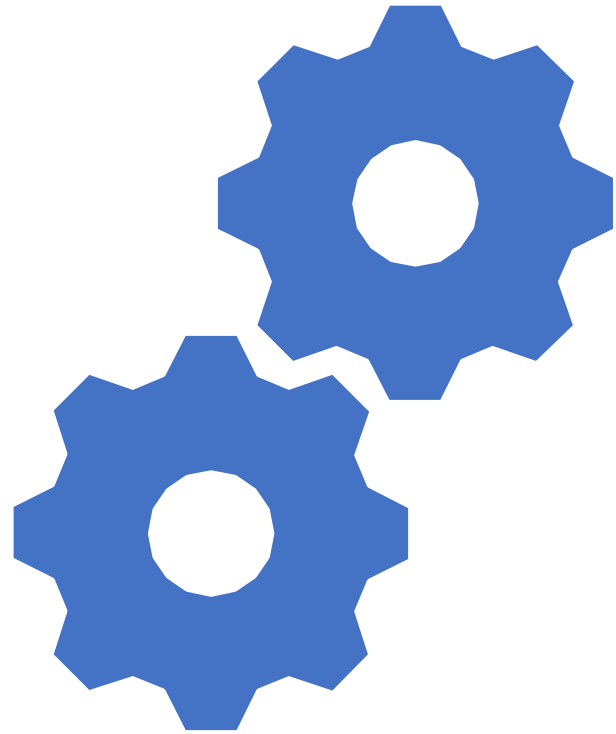


# MAKİNA ELEMANLARI 1



GENEL  
MUKAVEMET  
BİLGİSİ

 BİRSEN YAYINEVİ

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLERLE

# MAKİNA ELEMANLARI

MUKAVEMET-BAĞLAMA ELEMANLARI-ELASTİK ŞEKİL DEĞİŞTİRME  
ELEMANLARI-DESTEK VE GÜÇ İLETİM ELEMANLARI



CİLT 1

Prof. Dr. Müh. İsmail CÜRGÜL

Kocaeli Üniversitesi  
Makina Mühendisliği Bölümü

SONCELLESTIRILMIS  
BASKI

 BİRSEN YAYINEVİ

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLERLE

# MAKİNA ELEMANLARI

KAYRAMALAR-YAĞLAMA TEKNİĞİ-KAYMALI YATAKLAR  
YUVARLANMALI YATAKLAR-DİŞLİ ÇARKLAR



CİLT 2

Prof. Dr. Müh. İsmail CÜRGÜL

SONCELLESTIRILMIS  
BASKI

## **Statik yükleme:**

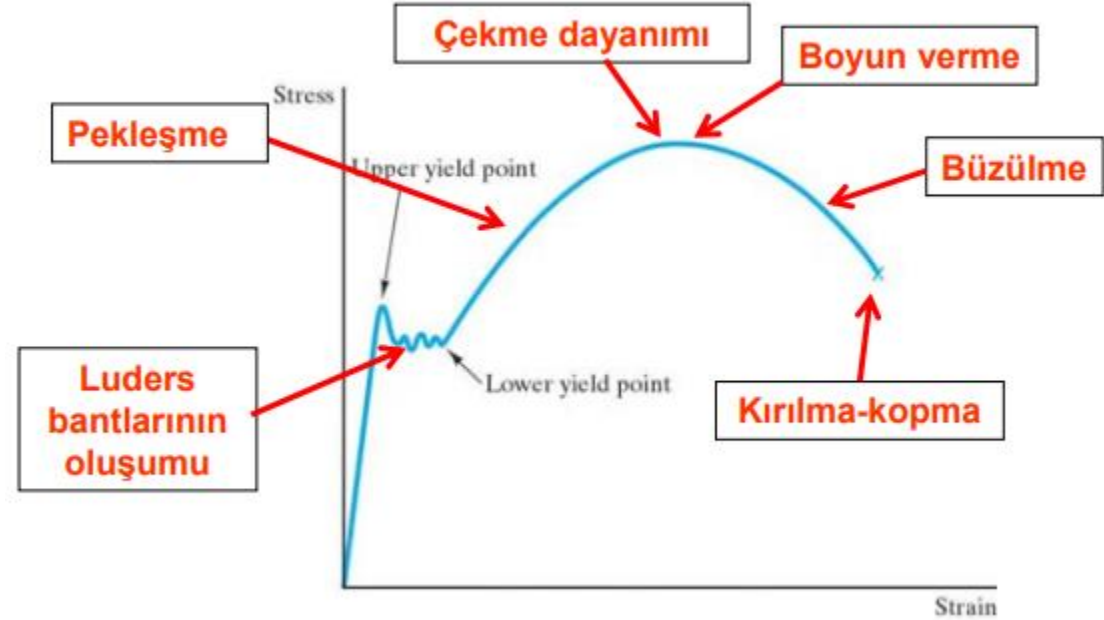
Bir kesitteki gerilme zamanla değişmiyorsa buna STATİK YÜKLEME adı verilir.

## 2. GENEL MUKAVEMET BİLGİSİ

Malzemenin hesap yoluyla tespit edilen gerilme değerine nominal gerilme denir. Bu gerilmeler "Cisimlerin Mukavemeti ve Elastisite Teorisi" prensiplerine uygun olarak hesaplanır. Ancak burada açıkça vurgulamak gerekir ki mukavemet prensipleri, ideal malzeme diye tanımlayabileceğimiz ve aşağıdaki özelliklere sahip malzemeler için geçerlidir. İdeal malzeme:

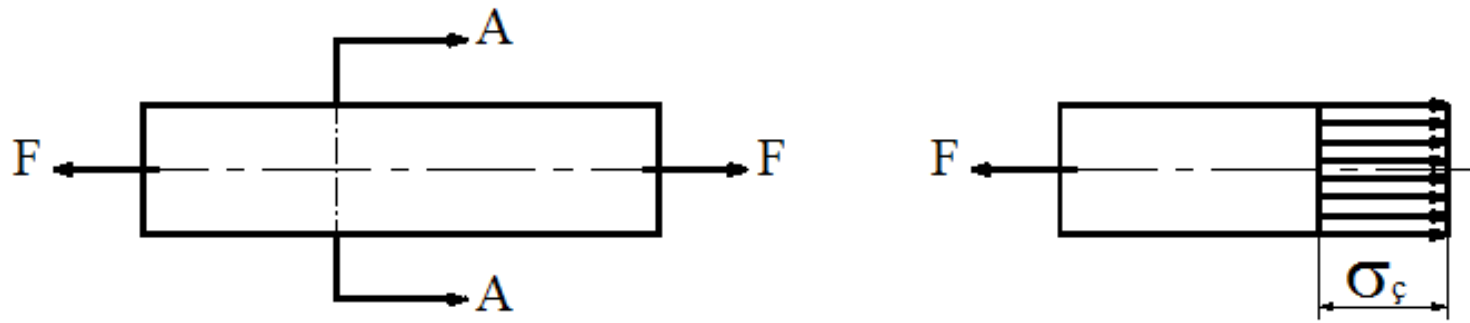
- Tam elastiktir. Dış kuvvet kalktıktan sonra eleman tamamen eski şeklini alır.
- İzotropdur. Cismin elastiklik özellikleri her nokta ve doğrultuda aynıdır.
- Homojendir. Elemanın yapıldığı malzeme, işgal ettiği hacim içinde sürekli, yani aynı yapıya sahiptir.
- Hooke kanununa uyar.

Burada konumuz içinde genel mukavemet prensiplerine bağlı kalarak sadece makina elemanlarının boyutlandırılması ve dayanımlarının kontrolünde kullanılan mukavemet formülleri kısaca özetlenecektir.



## 2.1. BASİT GERİLMELER

### 2.1.1. Çekme ve Basma Gerilmeleri



Şekil 2.1

Çekme kuvveti ile zorlanan bir elemanın kesitindeki gerilme

$$\sigma_{\phi} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{em} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

şeklindedir. Burada F– (N) dış kuvvet, A –(mm<sup>2</sup>) elemanın kesit alanı ve  $\sigma_{em}$ – (N/mm<sup>2</sup>) malzemenin emniyet gerilmesidir.

Elemana tesir eden kuvvet bası şeklinde ise yine aynı eşitlik söz konusudur, ancak bu defa basma gerilmesi çekme gerilmesi ile zıt yönlü olduğundan eksi işareti ile belirtilmelidir, yani

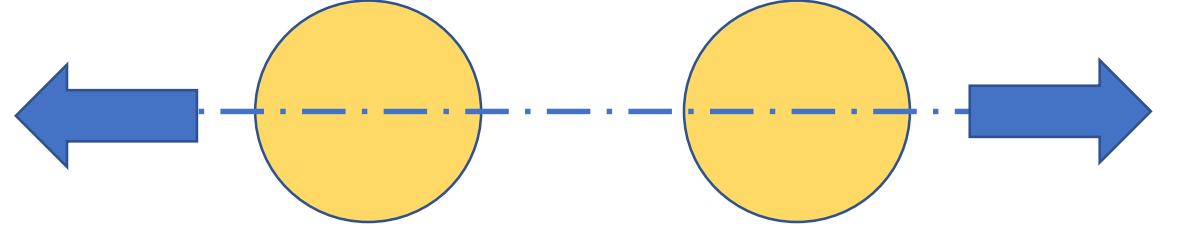
$$\sigma_b = - \frac{F}{A} \leq \sigma_{em} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$



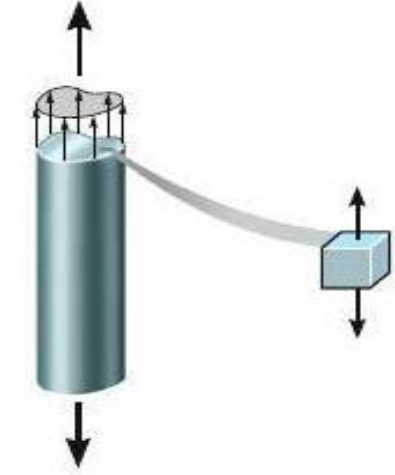
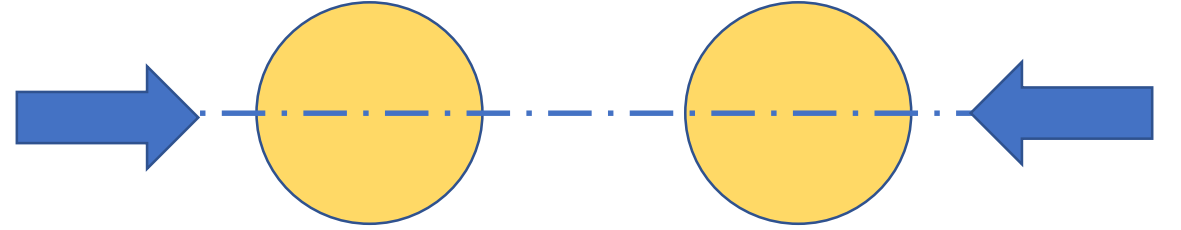
**Gerilme her yerde aynı değerdedir : Üniform Gerilmenin kesit içindeki dağılımı her noktada aynıdır.**

# « $\sigma$ » tipi zorlama

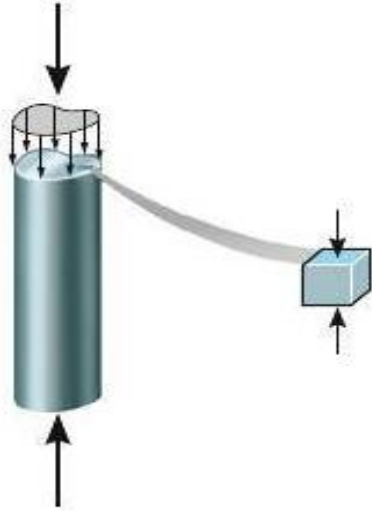
ÇEKME



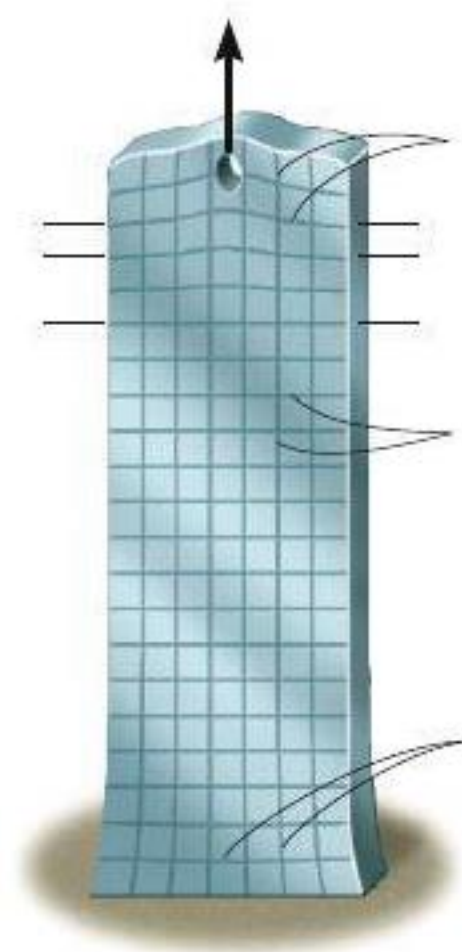
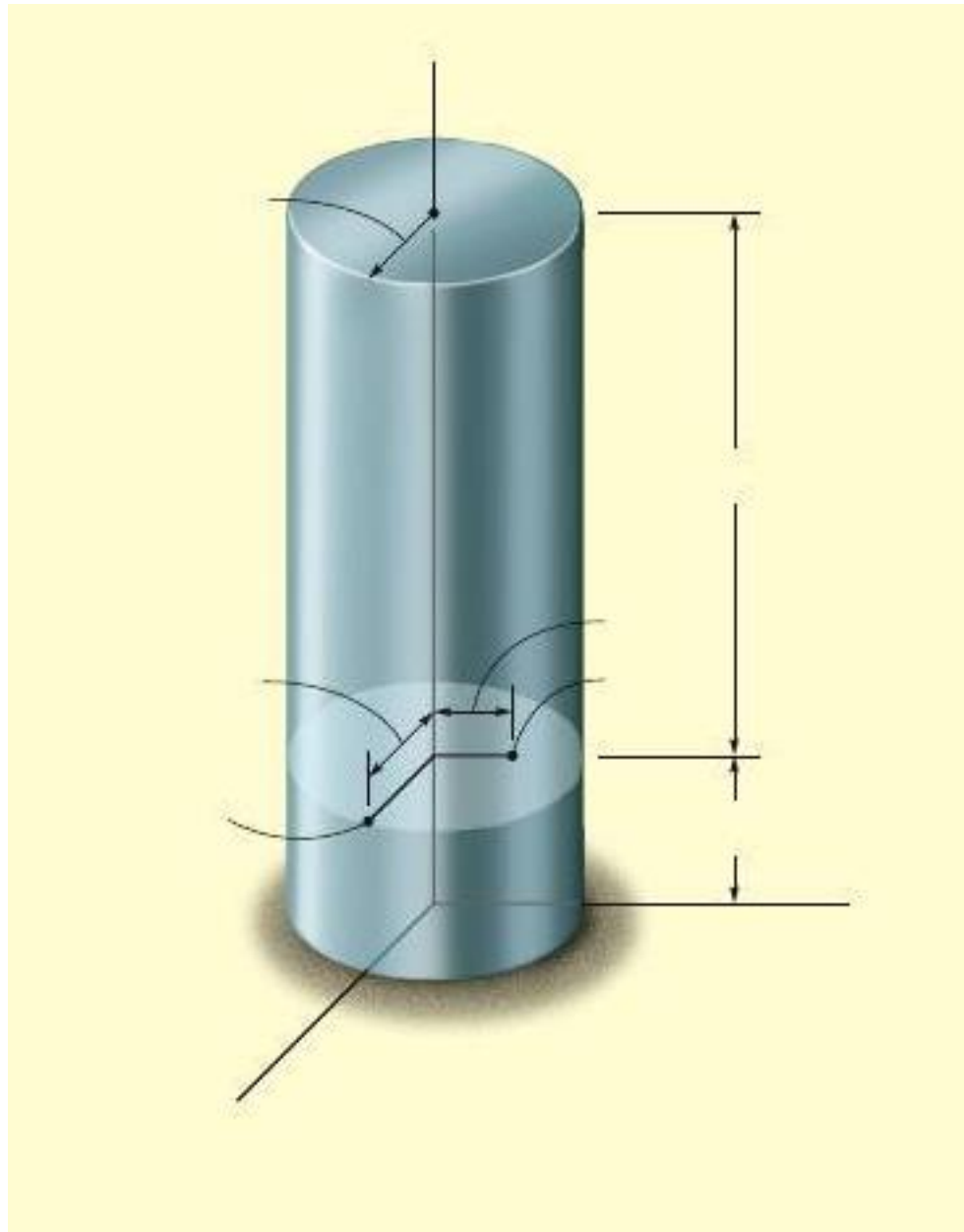
BASMA



Çekme



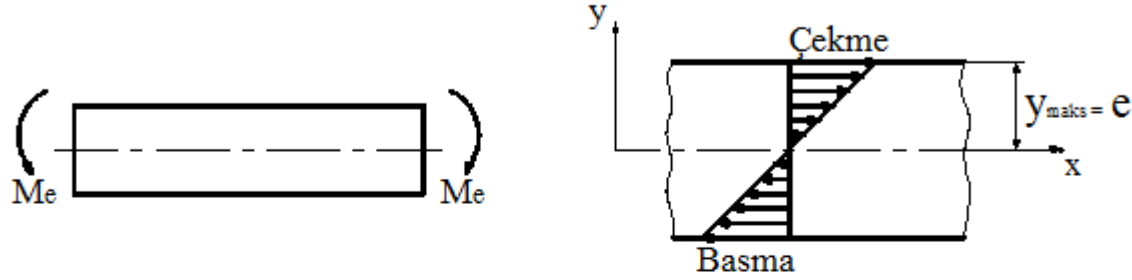
Basma





## 2.1.2. Eğilme Gerilmesi

Eğilmeye maruz bir çubuğun kesintindeki gerilmeler çekme ve basma gerilmeleri şeklindedir.



