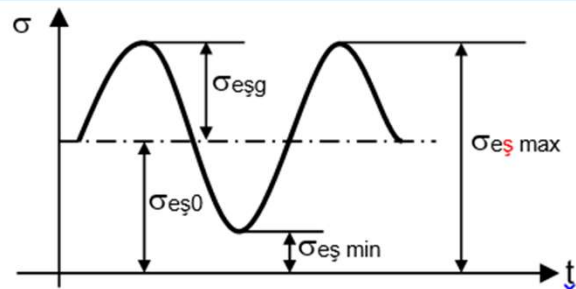


Statik eşdeğer gerilme; bileşik gerilmenin ortalama gerilme değerini ( $\sigma_{eş,st} = \sigma_{eş0}$ ),  
 Dinamik eşdeğer gerilme ise bileşik gerilmenin gerilme genliği değerini ( $\sigma_{eş,d} = \sigma_{eşg}$ ) temsil eder.

$$\sigma_{eş,max} = \sigma_{eş0} + \sigma_{eşg}$$

$$\sigma_{eş,min} = \sigma_{eş0} - \sigma_{eşg}$$

olur.

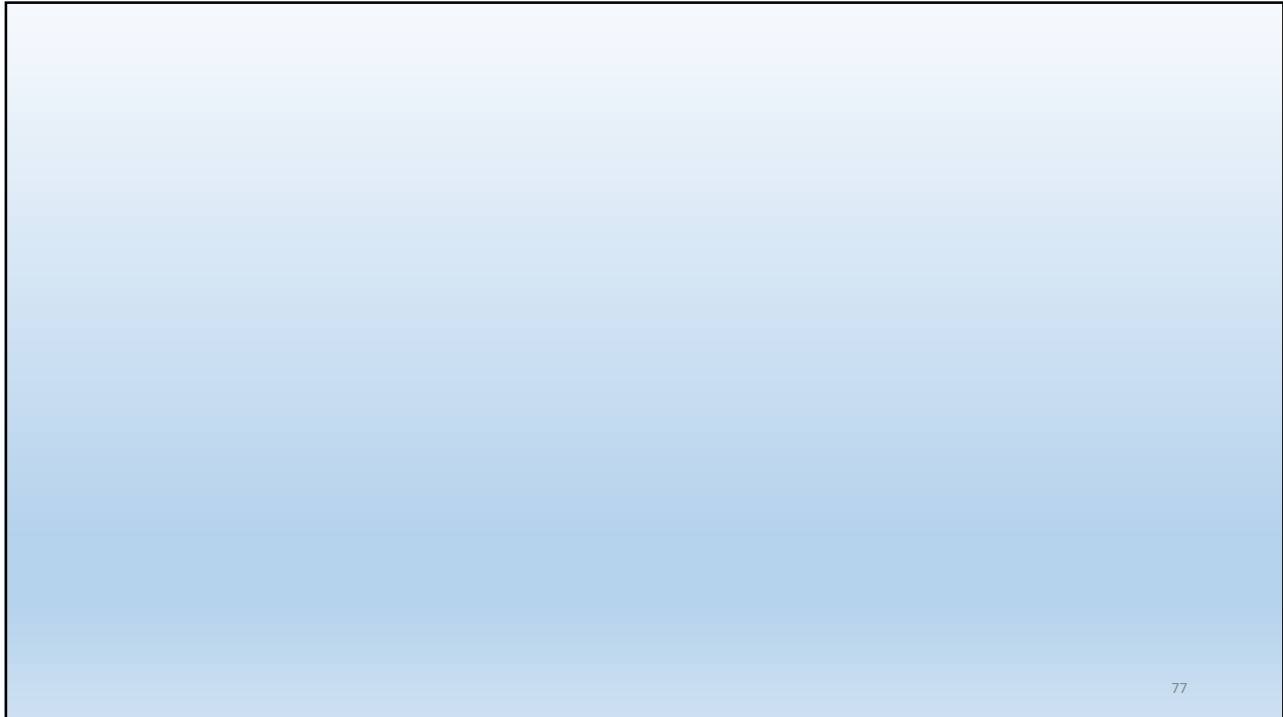


Sekil 4.14

76

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

76



77


Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı


3- Hesaplanan en büyük gerilme ( $\sigma_{eşmax}$ ) değerinin, elemanın yapıldığı malzemenin dayanım sınırı ile karşılaştırılması gerekir. Bunun için:

Hesaplanan elemana etkiyen sadece çeki, bası, eğilme veya burulma gerilmelerinden birisi varsa o gerilmeye ait sürekli mukavemet diyagramı kullanılır.

Çok eksenli gerilme hallerinde ( bu durumlara da hesaplanan eşdeğer gerilme, tek eksenli çekme zorlamasının elemanda oluşturduğu zorlamaya eşdeğer olduğundan) elemanın yapıldığı malzemenin çekme zorlaması sürekli mukavemet diyagramı kullanılır.