Şekil 2.2

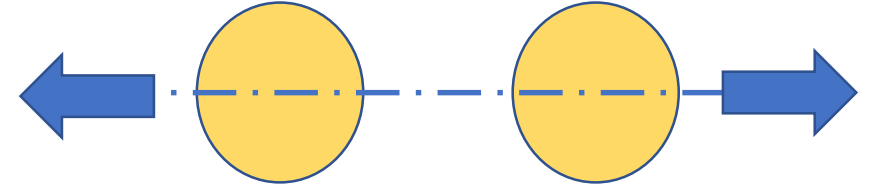
Eğilme gerilmesi eşitliği

$$\sigma_e = \frac{M_e}{I} \cdot y$$

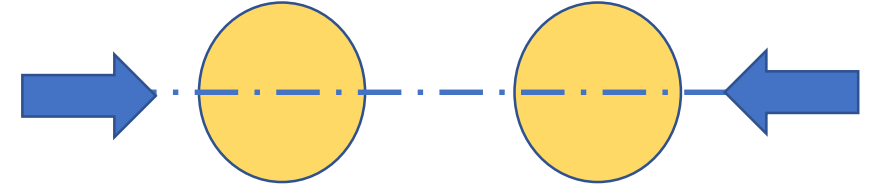
şeklindedir. Burada  $\sigma_e$  - elastik eğriye göre  $y$  - uzaklığındaki gerilme,  $I$  -(mm<sup>4</sup>) kesitin tarafsız eksene göre (eğilme) eylemsizlik momenti,  $M_e$  -(Nmm) eğilme momentidir. En büyük gerilme en dıştaki liflerde olacağına göre, tarafsız eksene olan en büyük uzaklık olarak  $y_{maks} = e$  alınarak

# « $\sigma$ » tipi zorlama

## ÇEKME



## BASMA



$$W_e = \frac{I}{e}$$

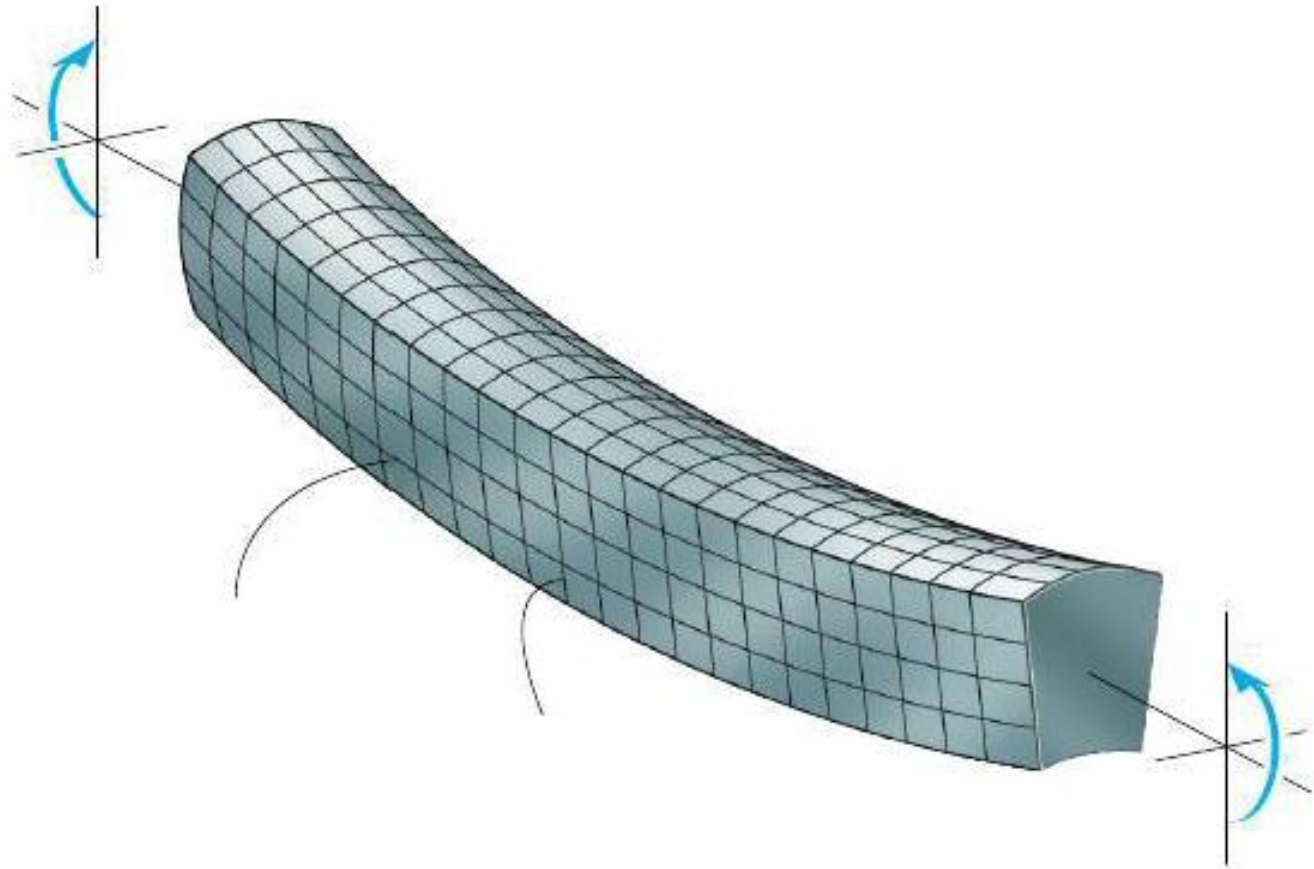
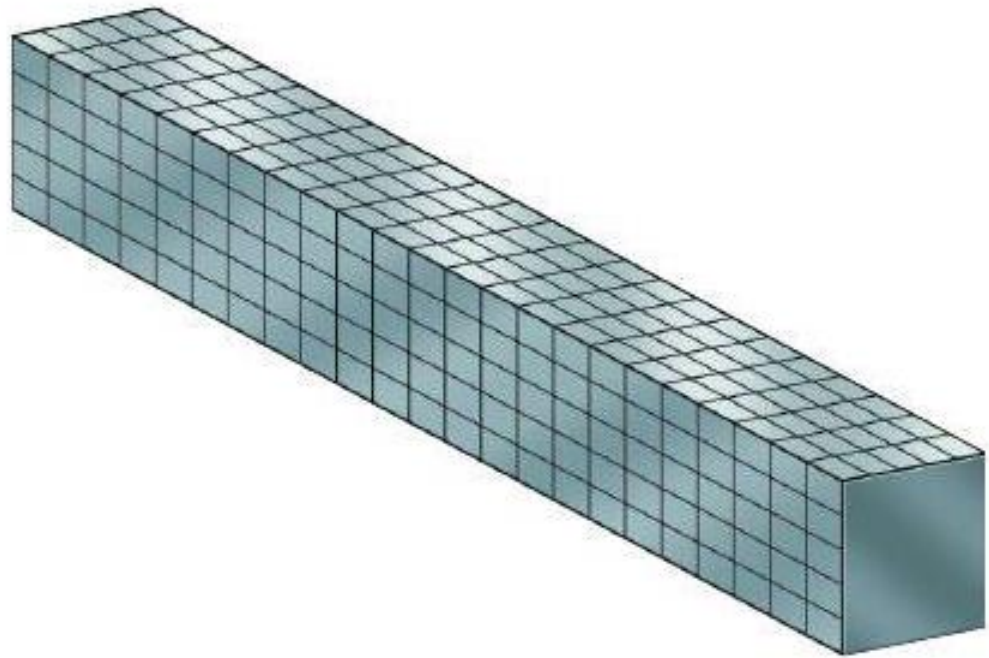
ifadesi yazılır ve böylece en büyük eğilme gerilmesi de

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

şeklinde hesap edilir. Burada  $W_e$ -(mm<sup>3</sup>) elemanın eğilme mukavemet momentidir.

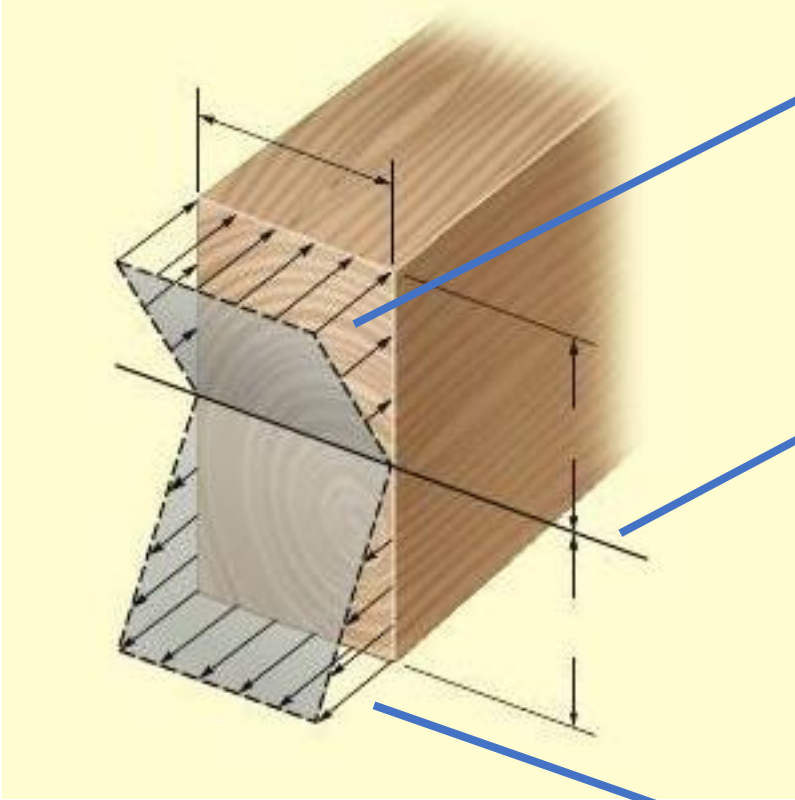
Bazı basit geometrik şekillerin eğilme mukavemet momentleri Cetvel 2.1'de verilmiştir.

**Gerilme her yerde aynı değerde değildir : Üniform değildir**  
**Gerilmenin kesit içindeki dağılımı tarafsız eksenden uzaklaştıkça artar.**

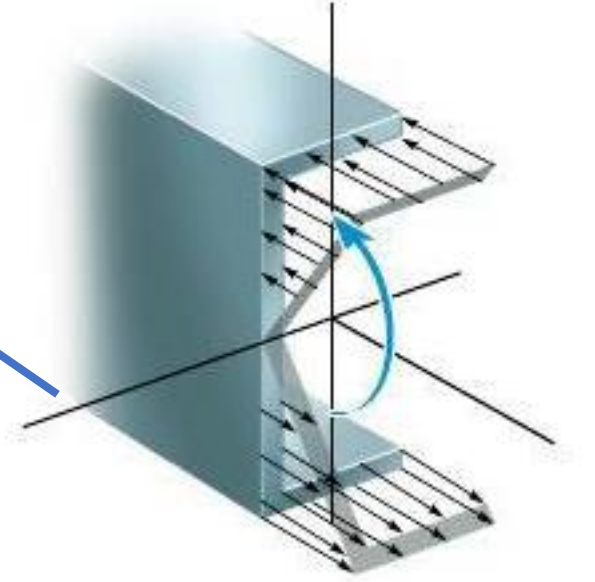


Tarafsız eksenden uzaklaştıkça artan **eğilme gerilmesi:**

Basma gerilmesi şeklinde **(-)** işaretli

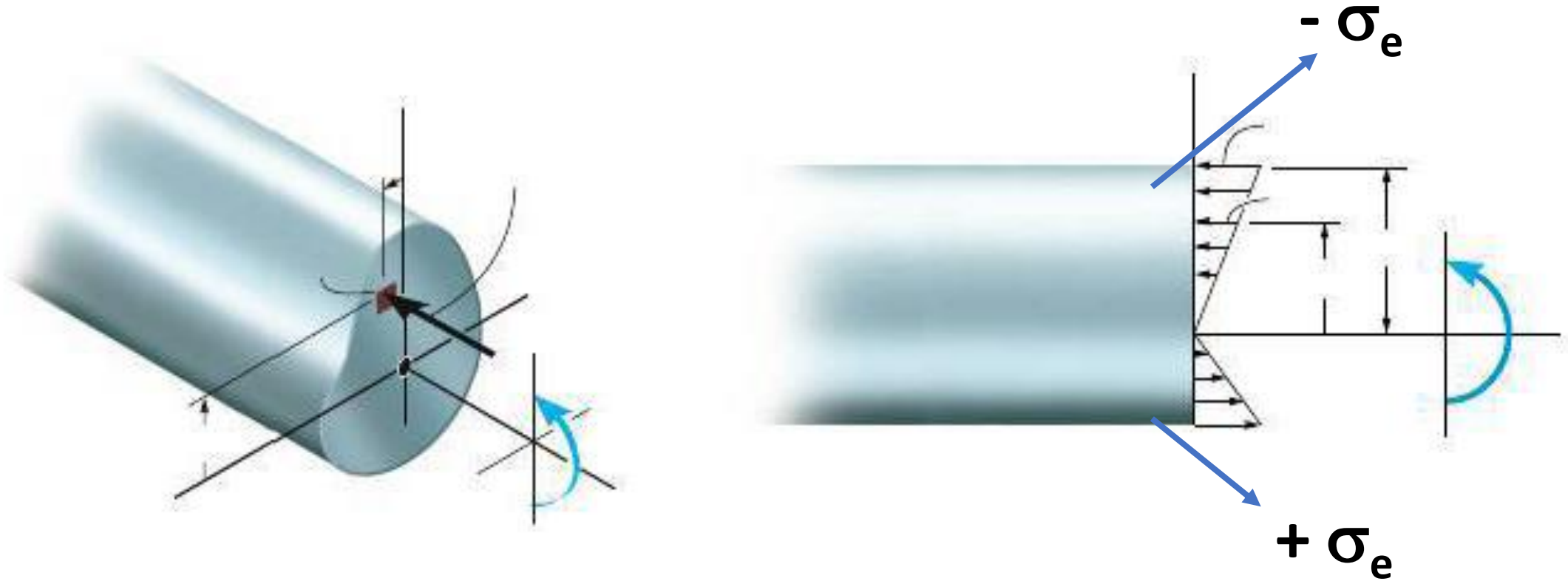


**Tarafsız eksen**



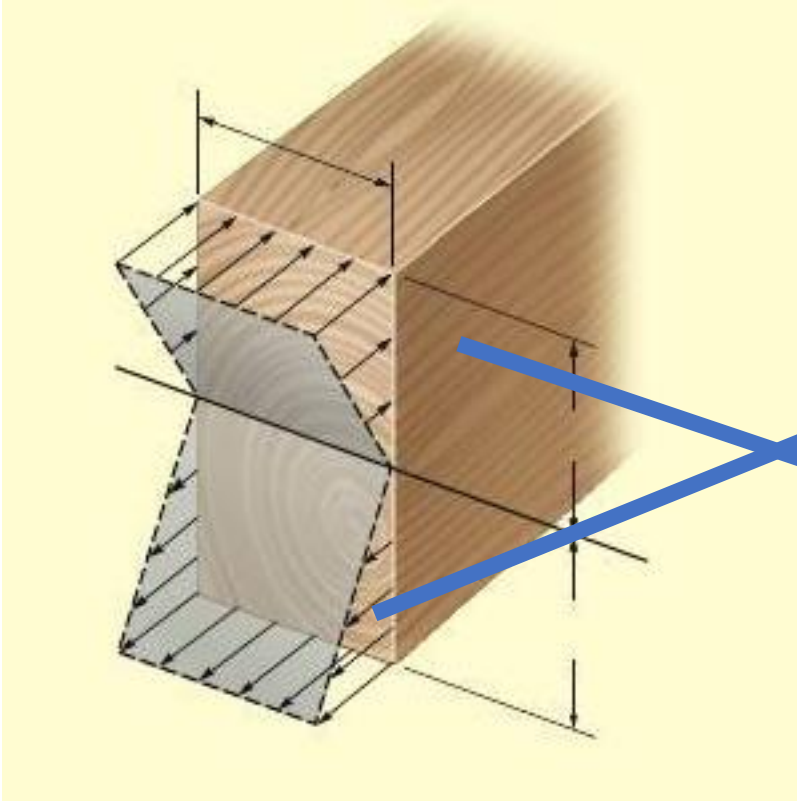
Tarafsız eksenden uzaklaştıkça artan **eğilme gerilmesi:**