78

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

78

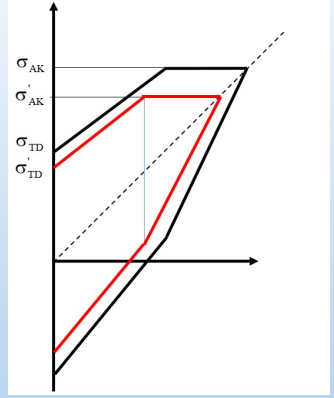
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

4- Hesaplanan en büyük gerilme değerini, sürekli mukavemet diyagramındaki dayanım sınırı ile doğrudan karşılaştıramayız. Çünkü bu diyagramlar belirli boyutlarda düzgün numuneler kullanılarak çizilmiştir.

Çentik, büyüklük ve yüzey işleme şeklinin dayanım sınırlarını etkilediğini de hesaba katmamız gerekir.

Bunun için:

a) Malzemenin akma ve tam değişken dayanım sınırları elemanın büyüklüğüne uygun bir büyüklük faktörü ile çarpılarak düzeltilmiş SMD çizilir.



$$\sigma'_{AK} = \sigma_{AK} \cdot b_0$$

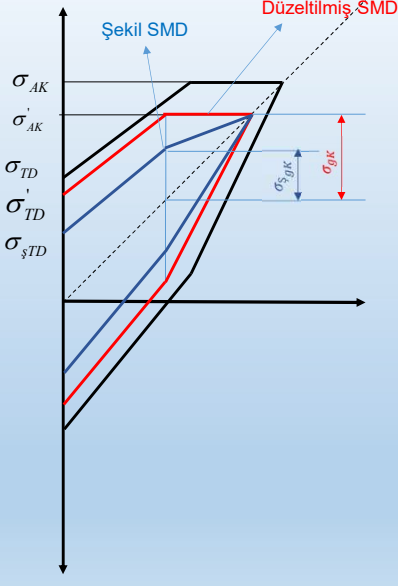
$$\sigma'_{TD} = \sigma_{TD} \cdot b_0$$

79

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

79

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



$$\sigma'_{AK} = \sigma_{AK} \cdot b_0$$

$$\sigma'_{TD} = \sigma_{TD} \cdot b_0$$

$$\sigma_{gK} = \sigma_{gK} \cdot \frac{b_1}{\beta}$$

$$\sigma'_{gK} = \sigma'_{gK} \cdot \frac{b_1}{\beta}$$

80

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

80



Şekil sürekli mukavemet diyagramı üzerinde okunacak dayanım sınırı değeri ile hesaplanan eşdeğer gerilmeleri karşılaştırırken, değeri zamanla artarak parçanın kırılmasına sebep olacak yükün artış şeklini de dikkate almak gerekir.

Zamana göre yükün 3 şekilde artarak etkimesi söz konusudur.

1. Ortalama gerilme hep sabit kalıp, gerilme genliği artarak,
2. Gerilme genliği hep sabit kalıp, ortalama gerilme artarak,
3. Hem ortalama gerilme, hem de gerilme genliğinin artarak etkiyebilir.

81

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

81

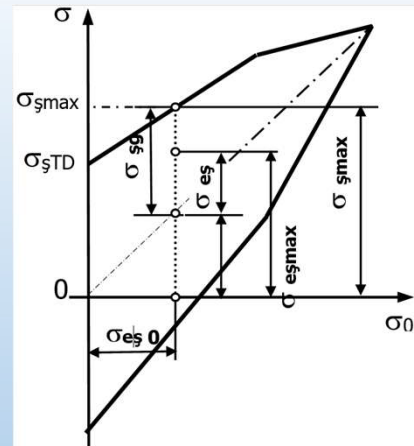


- 1. Durum:** Ortalama gerilme hep sabit, gerilme genliğinin artarak etkimesi (statik yükün değişmeyip dinamik yükün değiştiği haller)

Şekil SMD'nin yatay ekseninde  $\sigma_{eş0}$  değeri işaretlenir ve bu noktadan çizilen düşey doğru ile  $\sigma_{şg}$  ve  $\sigma_{şmax}$  gerilme sınırları bulunur (Şekil 4.16).

$\sigma_{şmax}$ , bu yükleme şekli için elemanın dayanabileceği en büyük dayanım sınırıdır. Daha sonra hesapla bulunan  $\sigma_{eşg}$  değeri diyagrama taşınır.

Bulunan dayanım sınırlarına göre makine elemanının sürekli mukavemete karşı emniyet katsayısı



Ortalama Gerilme Sabit Gerilme Genliğinin Artarak Etkimesi Hali

$$S = \frac{\sigma_{şmax}}{\sigma_{eşmax}} \quad S_{din} = \frac{\sigma_{şg}}{\sigma_{eşg}}$$

82

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

82



Balikesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - I
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

$$\tan \alpha = \frac{\sigma_{\epsilon sg \max}}{\sigma_{\epsilon sg 0}}$$

$$S = \frac{\sigma_{\epsilon \max}}{\sigma_{\epsilon sg \max}}$$

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi
85

85



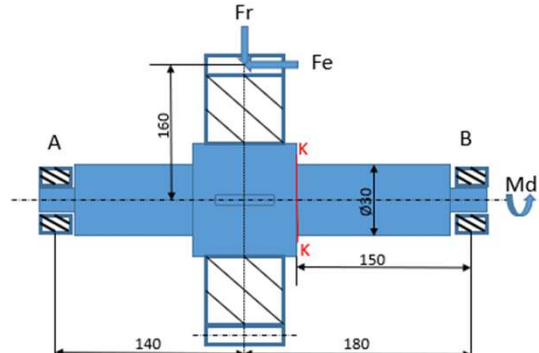
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları – I

## Örnek Problem



Boyutları verilen mil, üzerine takılı bir dişli vasıtasıyla  $M_d = 450 \text{ Nm}$  büyüklüğünde sabit (statik) bir dönme momenti ile tahrik edilmektedir. Çalışma esnasında dişliyle  $F_e = 8 \cdot 10^3 \text{ N}$  şiddetinde eksenel ve  $F_r = 6 \cdot 10^3 \text{ N}$  şiddetinde radyal kuvvet etkimektedir. Mil A ucundan serbest (sadece radyal yük taşıyabilen), B noktasında eksenel ve radyal kuvvetleri de taşıyabilen (sabit) yataklarla yataklanmıştır.

Milin en fazla zorlanan K-K kesiti için  $b_0 = 0,85$  ,  $b_1 = 0,9$  ve  $\beta = 1,4$  değerleri tespit edilmiştir.



Prof. Dr. Ali ORAL - Makine Mühendisliği

Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

86

86

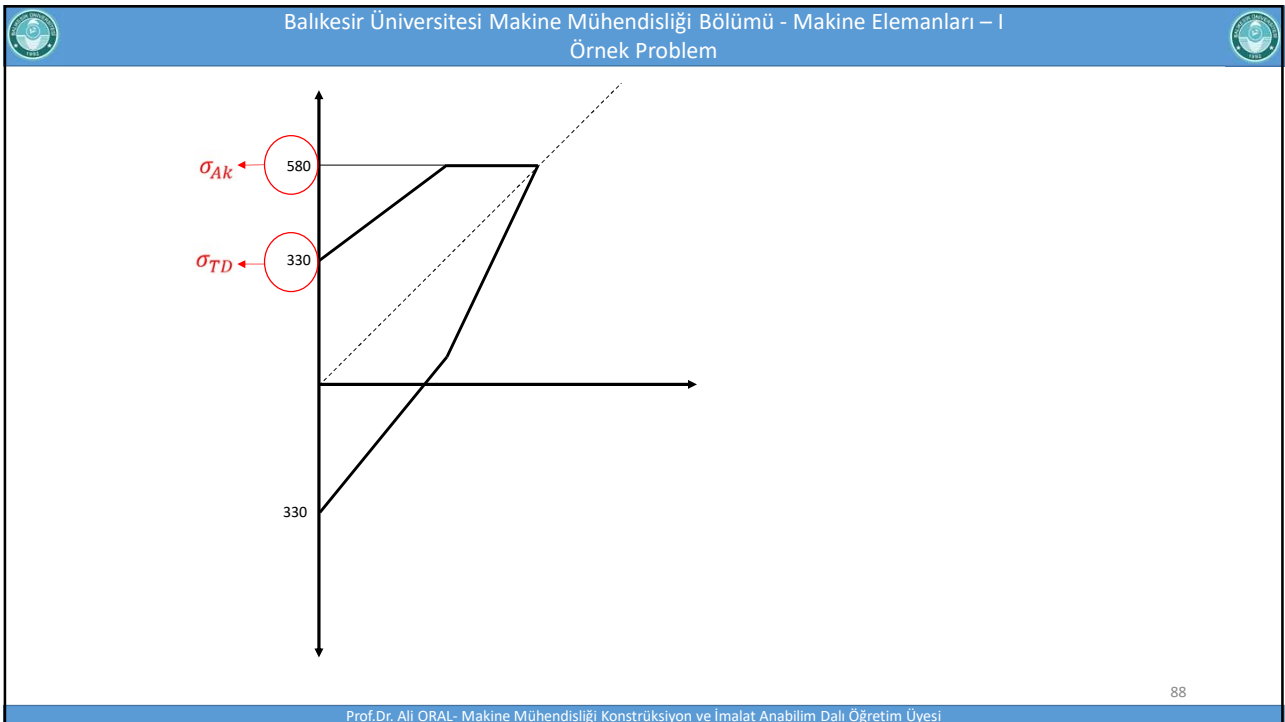
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları – I  
Örnek Problem

a) K-K kesitindeki gerilmeleri hesaplayınız ve değişimlerini (statik, dinamik) belirleyiniz.  
b) Kesitteki eşdeğer gerilmeyi hesaplayınız.  
c) Verilen diyagram üzerinde malzemenin dayanım sınırını bularak, anılan kesit için verilen çapın yeterli olup olmadığını kontrol ediniz.