Çekme gerilmesi şeklinde **(+)** işaretli

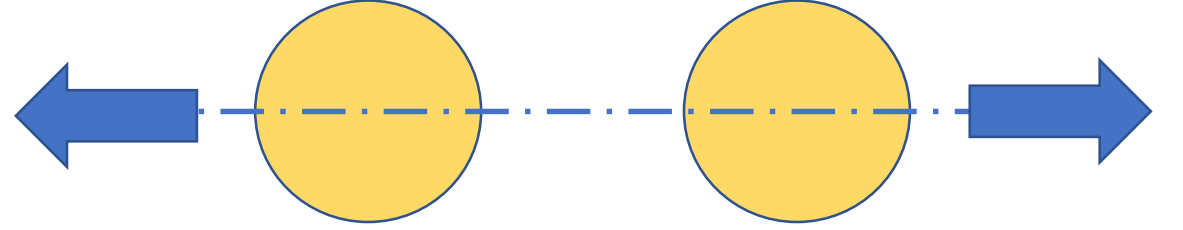


**Tarafsız eksen kesitte simetri ekseni olmayabilir.**

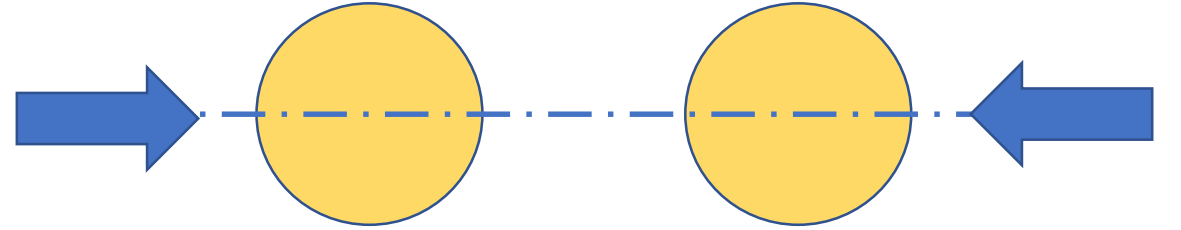
# « $\sigma$ » tipi zorlama



**ÇEKME**

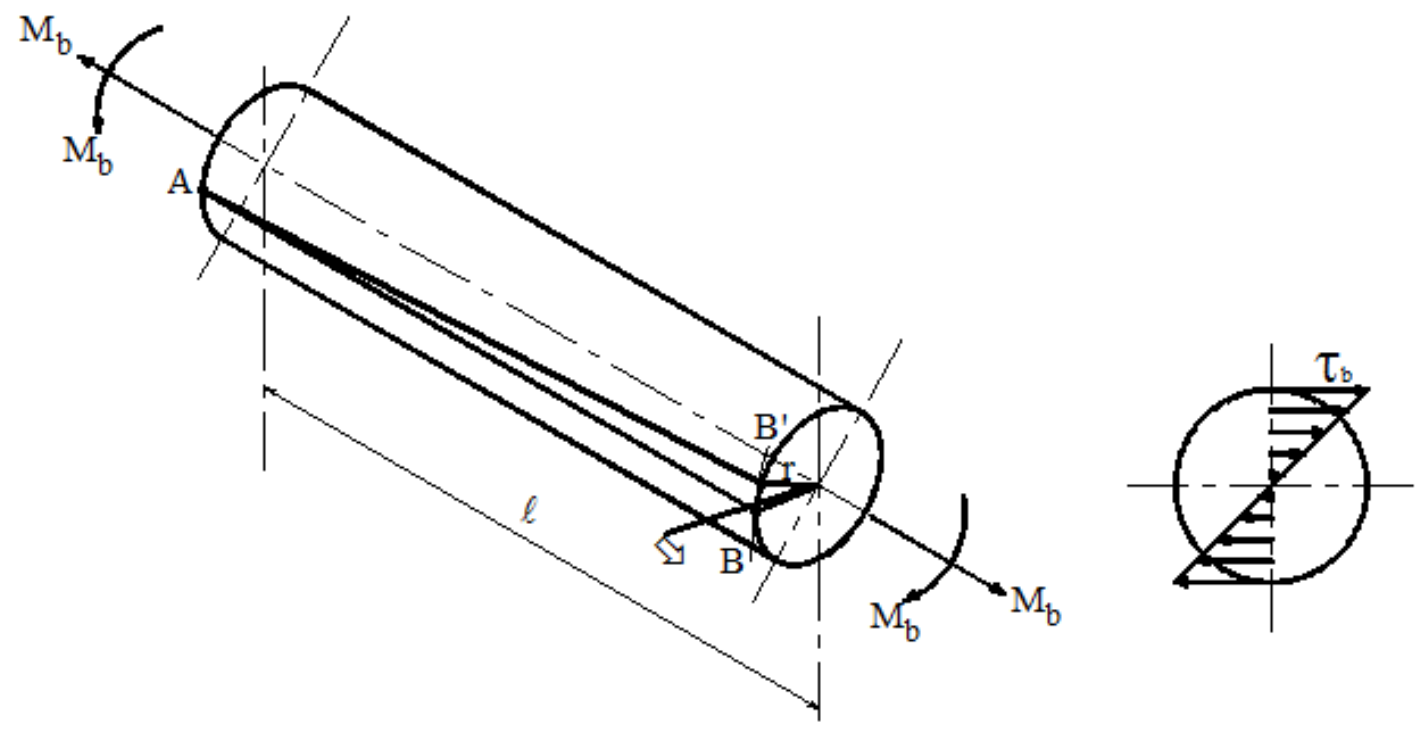


**BASMA**

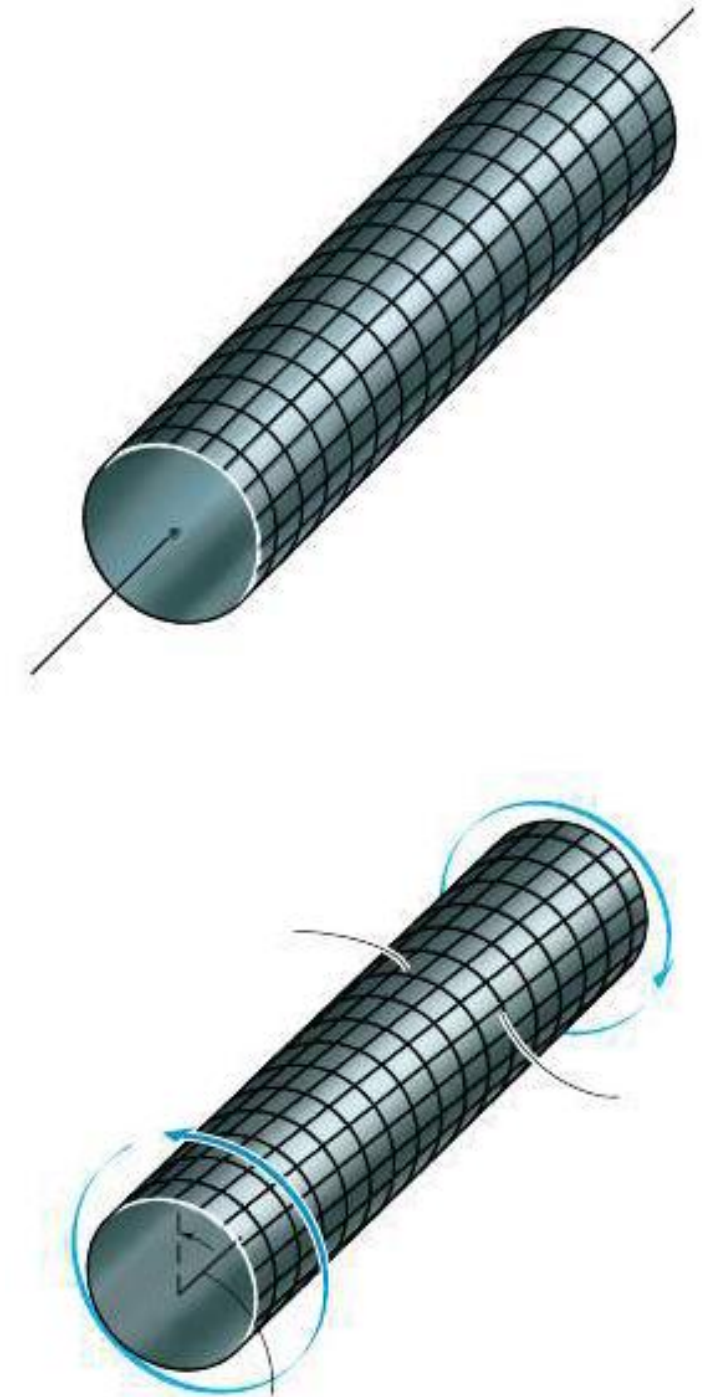


### 2.1.3. Burulma Gerilmesi

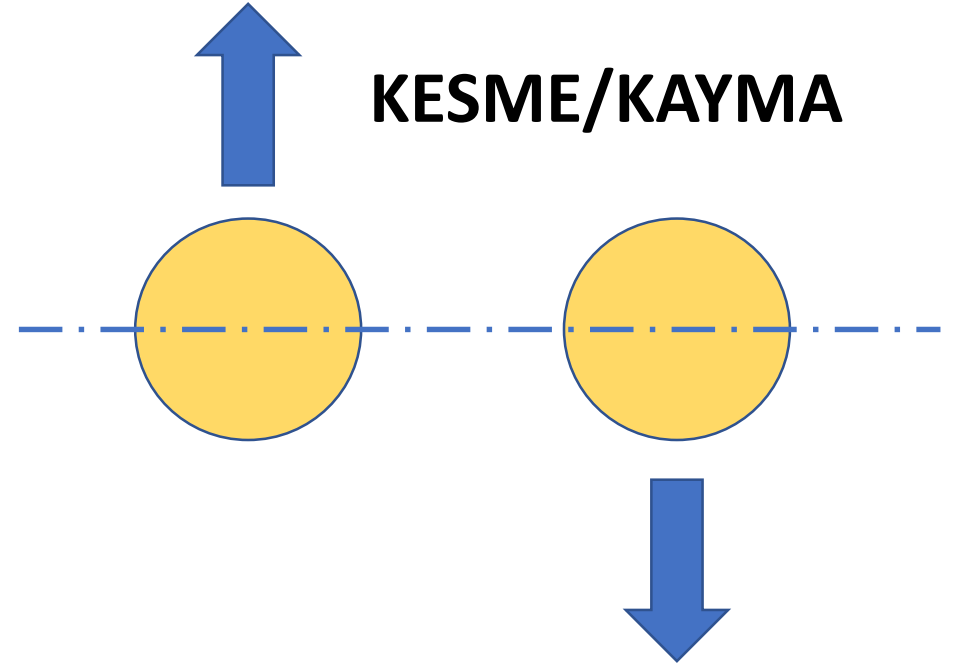
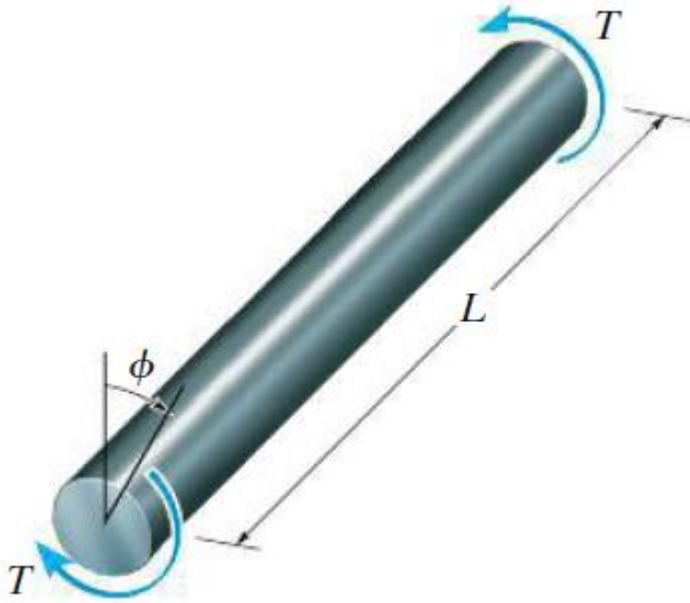
Bir döndürme momenti etkisinde kalan dairesel kesitli çubuktaki kayma gerilmesi Şekil 2.3' deki gibidir.



Şekil 2.3



# « $\tau$ » tipi zorlama



Gerilme her yerde aynı değerde değildir : Üniform değildir

Gerilmenin kesit içindeki dağılımı mil (burulma ekseninden) ekseninden uzaklaştıkça artar.



Burulmaya zorlanan çubuğun yarıçapı  $r$  ve kutupsal (polar) eylemsizlik momenti  $I_p$  ise çubuktaki en büyük kayma gerilmesi

$$\tau_{maks} = \frac{M_b \cdot r}{I_p}$$

şeklindedir. Burada

$$W_b = \frac{I_p}{r}$$

Şekil 2.3' deki  $\phi$  burulma açısı olup döndürme momenti etkisindeki elemanın malzemesine bağlı olarak değişir.