87

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

87



88

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

$\sum M_A = 0 ;$   
 $F_B \cdot 320 + F_e \cdot 160 - F_r \cdot 140 = 0$   
 $F_B \cdot 320 + 8000 \cdot 160 - 6000 \cdot 140 = 0$   
 $F_B = -1375 \text{ N}$   
 «-» Kuvvetin aşağı yönlü olduğunu gösterir.  
 $\uparrow + \sum F = 0 ;$   
 $F_A + F_B - F_r = 0$   
 $F_A + (-1375) - 6000 = 0$   
 $F_A = 7375 \text{ N}$

89

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

89

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

- Eğilme gerilmesi  $\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{1375 \cdot 150 \cdot 32}{\pi \cdot 30^3} = 77,8 \text{ MPa}$  (Dinamik)
- Çekme gerilmesi  $\sigma_\zeta = \frac{F_e}{A} = \frac{8000 \cdot 4}{\pi \cdot 30^2} = 11,3 \text{ MPa}$  (Statik)
- Burulma gerilmesi  $\tau_b = \frac{M_d}{W_p} = \frac{450 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 30^3} = 84,9 \text{ MPa}$  (Statik)
- Kesme gerilmesi  $\tau_k = \frac{F_B}{A} = \frac{1375 \cdot 4}{\pi \cdot 30^2} = 1,9 \text{ MPa}$  (Statik)

90

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

90

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

$$\sigma_{e\dot{s}_0} = \sqrt{11,3^2 + 3 \cdot (84,9 + 1,9)^2} = 150,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{e\dot{s}_g} = \sigma_e = 77,8 \text{ MPa}$$

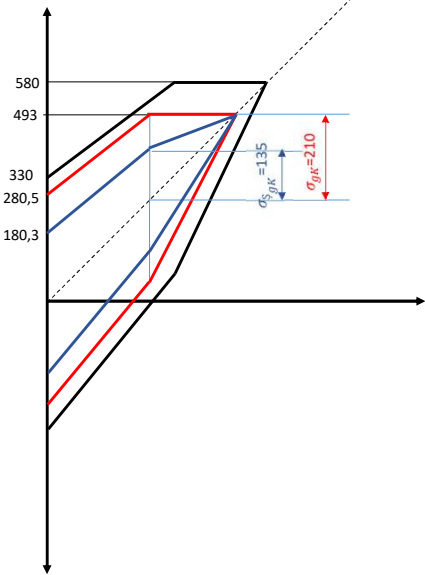
$$\sigma_{e\dot{s}_{maks}} = \sigma_{e\dot{s}_0} + \sigma_{e\dot{s}_g} = 150,77 + 77,8 = 228,57 \text{ MPa}$$

91

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

91

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem



$$\sigma'_{Ak} = \sigma_{Ak} * b_0 = 580 * 0,85 = 493 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{TD} = \sigma_{TD} * b_0 = 330 * 0,85 = 280,5 \text{ MPa}$$