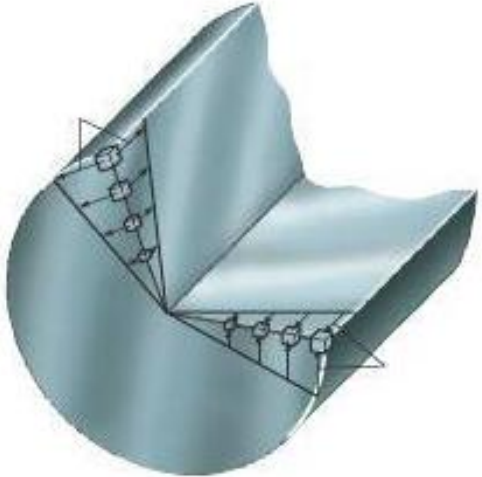
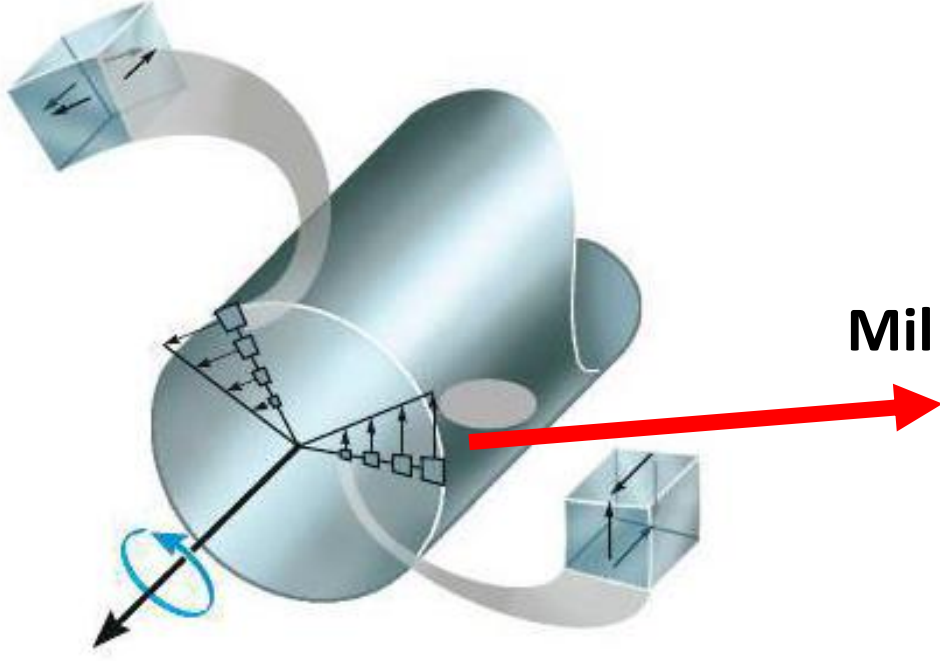
eşitliğine elemanın burulma mukavemet momenti denir. Böylece gerilme ifadesi

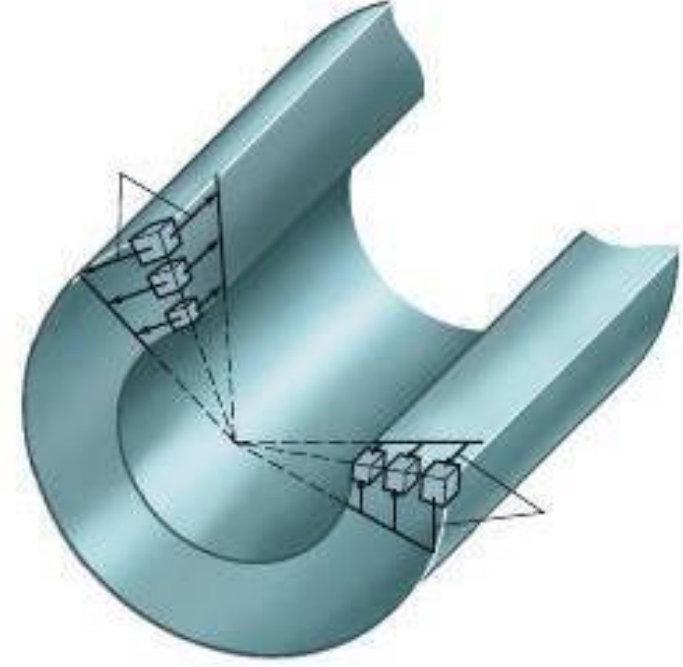
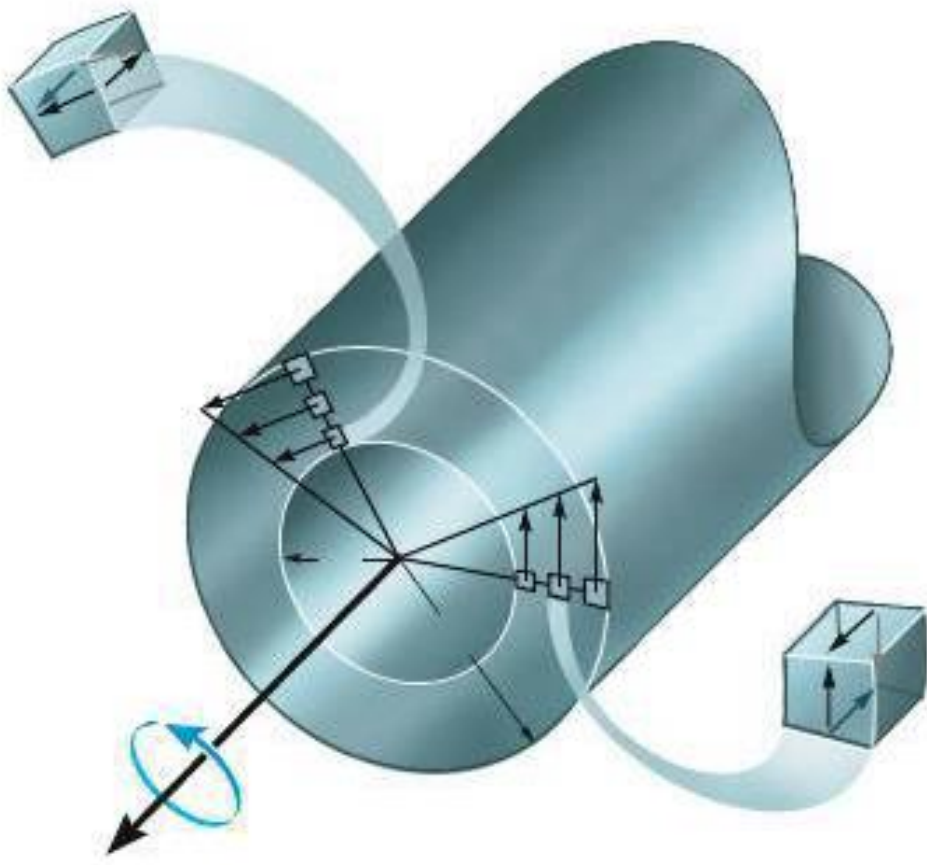
$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

şeklini alır.

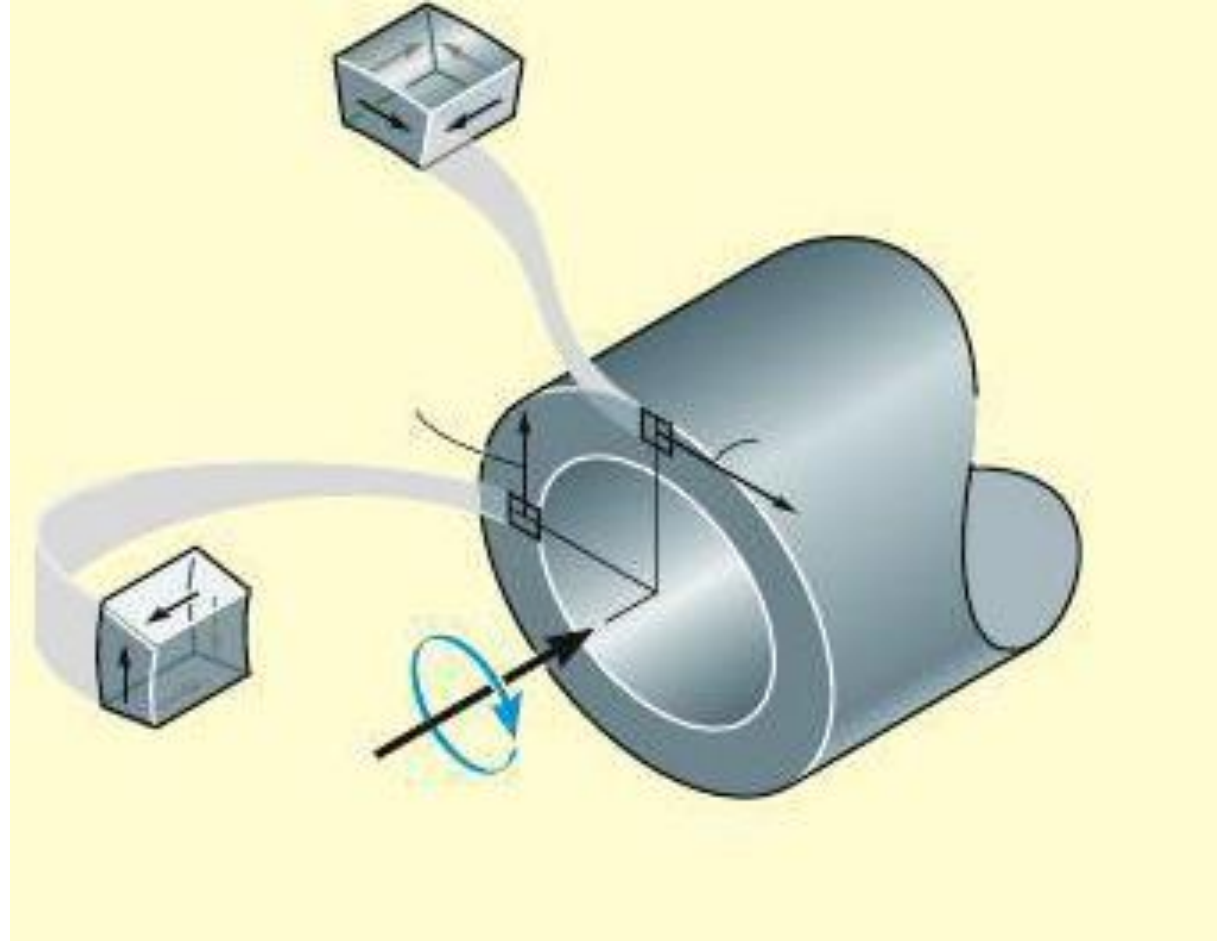
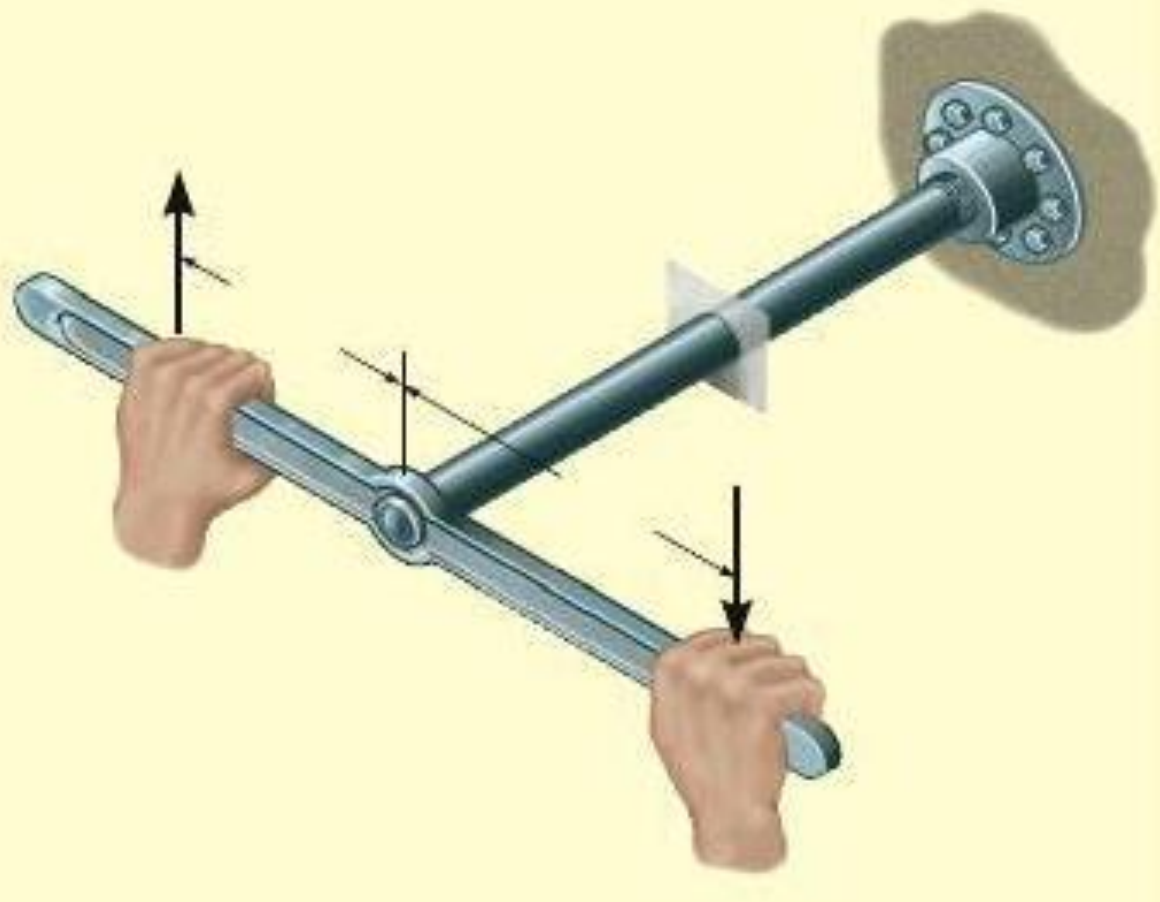
Bazı silindirik kesitler için burulma mukavemet momentleri Cetvel 2.1'de verilmiştir.

**Mil ekseninden uzaklaştıkça burulma gerilmesinin artması**

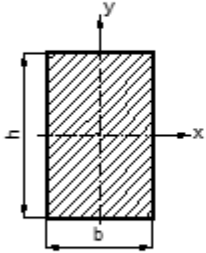
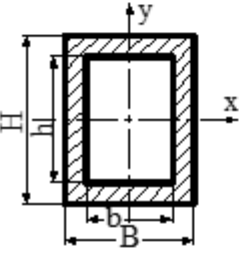
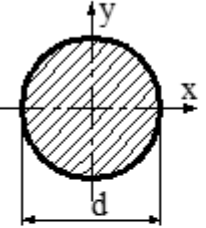
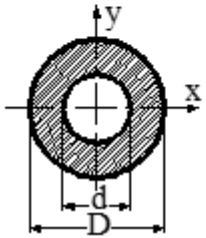




**İçi boş milde burulma gerilmesi dağılımı:**

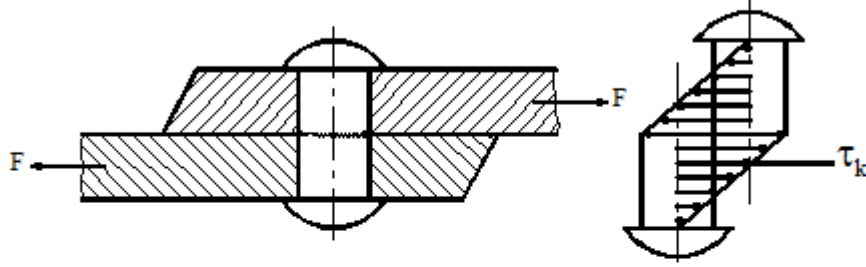


**Cetvel 2.1** Bazı geometrik şekillerin eylemsizlik ve mukavemet momentleri

Kesit	I	$I_p$	$W_e$	$W_b$
	$I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb^3}{12}$	-	$W_{ex} = \frac{bh^2}{6}$ $W_{ey} = \frac{hb^2}{6}$	-
	$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ $I_y = \frac{HB^3 - hb^3}{12}$	-	$W_{ex} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ $W_{ey} = \frac{HB^3 - hb^3}{6B}$	-
	$I_x = \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^4}{32}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
	$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right)$	$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right)$

## 2.1.4. Kesme (Makaslama) Gerilmesi

Şekil 2.4 deki gibi bağlanan iki parça birbirine göre bağıl harekette bulunuyorsa bağlama elemanı kesilmeye (makaslamaya) zorlanır.



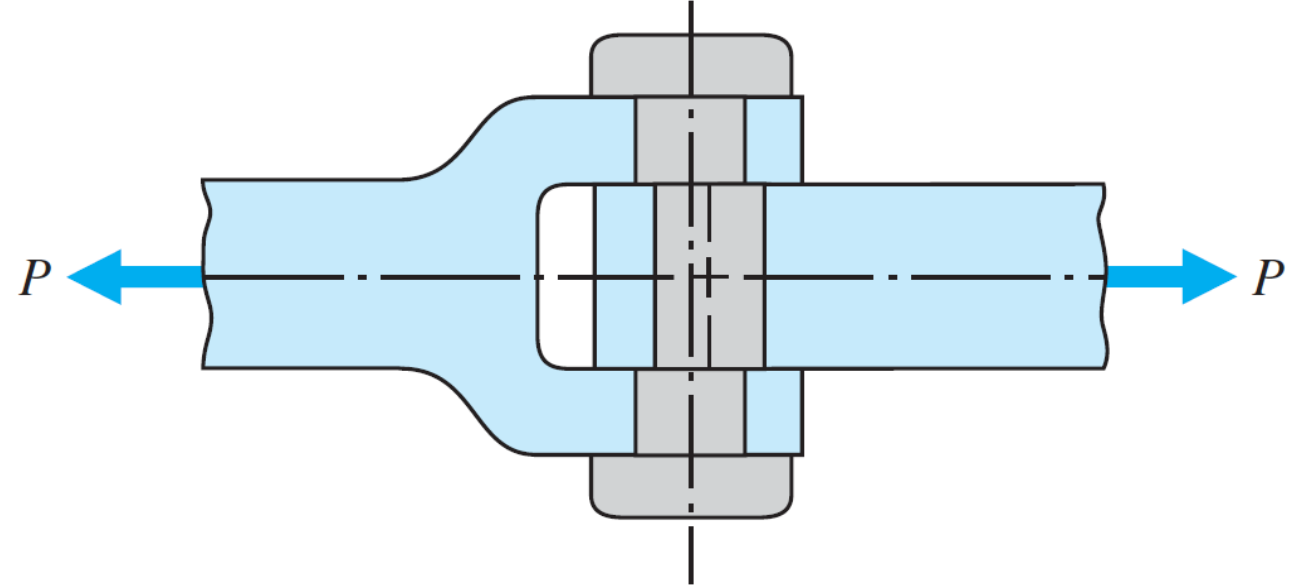
Şekil 2.4

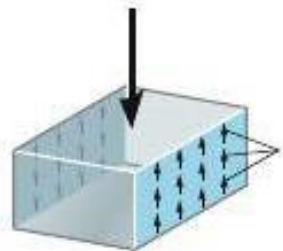
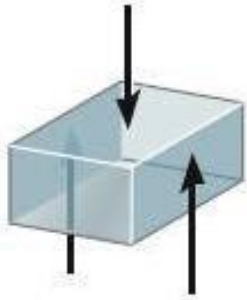
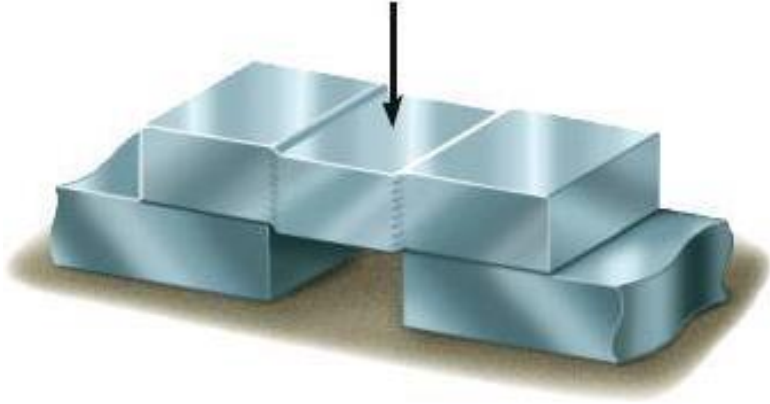
Eleman kesitinde oluşan kesilme gerilmesi

$$\tau_k = \frac{F}{A} \leq \tau_{em} \quad (\text{N/mm}^2)$$

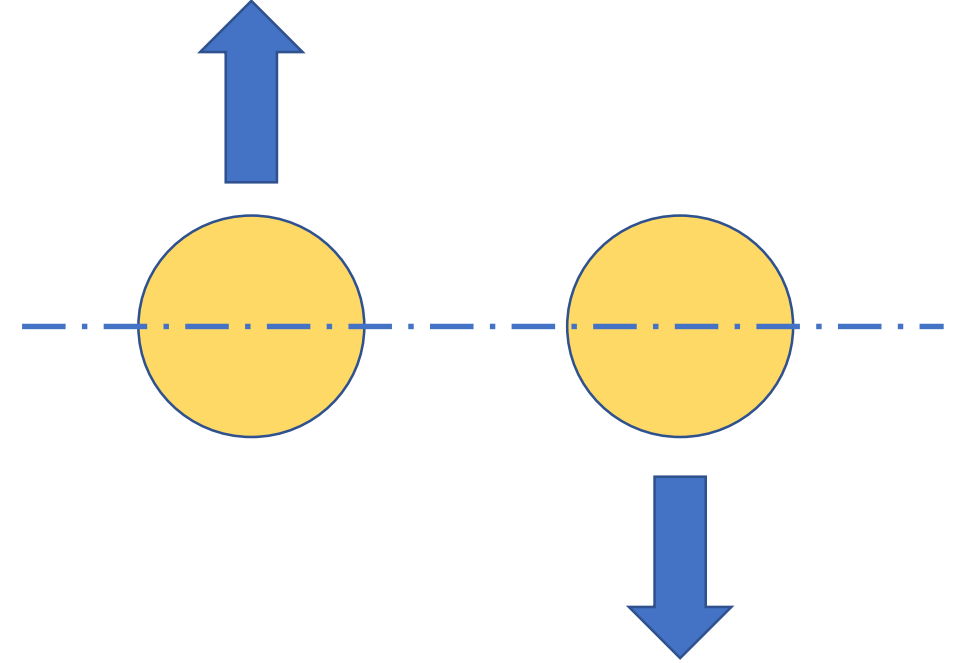
Burada F- (N) dış kuvvet ve A -(mm<sup>2</sup>) kesilmeye çalışan kesittir.

«τ» tipi zorlama





## « $\tau$ » tipi zorlama



**Gerilme her yerde aynı değerdedir : Üniform  
Gerilmenin kesit içindeki dağılımı her noktada aynıdır.**

## 2.2. BİLEŞİK GERİLMELER

### 2.2.1. Çekme (Basma) ve Eğilme

Daha çok eksantrik (eksenden geçmeyen) normal kuvvetlere maruz makina elemanlarında rastlanan bir durumdur. Böyle bir durumda F-eksenel normal kuvveti etkisinde çekme (veya basma) gerilmesi

$$\sigma_{\zeta,b} = \pm \frac{F}{A}$$

ve  $M_e$  – eğilme momenti etkisinde eğilme gerilmesi

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

şeklinde olup bu gerilmelerin eşdeğeri olan gerilmenin büyüklüğü

$$\sigma_{e\zeta} = \sigma_{top} = \sigma_{\zeta,b} + \sigma_e$$

$$= \left( \pm \frac{F}{A} + \frac{M_e}{W_e} \right) \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile bulunur.



## 2.2.2. Eğilme ve Burulma

Bir makina elemanına aynı anda eğilme ve burulma zorlamalarının birlikte etkimesi halinde, elemanın kesitinde

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

büyükliğünde bir eğilme gerilmesi ile

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b}$$

büyükliğünde bir burulma gerilmesi meydana gelir. Bu durumda eleman kesitindeki eşdeğer gerilme kırılma varsayımlarına göre tespit edilir.

### 2.2.3. Kırılma Varsayımları

Bazı durumlarda bir eleman aynı zamanda birkaç çeşit zorlanma etkisinde kalabilir. Malzemenin deneyle bulunan mukavemet değerleri ise genellikle bir eksenli zorlanma durumları için geçerli olup bu değerlerle çok eksenli gerilme durumları için sonuca gitmek zordur. Bu nedenle çok eksenli gerilme şekillerine bileşik gerilme adı verilir. Bileşik gerilme için uygun bir büyüklük tanımlanır ve böylece teorik olarak elemandaki gerilme şekli bir eksenli gerilme gibi ele alınabilir.

Bileşik gerilmenin hesaplanması süperpozisyon (ekleme) esasına dayanır, yani ayrı ayrı hesap edilen sonuçlar sonra birleştirilir. Makina elemanlarının hesaplanmasında iki tür bileşik gerilmeden söz etmek mümkündür. Bunlar;

1. Normal gerilmeler (çekme-basma ile eğilme) veya kayma gerilmeleri (kesme ile burulma) şeklindedir. Burada bileşik gerilme, gerilmelerin doğrudan matematiksel toplamı ile elde edilir. Ayrılma kırılması şeklinde meydana gelen kopma, normal gerilmelerin belli bir değeri aşması sonucu ortaya çıkar. Buna göre kıyaslamada kullanılacak en büyük normal gerilme (toplam normal gerilme-eşdeğer gerilme) olarak

$$\sigma_{eş} = \sigma_{maks} \leq \sigma_{em}$$


büyüklüğü esas alınır.

2. Normal ve kayma gerilmeleri (örneğin eğilme ile burulma) şeklindedir. Burada bileşik gerilme, kırılma varsayımlarına göre tespit edilir. Kırılma varsayımları, malzemenin hangi gerilme sınırında kırılacağını ifade eder ve bu yolla bulunan eşdeğer gerilmeler, malzemenin emniyet gerilmesi ile kıyaslanmasında kullanılır.

## 2.a) Maksimum Kayma Gerilmesi Varsayımı (Mohr Hipotezi)

Malzemedeki kopma kayma şeklinde olup, kayma gerilmelerinin en büyük değeri belirli bir sınır değeri aşınca meydana gelir. Eşdeğer gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_o \tau)^2} \leq \sigma_{em}$$

şeklinde hesap edilir. Burada  $\alpha_o = \frac{\sigma_{em}}{1,73\tau_{em}}$  şeklindedir. 

**Malzemeyi karakterize eden bir katsayı**

Eğer olay sadece basit kayma gerilmesi şeklinde ise; yani  $\sigma = 0$  ise  $\sigma_{eş} = 2.\tau$  olur.

## 2.b) Maksimum Şekil Değişirme Enerjisi Varsayımı

Malzemedeki kopma kayma şeklinde olup, çok eksenli bir gerilme durumunda birim hacme düşen en büyük şekil değiştirme enerjisi belli bir değeri aşınca meydana gelir. Bu durumda eşdeğer gerilme

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

şeklindedir. Burada  $\alpha_o = \frac{\sigma_{em}}{2.\tau_{em}}$  olarak tanımlanmıştır.



**Malzemeyi karakterize eden bir katsayı**

Basit kayma gerilmesi durumunda  $\sigma = 0$  olacağından

$$\sigma_{eş} = \sqrt{3.\tau^2} \cong 1,73.\tau$$

olur.

## 2.3. MALZEMENİN MUKAVEMET DEĞERLERİ

### 2.3.1. Statik Mukavemet Değerleri

#### 2.3.1.1. Çekme Deneyi

Malzemenin mekanik yönden karakteristik değerleri deneylerle tespit edilir. Çekme deneyi buna örnek gösterilebilir. Şekil 2.6'da işaretlenmiş noktaların anlamı:

1. **Orantı sınırı ( $\sigma_p$ )**: Hooke kanununun geçerli olduğu sınır gerilme değeridir.

Bu noktaya kadar

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ veya } E = \sigma / \varepsilon \text{ sabit}$$

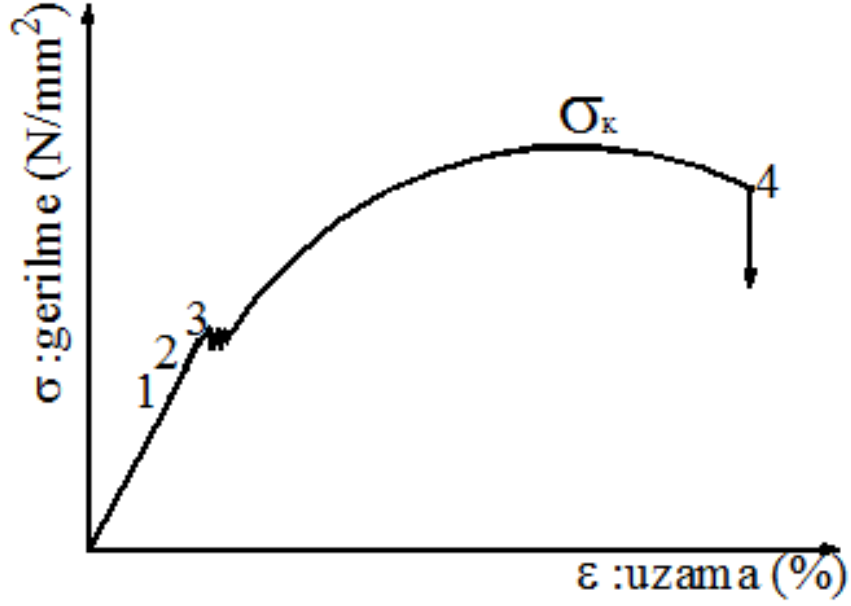
olmaktadır.

2. **Elastiklik sınırı ( $\sigma_E$ )**: Kalıcı şekil değiştirmenin meydana gelmediği en büyük gerilme değeridir.

3. **Akma sınırı ( $\sigma_{Ak}$ )**: Özellikle sünek malzemelerde yükün sabit kalmasına karşılık kalıcı şekil değişikliğinin oldukça fazla olduğu bölgedir. Bu sınırın tam

olarak görülemeyen malzemelerde (yüksek mukavemetli çelikler veya gevrek-kırılgan malzemelerde olduğu gibi)  $\sigma_{0,2}$  sınırı alınır.

$\sigma_{0,2}$  : malzemedeki % 0,2 kalıcı şekil değiştirmeye karşılık gelen gerilme değerini ifade eder.



Şekil 2.6

**4. Kopma sınırı ( $\sigma_k$ )** : Çubuğun koptuğu andaki gerilme değeridir. Bu anda parçadaki kesit çok azaldığından (büzülme sonucu) gerçek gerilme daha büyük bir değerdedir.

### 2.3.1.2. Sertlik Deneyleri

Birbirleri üzerinde hareket eden malzeme yüzeylerinin aşınmasında büyük rol oynayan yüzey sertliği, yabancı bir maddenin yüzeye batmasına karşı gösterdiği mukavemet olarak ölçülür.

#### a) Brinell Sertliği (HB):

Sert bir bilya belirli bir yük (F) altında malzeme yüzeyine bastırılır. Yüzeyde meydana gelen iz alanı (A) ölçülür. Sertlik değeri;

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

olarak hesaplanır. Ancak burada

$$d_{iz} = (0,2 \div 0,5) \cdot d_{bilya}$$

şartının gerçekleşmesi gerekmektedir.

**b) Vickers Sertliği (HV):**

136° tepe açılı bir elmas piramit 0,5 ile 120 daN yükler altında yüzeye bastırılır ve nihayet yüzey üzerindeki iz ölçülür. Sertlik değeri

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

olarak tayin edilir.

**c) Rockwell (HRC) Sertliği :**

120° tepe açılı elmas koninin 10 daN'luk bir ön yük ile 150 daN'luk bir yükleme yükü arasında yüzeye dalma derinliği olarak ölçülür.

**d) Rockwell (HRB) Sertliği :**

Burada elmas koni yerine çelik bilya kullanılır. Sertliğin ölçülmesi (HRC)'nin aynıdır.



## Pratik Değerler:

Malzeme sertliği ile malzemenin kopma mukavemeti arasındaki ilişki:  $\sigma_K = (300 \div 1000) \text{ N/mm}^2$  olan ve ısıtılma tabii tutulmuş karbon çeliklerinde

$$\sigma_K = 0,36 \cdot \text{HB}$$

$\sigma_K = (650 \div 1000) \text{ N/mm}^2$  olan ve ısıtılma tabii tutulmuş Cr-Ni çeliklerinde

$$\sigma_K = 0,34 \cdot \text{HB}$$

dökme demirde

$$\sigma_K = 0,1 \cdot \text{HB}$$

arasında alınabilmektedir.

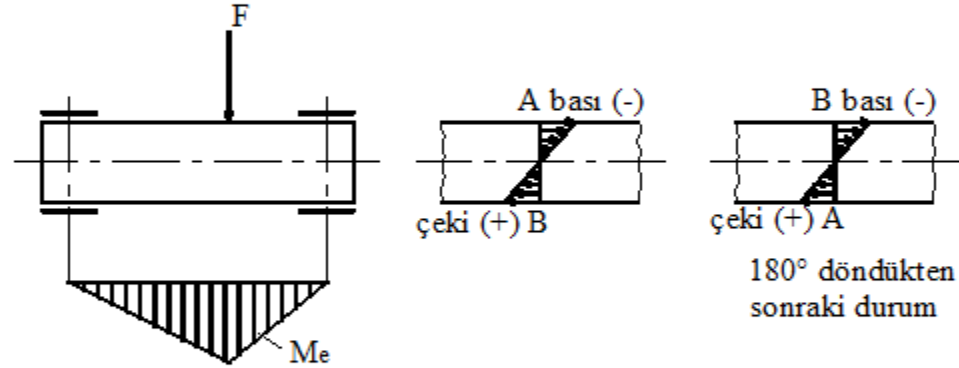
## Dinamik (Değişken) yükleme:

Bir kesitteki gerilme zamanla değişiyorsa buna DİNAMİK/DEĞİŞKEN YÜKLEME adı verilir.