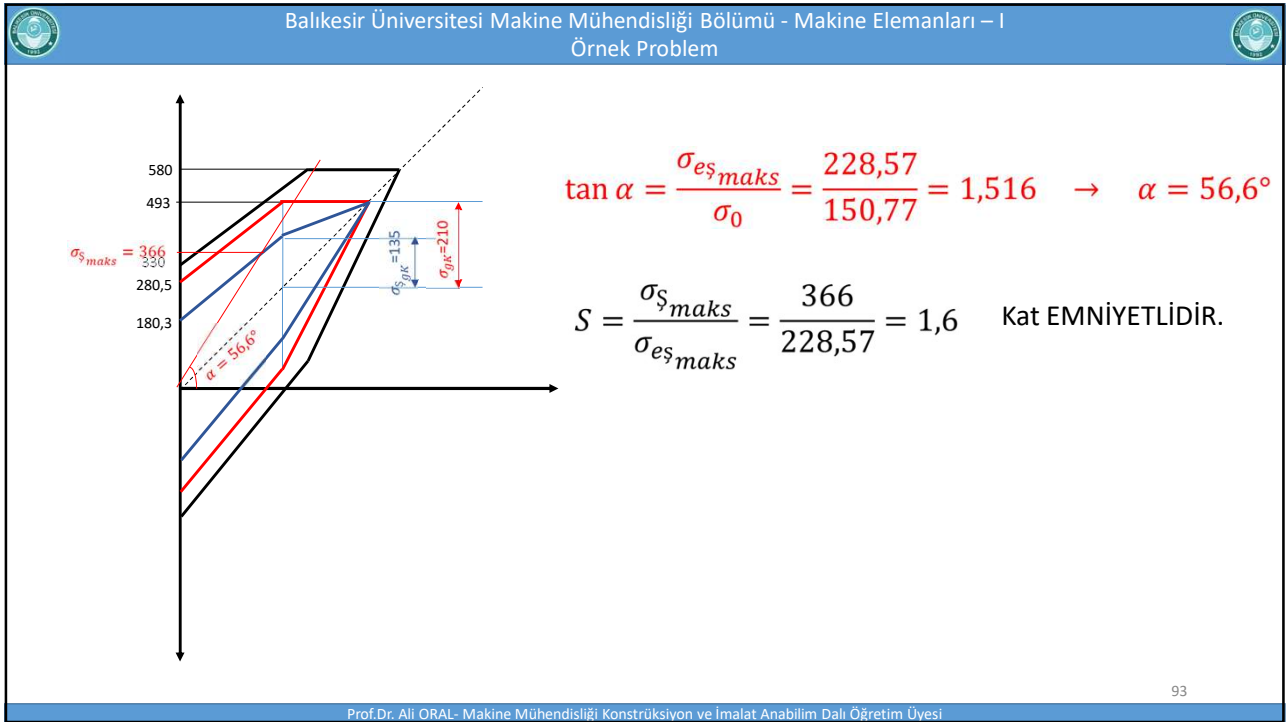
$$\sigma_{s_{TD}} = \sigma'_{TD} * \frac{b_1}{\beta} = 280,5 * \frac{0,9}{1,4} = 180,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{s_{gK}} = \sigma_{gK} * \frac{b_1}{\beta} = 210 * \frac{0,9}{1,4} = 135 \text{ MPa}$$

92

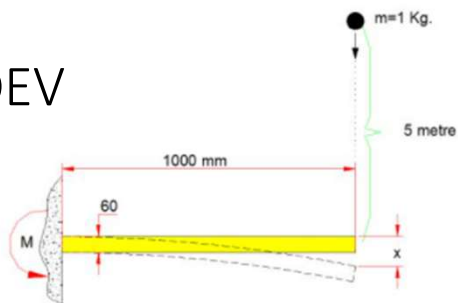
Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

92



93

## ÖDEV



- $x$ : Kirişin yapacağı seğim (mm)  
 $I$ : Kirişin atalet momenti ( $\text{mm}^4$ )  
 (Bkz. Önemli formüller)  
 $E = 210,000 \text{ N/mm}^2$  (Çelik için)  
 $L = 1,000 \text{ mm}$ .

5 m yüksekten 1000 mm uzunluğundaki 40\*60 mm kesidine sahip bir kiriş üzerine düşen bir kütle nedeniyle kirişin ucunda 15 mm sehim meydana gelmektedir. Kiriş malzemesinin akma gerilmesi  $215 \text{ N/mm}^2$  olduğuna göre bu kirişte meydana gelen şekil değiştirmenin kalıcı mı elastik mi olduğunu HESAPLARINIZLA belirtiniz.

94

94

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Mil- Yatak Sisteminde Basınç Dağılımı**

95

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

95

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Perno Ve Pim Bağlantılarında İzin Verilen Yüzey Basınçları**

| Malzeme          | Sıkı geçme |            |              | Boşluklu geçme (Mafsal) |                               |
|------------------|------------|------------|--------------|-------------------------|-------------------------------|
|                  | Statik     | Titreşimli | Tam değişken | Malzeme Çifti           | $P_{em}$ (N/mm <sup>2</sup> ) |
| Bronz (Bz)       | 30         | 20         | 15           | St/GG                   | 5                             |
| Dökme demir (DD) | 70         | 50         | 30           | St/GS                   | 7                             |
| Dökme çelik (DÇ) | 80         | 60         | 40           | St/Bz                   | 8                             |
| St 37            | 85         | 65         | 50           | Sert St/Bz              | 10                            |
| St 50            | 120        | 90         | 60           | Sert St/Sert St         | 15                            |
| St 60            | 150        | 105        | 65           |                         |                               |
| St 70            | 180        | 120        | 70           |                         |                               |
| Sert çelikler    | 180        | 120        | 70           |                         |                               |

96

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

96

**Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I**  
**Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı**

**Örnek Problem**

Dikdörtgen kesitli bir çubuğun yük askısı olarak kullanılmasına ait konstrüksiyon aşağıda verilmiştir. Askı ve tutucu gövde alüminyum alaşımından ( $\sigma_{AK} = 145 \text{ N/mm}^2$ ), perno daha mukavemetli malzemeden imal edilmiştir. Perno bağlantısındaki yataklama dayanımını esas alarak; askı sistemi ile taşınabilecek yükün değerini hesaplayınız. ( $p_{em} = \sigma_{em} = 0,65 \sigma_{AK}$  alınacaktır)