### 2.3.2. Değişken Mukavemet Değerleri

Bir elemana etkiyen kuvvetin değeri kısa zaman aralığında değişiyorsa veya yük statik olduğu halde elemanın hareketi sebebiyle aynı noktaya gelen yükün etkisi sürekli değişiyorsa (örneğin yük altında dönen aksın hareketinde olduğu gibi)

dinamik (değişken) yük söz konusudur. Böyle bir yüklemde eleman bir müddet sonra yorulma sonucu kırılır. Değişken zorlanmaların etkisi altında malzemenin iç bünyesindeki değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Elemanların, zamana göre büyüklük ve yönlerini değiştiren yüklere maruz kalmaları, elemanlardaki nominal gerilmelerin de zamana bağlı olarak büyüklük ve işaretlerini değiştirmelerine sebep olur. Bunun en açık örneğini eğilme zorlanması etkisindeki dönel akslarda görebiliriz (Şek.2.7).

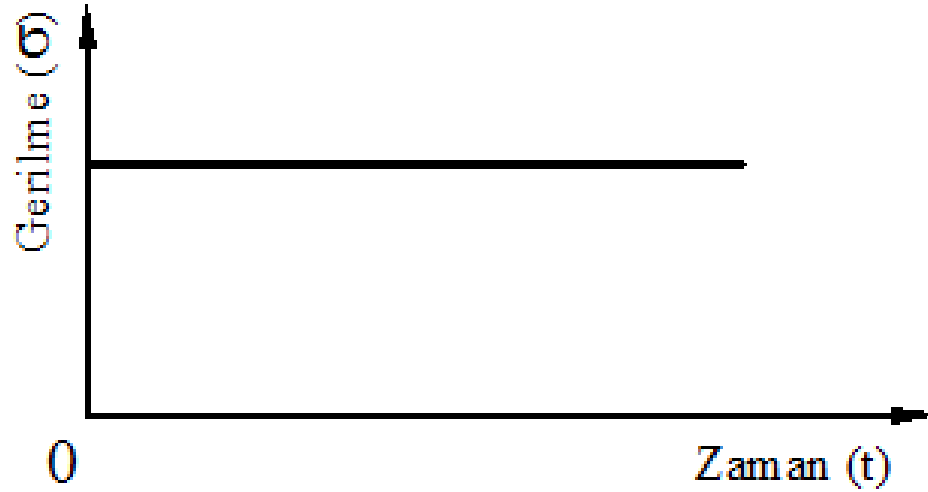


Şekil 2.7

Herhangi bir anda aksın üst tarafındaki malzeme lifleri basma, alt tarafındakiler ise çekme zorlanması etkisindedir. Aks 180° döndüğü taktirde biraz evvel çekiye zorlanan lifler basıya, basıya zorlananlar ise çekiye zorlanırlar. Görülüyor ki yük değişken olmadığı halde aynı malzeme liflerine gelen gerilmenin büyüklük ve işareti zamana bağlı olarak değişmektedir.

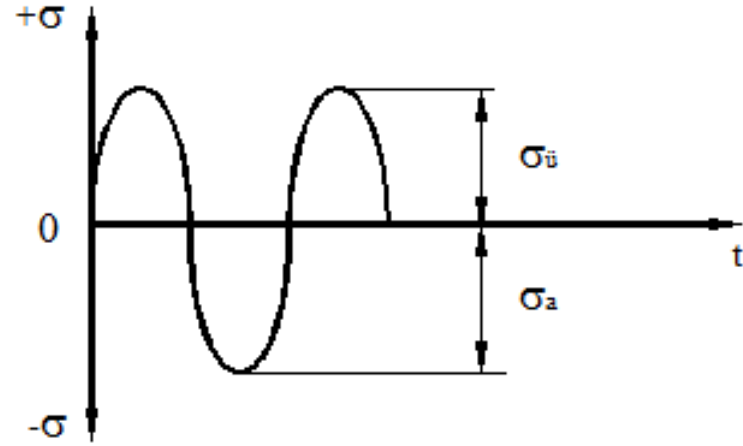
Bu açıklamaların ışığı altında elemana etki eden değişik yükleme Őekilleri Őu dört grupta toplanabilir.

1. Gerilme değeri zamana göre sabit veya ck uzun zaman aralıklarında ck az değişme gösteriyorsa statik yükleme söz konusudur.



Şekil 2.7a Statik yükleme

2- Gerilme değeri pozitif ve negatif eşit en büyük değerler arasında değişiyorsa değişken (diğer adıyla tam değişken) yükleme mevcuttur.

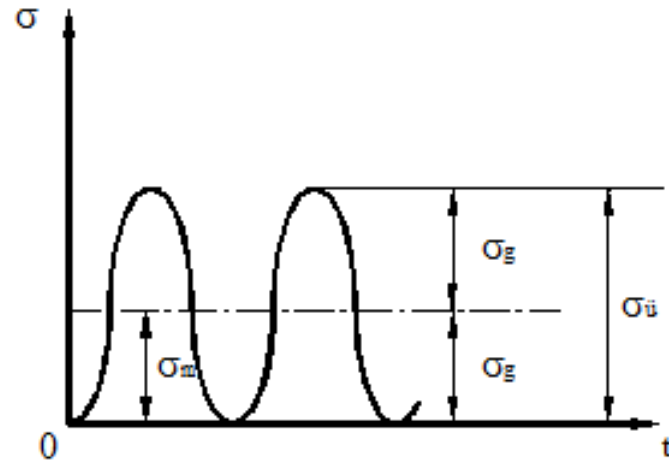


Şekil 2.7b Tam değişken yükleme

$$|\sigma_a| = |\sigma_{\bar{u}}| = \sigma_g$$

$$\sigma_m = 0$$

3-Gerilme değeri sıfır ila bir pozitif değer arasında değişiyorsa bu yükleme şekline de titreşimli yükleme adı verilir.

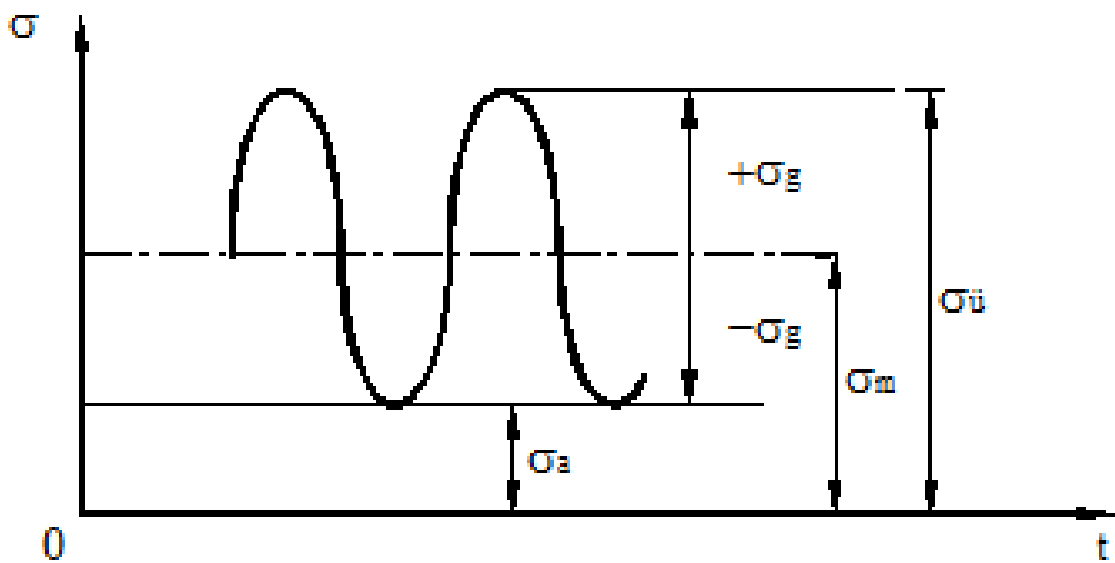


Şekil 2.7c Titreşimli yükleme

$$\sigma_a = 0$$

$$|\sigma_g| = \sigma_m$$

4- Yukarıdaki yükleme şekillerinden en az iki tanesi aynı anda elemana uygulanıyorsa bu duruma bileşik yükleme adı verilir.

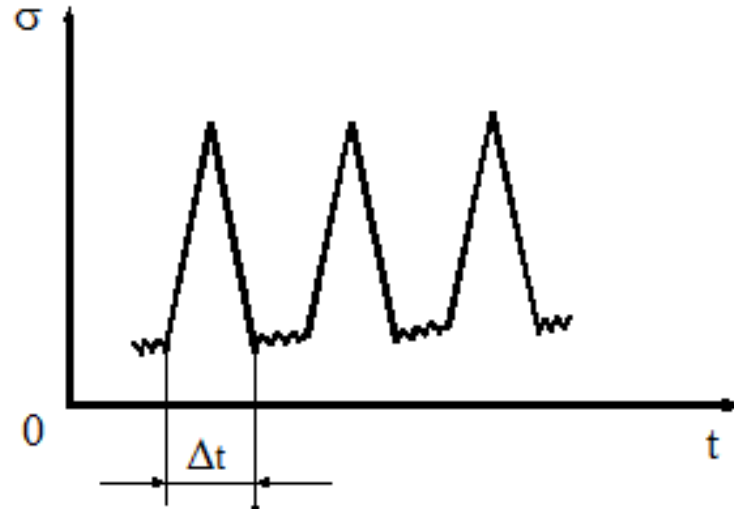


Şekil 2.7d Bileşik yükleme

Not : Şekillerdeki  $\sigma_{\bar{u}}$  – üst gerilme sınırı  
 $\sigma_a$  – alt gerilme sınırı  
 $\sigma_m$  – ortalama gerilme  
 $\sigma_g$  – gerilme genliği (büyüklüğü)  
büyüklüklerini göstermektedir.

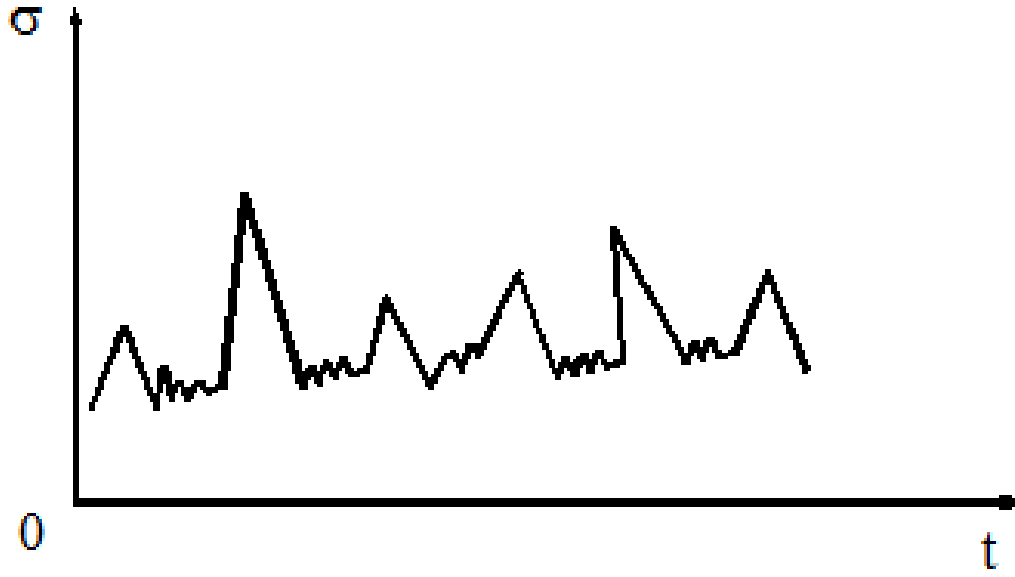
Bu yükleme şekillerine ek olarak pratikte çok rastlanan ancak hesaplarda göz önüne alınması oldukça zor olan iki yükleme şekli daha vardır. Bunlar:

- Darbe yükü: Gerilme değeri çok kısa zaman aralıklarında çok büyük değerler almaktadır.



Şekil 2.7e Darbe Yüğü

- Gelişigüzel (düzensiz) yükleme: Gerilme genliği zaman içinde gelişigüzel bir değişim göstermektedir.

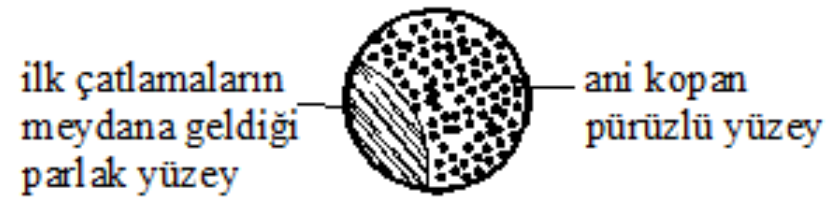


Şekil 2.7f Düzensiz Yükleme

Son iki yükleme durumunda elemanın boyutlandırılması için göz önüne alınacak gerilme değeri (kıyaslama bakımından) ortalama bir değer olacaktır.



Statik yüklerde; elemanın kesitinde bir daralma olur, malzeme biraz uzar ve nihayet ani bir kopma olur. Fakat değişken zorlanma etkisindeki elemanda ise belli bir durumdan itibaren önce çatlak oluşumu ve çatlağın ilerlemesi ile de ani kopan bir kesit alanı görülür (Şekil2.8).



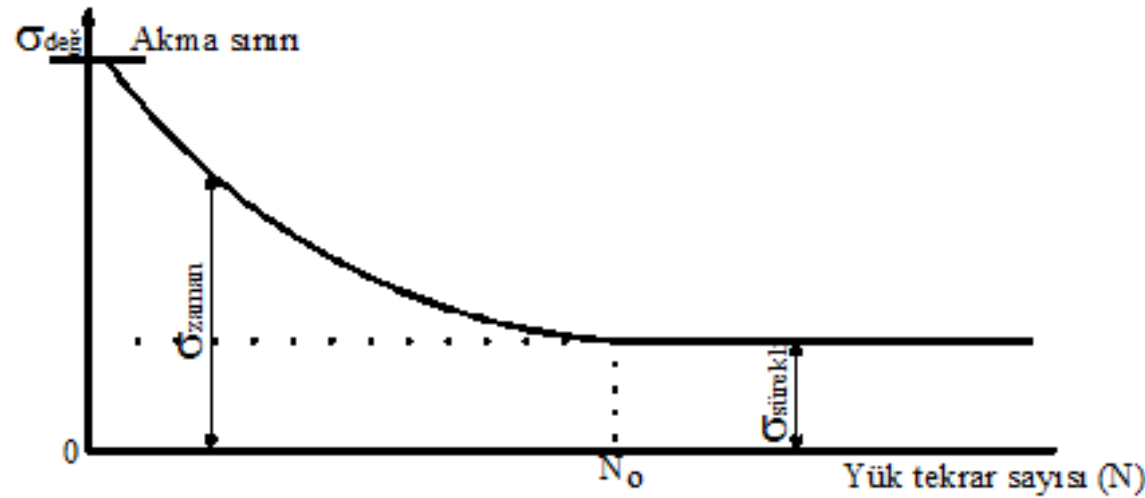
Şekil 2.8

Deneyimler göstermiştir ki değişken yüklerle maruz elemanların ömürleri yük genliğine bağlıdır ve değişken yükün genliği ne kadar büyükse ömür o kadar kısa olmaktadır. Bu hususta ilk sistematik deneyler 1866'da F. Wöhler tarafından demiryolu vağon aksları üzerinde yapılmıştır.

Bir elemanın ömrü, elemana uygulanan yükün tekrar sayısı ile tanımlanmıştır. Değişik yük genliklerinde (yük büyüklüklerinde) deneyler yapılır ve elemanın kırıldığı yük tekrar sayıları tespit edilerek bunlar bir diyagram halinde çizilirse Şekil 2.9'daki eğri elde edilir. Bu diyagrama Wöhler eğrisi adı verilir.

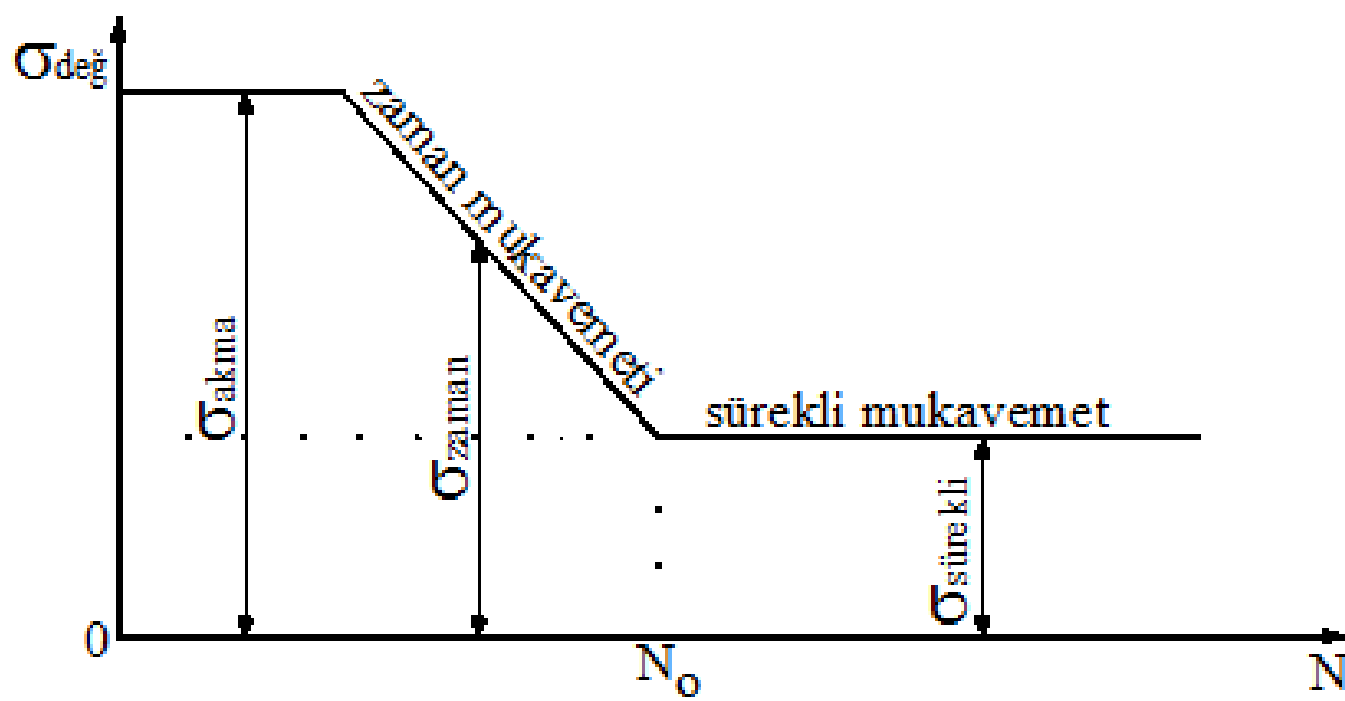
Burada  $\sigma_{değ}$ , malzemenin deneyle bulunmuş olan gerilme değeridir. Bu diyagram logaritmik koordinatlarla çizilirse çok daha belirgin bir durum alır (Şekil 2.10).

Wöhler eğrisi incelendiğinde bir elemanın yapıldığı malzemenin devamlı olarak dayanabileceği bir alt gerilme genliğine sahip olduğu görülür. Pratik olarak bu değerler çeliklerde  $N_0 = (3\div 10) \cdot 10^6$  yük tekrar sayısına karşılık gelir. Bu noktanın ( $N_0$ ) solundaki gerilmeler malzemenin ömrüne belirli bir zaman



Şekil 2.9 Wöhler eğrisi

tayin eder. Sağındaki kısımda ise pratik olarak zamana bağlı bir kırılma söz konusu değildir.



**Şekil 2.10** Wöhler eğrisinin Logaritmik koordinatlardaki durumu

Her malzeme türü için böyle bir gerilme alt sınırının tanımlanması olanağı yoktur. Örneğin bir Alüminyum alaşımı olan Duralumin malzemesinde durum böyledir. Bu gibi durumlarda her gerilme genliği belli bir alandaki yük tekrarını garanti edebilir.

İki kısımdan oluşan Wöhler eğrisinin eğik olarak inen kısmına ait mukavemet değerlerine zaman mukavemeti değerleri adı verilir ve bu kısım ömür problemi söz konusu olmayan ancak hafif olması istenen makinalardaki elemanların boyutlandırılmasında kullanılır (örneğin roketler, yarış arabası motorları, uzay araçları gibi). Eğrinin yatay kısmındaki mukavemet değerlerine ise sürekli mukavemet değerleri adı verilir ve bu değerler pek çok durumda makina elemanlarının boyutlandırılmasında kullanılır.

Wöhler eğrisinde sürekli mukavemet sınırı olarak kabul edilen yük tekrar sayılarına ait [örneğin  $N_{\text{çelik}}=(3...10).10^6$  gibi] ortalama gerilme değeri

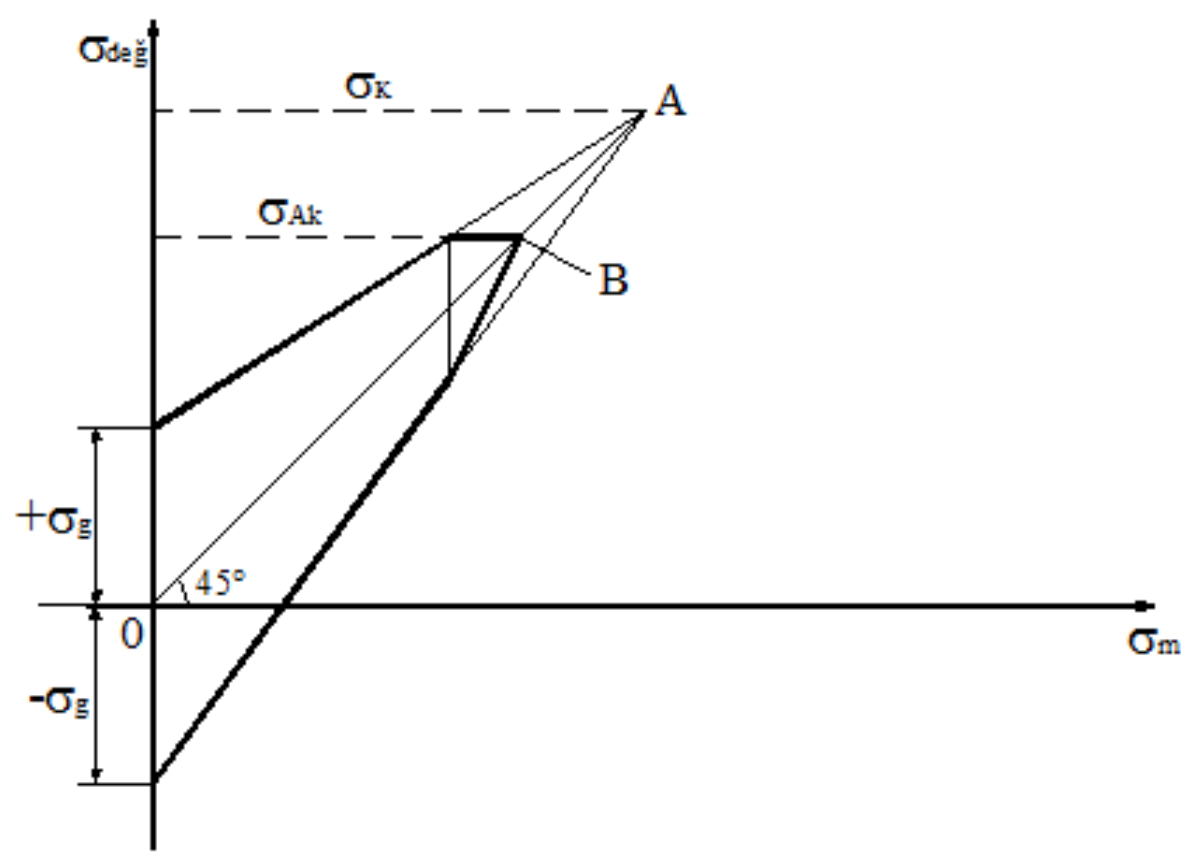
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\dot{u}} + \sigma_a}{2}$$

ve gerilme genliği değeri

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{\dot{u}} - \sigma_a}{2}$$

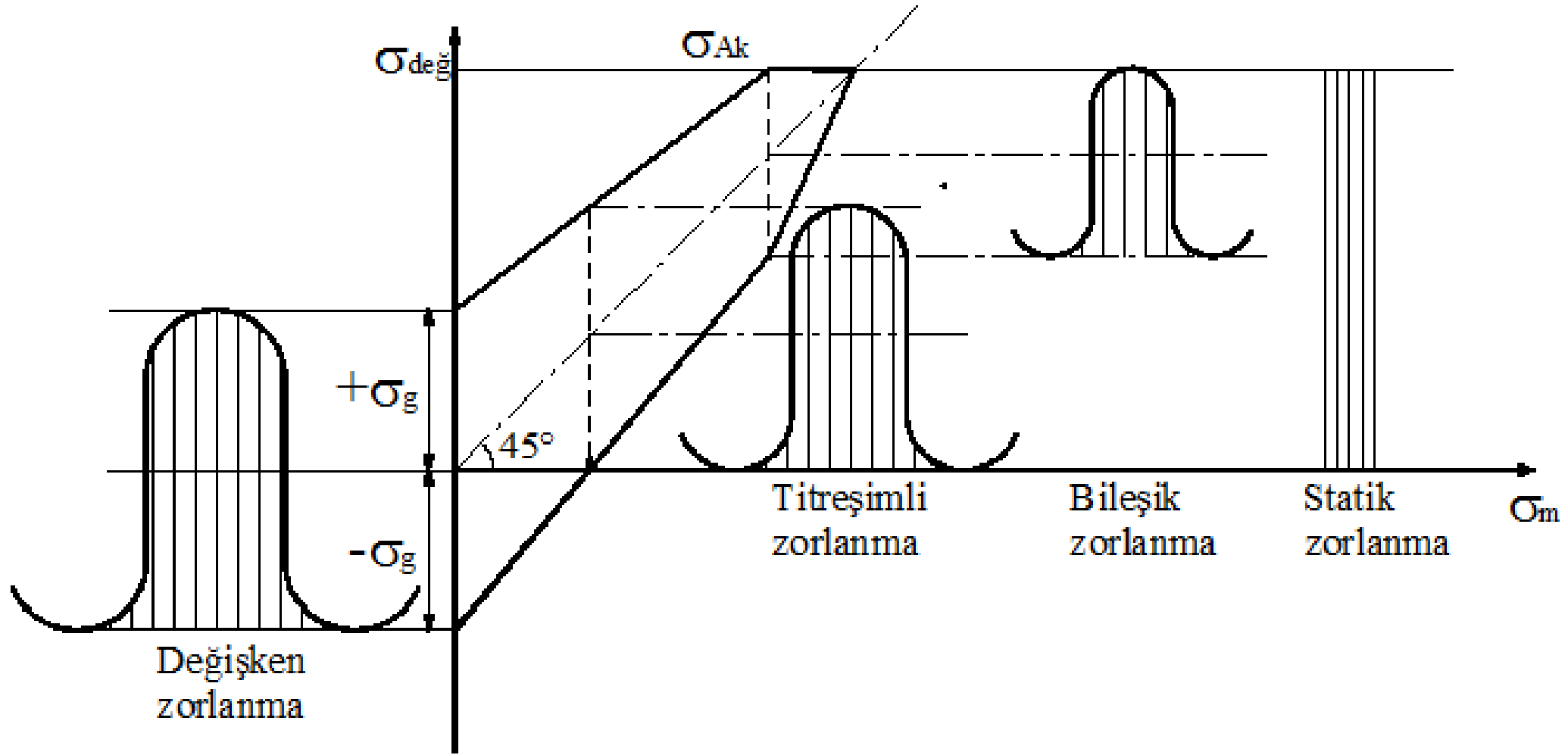
yardımla sürekli mukavemet diyagramları çizilir (Şekil 2.11).

Malzeme için hesaplanan en büyük gerilme değeri hiçbir zaman akma sınırını aşamayacağına göre sürekli mukavemet diyagramı üstten yatay bir doğru olan akma sınırı ile sınırlanmıştır. Bu diyagramın diğer bir adı da Smith (veya değiştirilmiş Goodman) diyagramıdır. Pratikte kullanılan sürekli mukavemet diyagramı Şekil 2.12'deki gibidir.



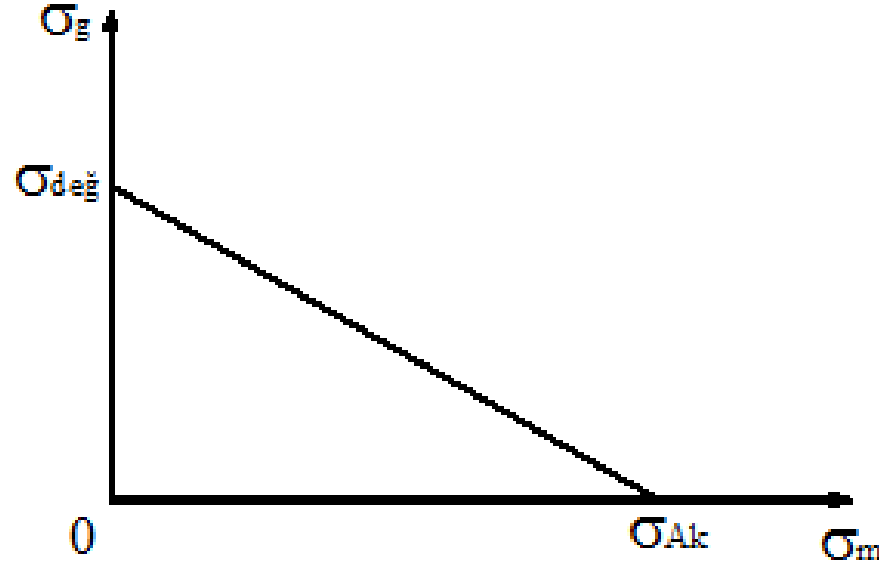
**Şekil 2.11** Sürekli mukavemet diyagramının çizimi

Her malzeme için değişik zorlanma şekillerinde çeşitli sabit ve tam değişken yüklerle ilişkin yorulma deneyleri yapılarak bunlara ait sürekli mukavemet diyagramları çizilebilir. Sünek malzemeler için bu amaçla çizilen bir diğer diyagram da Soderberg diyagramıdır. Soderberg diyagramı, düşey eksenini gerilme genliği



Şekil 2.12 Sürekli mukavemet diyagramı

( $\sigma_g$ ) ve yatay eksenini ortalama gerilme ( $\sigma_m$ ) olacak şekilde düzenlenmiştir.  $\sigma_m = 0$  yani tam değişken zorlanma durumunda  $\sigma_{değ}$  sürekli mukavemet sınırı düşey eksen üzerinde,  $\sigma_g = 0$  yani statik zorlanma durumunda  $\sigma_{Ak}$  statik mukavemet sınırı yatay eksen üzerinde işaretlenmiştir (Şekil 2.13). (Diyagramda düşey eksen değişken ve yatay eksen statik zorlanmayı göstermektedir.)



Şekil 2.13 Soderberg diyagramı

Diyagramda tam değişken zorlanma ile statik zorlanma hallerinin arasında diğer zorlanma Őekilleri yer alır.

Değişken mukavemetin sınırları, deney esnasındaki zorlanma durumuna bağlı olarak değişmektedir. Her malzemenin çekme, basma, eğilme ve burulma zorlanmalarına ait değişken mukavemet değerleri tespit edilmiş olup bunlar diyagramlar halinde verilmiştir.

Burada Őunu da belirtmek gerekir ki yukarıda sözü edilen ve malzemelerin her türlü zorlanma Şekli için ayrı ayrı çizilen sürekli mukavemet diyagramlarına ait sayısal değerler, bugün daha kullanışlı olması bakımından, cetveller haline getirilmiştir. Böylece hem diyagram çizme zorunluluğu ortadan kalkmış hem de daha kolay değer seçimi yapılan bir sistem geliştirilmiştir (söz konusu cetvellerden bazıları 4 nolu konunun sonuna eklemiştir).