97

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

97

**Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I**  
**Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı**

**İki Kürenin (Bilye) Teması**

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F[(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]}{(1/r_1 + 1/r_2)}}$$

**Aynı Malzemeden Yapılmış  
Malzemeden Yapılmış  
İki Bilyenin Temasında:  
Bir Yüzeyin Temasında:**

$$a = \sqrt[3]{\frac{6F(1-\nu^2)}{E(1/r_1 + 1/r_2)}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

**Aynı  
Bilye Ve Düz**

$$a = \sqrt[3]{\frac{6F(1-\nu^2)r}{E}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

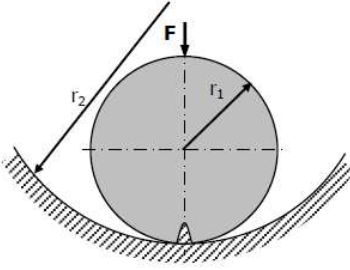
98

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

98

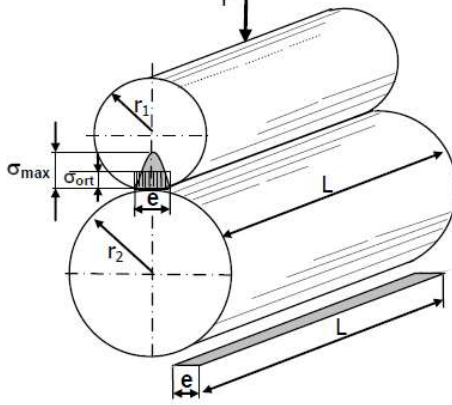
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**İçbükey Yüzey Ve Bilye Teması, Aynı Malzeme:**



$$a = \sqrt[3]{\frac{6F(1-\nu^2)}{E(1/r_1 - 1/r_2)}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

**İki Silindirin Teması:**



$$e = \sqrt{\frac{16[(1-\nu^2)/E_1 + (1-\nu^2)/E_2]}{\pi L(1/r_1 + 1/r_2)}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{4F}{\pi e L}$$

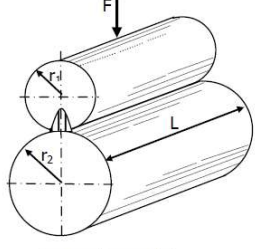
99

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

99

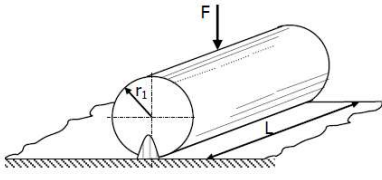
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Aynı Malzemeden Yapılmış İki Silindirin Teması:**



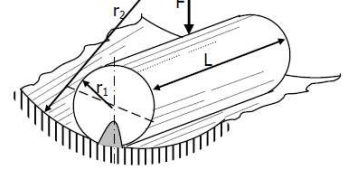
$$e = \sqrt{\frac{32F(1-\nu^2)}{\pi LE \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{4F}{\pi e L}$$

**Bir Silindirin Düz Bir Yüzeye Teması Aynı Malzeme:**



$$e = \sqrt{\frac{32F(1-\nu^2)r}{\pi LE}}; \quad \sigma_{\max} = \frac{4F}{e L}$$

**Bir Silindirin İçbükey Bir Yüzeye Teması, Aynı Malzeme:**



$$e = \sqrt{\frac{32F(1-\nu^2)}{\pi LE (1/r_1 - 1/r_2)}}; \quad \sigma_c = \frac{4F}{\pi e L}$$

100

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

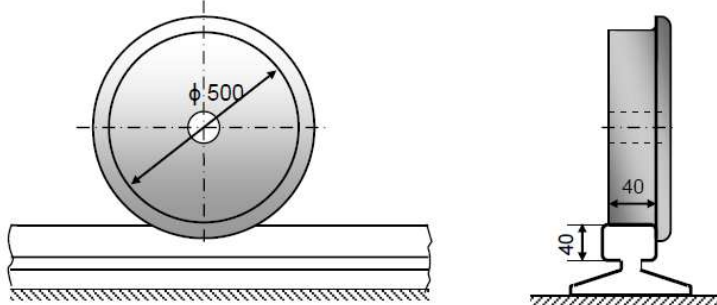
100

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Örnek Problem**

Çelik ray üzerinde hareket eden ve 50 kN kuvvetle raya basan bir vagon tekerinin oluşturduğu maksimum yüzey basıncı (gerilmesi) ne kadardır.

Çelik ray malzemesi: St 52-3  
 Ray boyutları : 40 x 40 mm ölçülerinde  
 Tekerlek malzemesi: GS 52 (çelik döküm)  
 Teker çapı: 500 mm

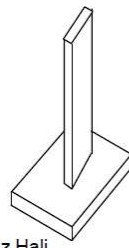


101

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

101

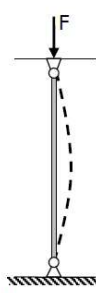
Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı



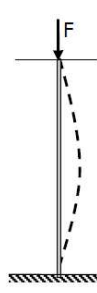
Yüksüz Hali



Burkuma hali



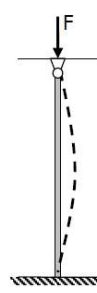
Mafsallı-mafsallı  
 $S = L_0$



Ankastre-ankastre  
 $S = 0,5 \cdot L_0$



Serbest - ankastre  
 $S = 2 \cdot L_0$



Mafsallı- ankastre  
 $S = 0,7 \cdot L_0$

102

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

102

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

Kolon kesiti

(b)

(a)

(c)

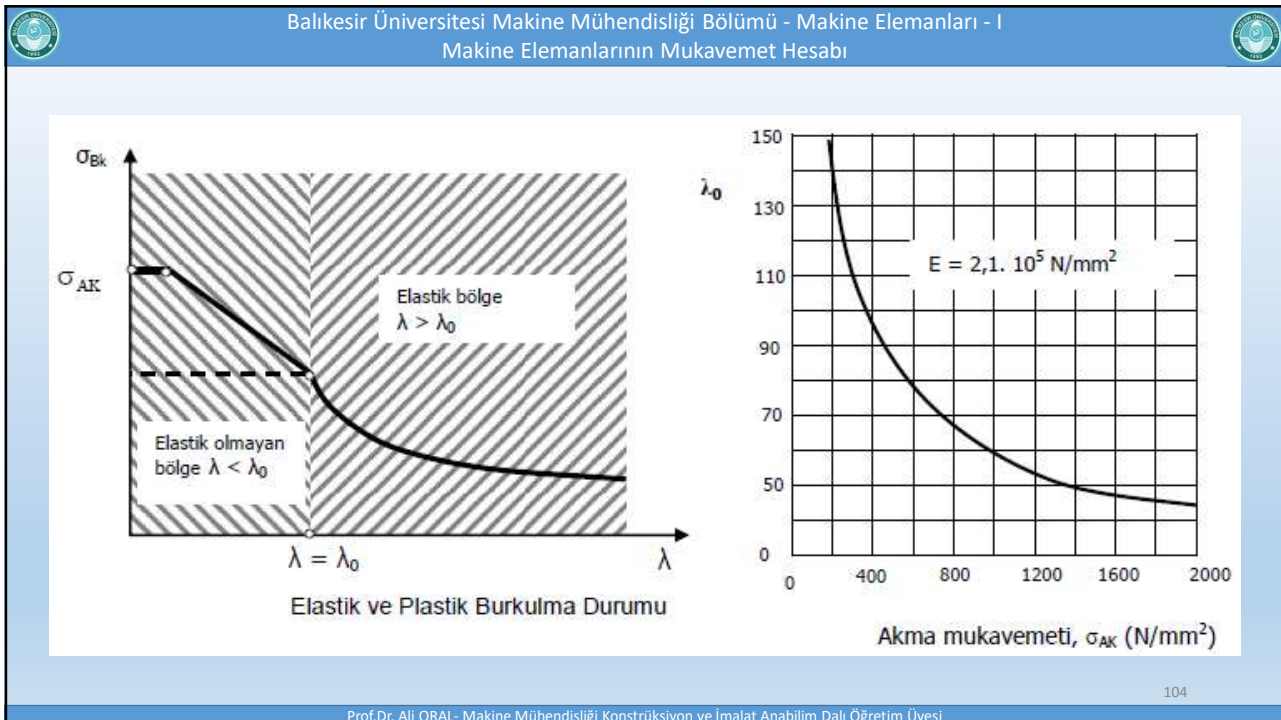
Kritik burkulma eksenine (y-y) göre atalet yarıçapı:  
 $i = 0,289 t$

x-x eksenine göre atalet yarıçapı:  
 $i = 0,289 h$

103

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

103



104

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Makine Elemanlarının Mukavemet Hesabı

**Örnek Problem**

Katı atıkların sıkıştırılması amacıyla tasarlanmış bir hidrolik presin şematik konstrüksiyonu şekilde görülmektedir. Pres koçu, doğrusal konumdaki (dikdörtgen kesitli) biyel kolu, bir piston vasıtasıyla uygulanan 4500N şiddetinde bir kuvvetle bastırılmaktadır. AISI 1040 çeliğinden imal edilmiş biye kolu, bir ucundan pres koçuna kaynakla tespit edilmiş, diğer ucu pistona mafsallı olarak bağlanmıştır.  $\sigma_{AK} = 540 \text{ N/mm}^2$  ve  $E = 2,07 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  dir. Biyel kolunun burkulma emniyetini kontrol ediniz.

105

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

105

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
**Örnek Problem**

Şekil 2.1 de verilen sıkıştırma aparatı (marangoz işkencesi) gövdesi, akma mukavemeti 500 N/mm<sup>2</sup> olan GGG22 dökme demir malzemeden yapılmıştır. Elemanın gövde kesitinin boyutları; Şekil 2.2 de verilmiştir. Sıkma işleminde,  $F=1000 \text{ N}$  kuvvet uygulanmasına karşı mukavemetini ve vidalı milin burkulmaya karşı emniyetini kontrol ediniz.

Sıkıştırma için kullanılan vidalı mil, Tr 16 x 4 (ortalama  $d_2 = 14 \text{ mm}$  ve dış dibi  $d_3 = 11,5 \text{ mm}$ ) boyutlarında trapez vidadır.

106

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

106

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Şekil 2.1 Sıkıştırma Aparatı

Şekil 2.2

A-A kesiti

107

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

107

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

F kuvveti gövde elemanını eğmeye ve çekmeye zorlar. Gövde yapısı simetrik olmadığından gerilme dağılımı hesabı için kesitin ağırlık merkezinin bulunması gerekir. (Şekil 2.3)

Şekil 2.3 Gövde Kesitinin Ağırlık Merkezi Ve Gerilme Dağılımı

108

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

108

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Ağırlık merkezinin ordinatı

$$\bar{y}_1 = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$\bar{y}_1 = \frac{18 \cdot 24,5 + 60 \cdot 13 + 36 \cdot 1,5}{18 + 60 + 36}$$

$$\bar{y}_1 = 11,2 \text{ mm}$$

$$\bar{y}_2 = 26 - 11,2 = 14,8 \text{ mm}$$

109

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

109

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Kesitin x'- x' eksenine göre atalet momenti

$$I_{x'} = I_1 + I_2 + I_3 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + A_1 \cdot d_1^2 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + A_2 \cdot d_2^2 + \frac{b_3 \cdot h_3^3}{12} + A_3 \cdot d_3^2$$

$$I_{x'} = \frac{6 \cdot 3^3}{12} + 6 \cdot 3 \cdot 13,3^2 + \frac{3 \cdot 20^3}{12} + 3 \cdot 20 \cdot 1,8^2 + \frac{12 \cdot 3^3}{12} + 12 \cdot 3 \cdot 9,7^2$$

$$I_{x'} = 8806 \text{ mm}^4$$

110

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

110

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Gerilmeler:

$$\sigma_{e(\text{Çeki})} = \frac{M_e}{I_{x'}} * \bar{y}_1 = \frac{1000 * 53,2}{8806} * 11,2 = 67,66 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{e(\text{Bası})} = \frac{M_e}{I_{x'}} * \bar{y}_2 = \frac{1000 * 53,2}{8806} * 14,8 = 89,41 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F}{A} = \frac{1000}{(3 * 6) + (3 * 20) + (12 * 3)} = 8,77 \text{ N/mm}^2$$

111

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

111

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Toplam gerilmelere göre F kuvveti:  
Çekme gerilmesine göre

$$\sigma_{maks} = \sigma_{e_{\zeta}} + \sigma_{\zeta} \leq \sigma_{em}$$

$$67,66 + 8,77 \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S}$$

S=6,54                      Kat EMNİYETLİDİR.

112

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

112

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

Bası gerilmesine göre

$$\sigma_{maks} = -\sigma_{e(Bası)} + \sigma_{\zeta} \leq \sigma_{em}$$

$$-89,4 + 8,77 \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S}$$

S=6,2      Kat EMNİYETLİDİR.

113

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

113

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

**Burkulma Kontrolü**  
Vidalı milin atalet yarıçapı

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d_3^2}{16}} = \sqrt{\frac{11,5^2}{16}} = 2,875 \text{ mm}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{s}{i}$$

$$s = 2 \cdot l = 2 \cdot 360 = 720 \text{ mm} \quad (\text{mil uçları, serbest – ankastre})$$

114

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

114

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

$$\lambda = \frac{720}{2,875} = 250$$

$$\lambda_0 = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} \quad \sigma_p \leq \sigma_{Ak} = 500 \text{ N/mm}^2 \quad E = 2,1 * 10^5 \text{ N/mm}^2$$

değerleri ile

$$\lambda_0 = \pi \sqrt{\frac{2,1 * 10^5}{500}} = 64,3 \quad \text{olur.}$$

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

115

Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü - Makine Elemanları - I  
Örnek Problem

$\lambda > \lambda_0$  olduğundan burkulma elastik burkulmadır. Buna göre burkulma gerilmesi

$$\sigma_{Bk} = \frac{F_{Bk}}{A} \leq \sigma_{Ak}$$

$$F_{Bk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S^2} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5 * \frac{\pi * 11,5^4}{64}}{720^2} = 3432,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{Bk} = \frac{3432,5 * 4}{\pi * 11,5^2} = 33 \text{ N/mm}^2$$

Emniyet katsayısı

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{Bk}} = \frac{500}{33} = 15 \quad \text{olur.}$$

Prof.Dr. Ali ORAL- Makine Mühendisliği Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı Öğretim Üyesi

116