## 2.4. EMNİYET GERİLMESİ

Sürekli mukavemet değerleri deneylerle elde edilen sonuçlardır. Hiç şüphesiz ki bu değerlerin doğruluk derecesi deney şartlarına bağlıdır. Deneylerde pürüzsüz, 10 mm çapında çubuklar kullanılmış ve testler normal laboratuvar sıcaklığında (20°C) yapılmıştır. Gerçekte makina elemanları her zaman 10 mm çaplı olmadıkları gibi yüzey kaliteleri de pürüzsüz olacak şekilde hassas değildir. Aslında çoğu zaman buna gerek de yoktur. O halde sürekli mukavemet cetvellerinden alınan değerler, emniyet gerilmesi olarak makina elemanlarının hesaplanmasında doğrudan kullanılamazlar. Bu nedenle emniyet gerilmesinin ayrıca tespit edilmesi gerekmektedir.

## 2.4.1. Statik Zorlanmalarda Emniyet Gerilmesi :

Kırılgan malzemeler için:

Normal gerilmelerde

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{S} \cdot \frac{1}{\beta_k}$$

Kayma gerilmelerinde

$$\tau_{em} = \frac{\tau_K}{S} \cdot \frac{1}{\beta_k}$$

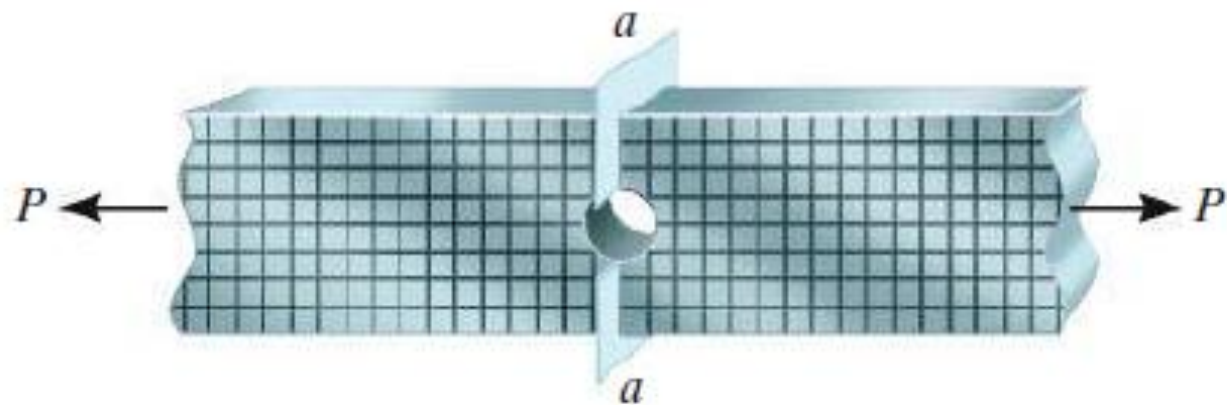
Sünek malzemeler için :

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad \text{ve} \quad \tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S}$$

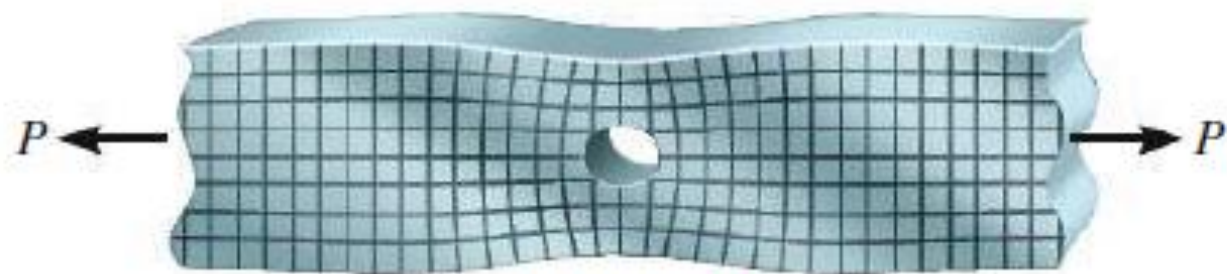
şeklinde hesaplanmaktadır. Eşitliklerdeki  $\sigma_K$ ,  $\sigma_{Ak}$ ,  $\tau_K$  ve  $\tau_{Ak}$  değerleri sürekli mukavemet diyagramları veya cetvellerinden seçilen değerlerdir. Ayrıca

$$\tau_{Ak} \cong 0,5 \cdot \sigma_{Ak}$$

alınabilir. Eşitliklerdeki  $\beta_k$  değeri ise çentik faktörüdür.



Undistorted



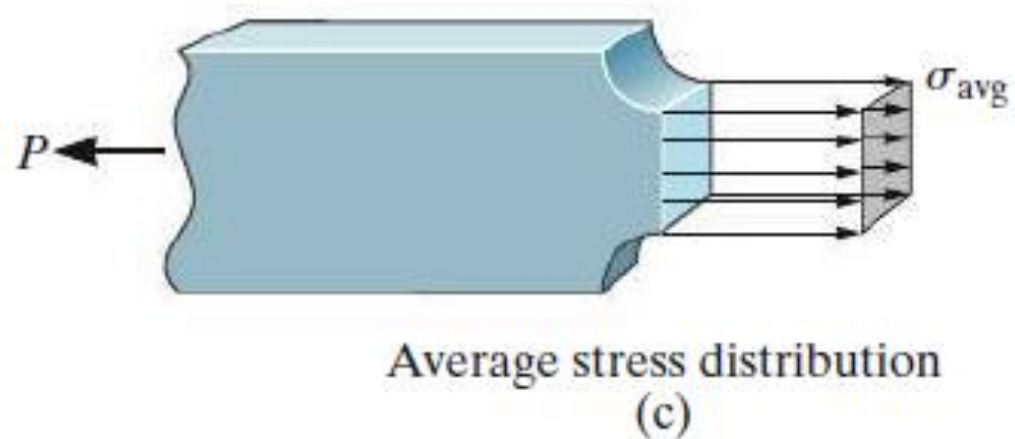
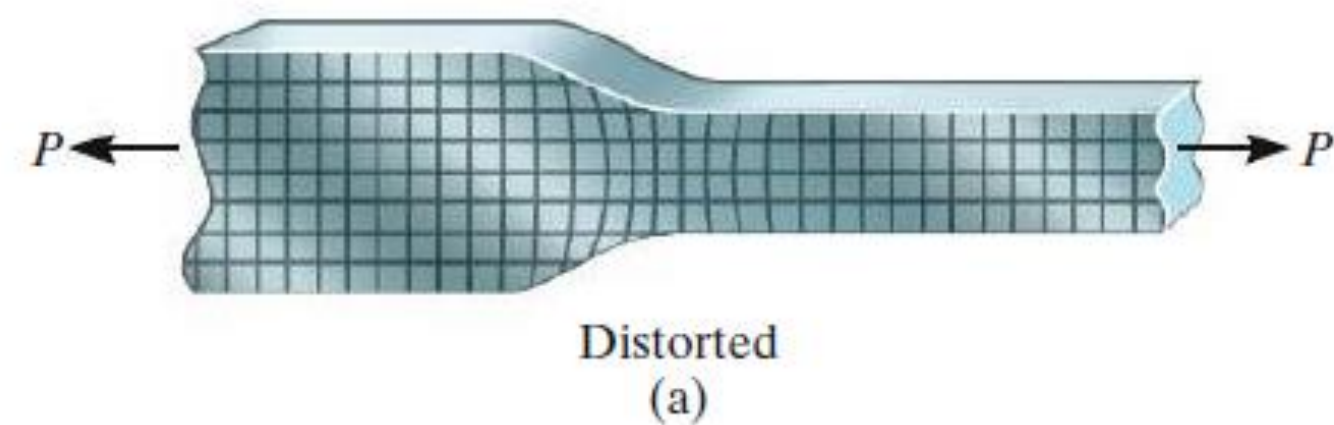
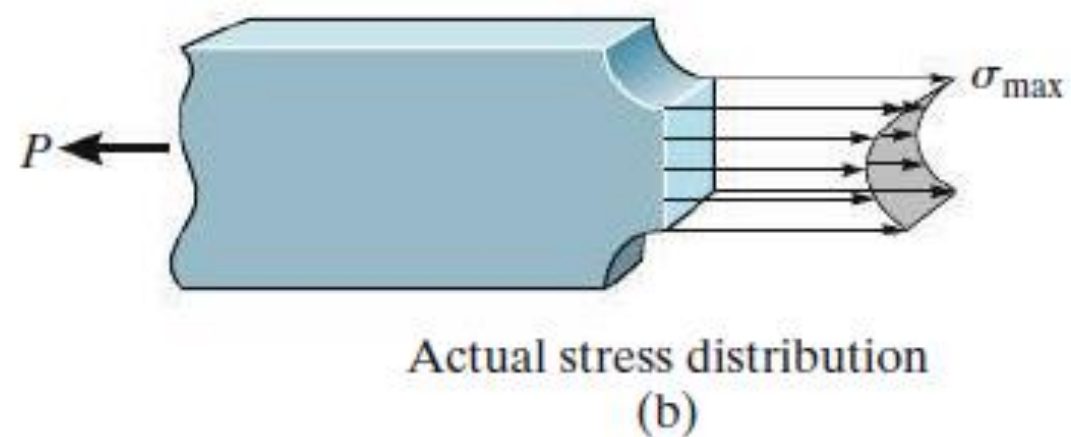
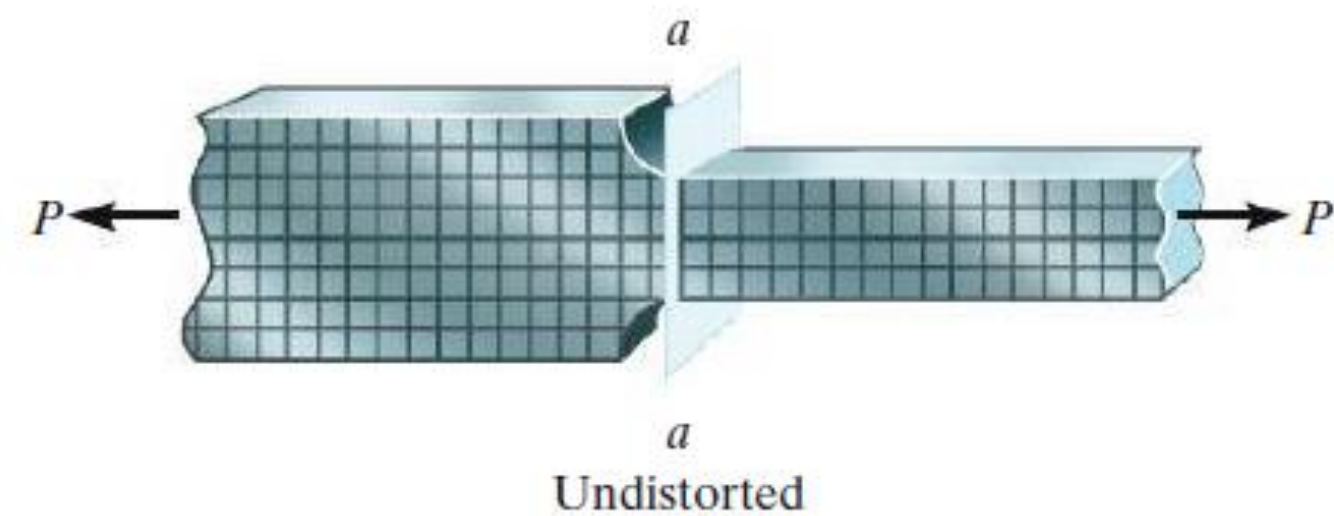
Distorted  
(a)

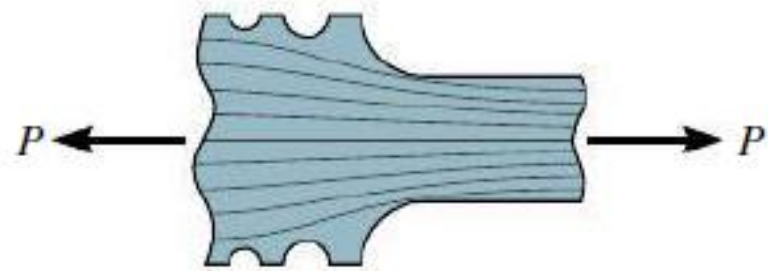


Actual stress distribution  
(b)

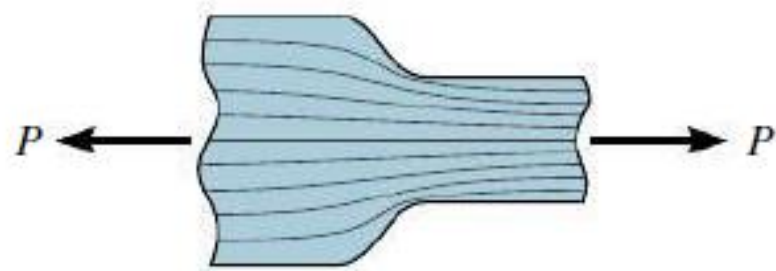


Average stress distribution  
(c)

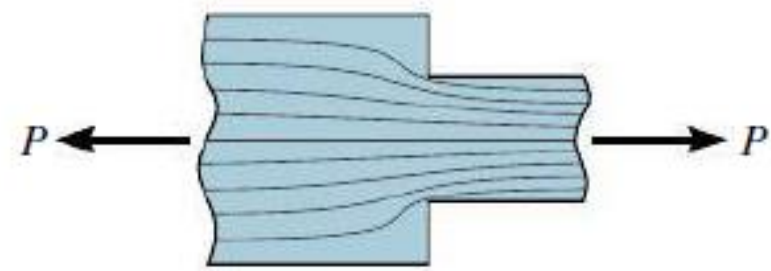




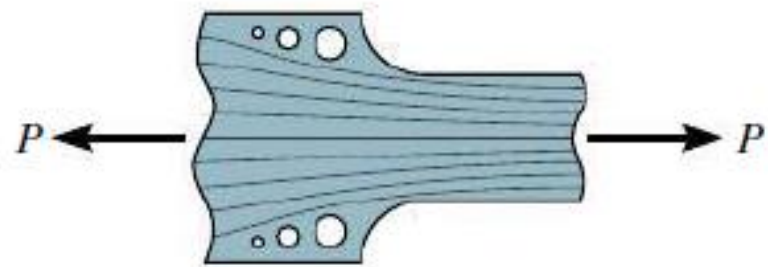
(c)



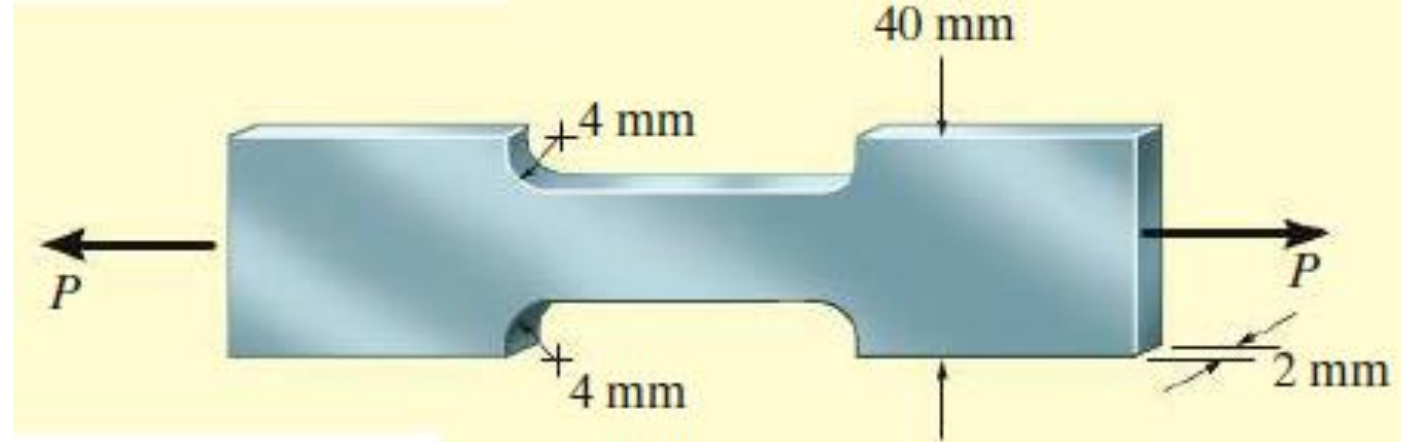
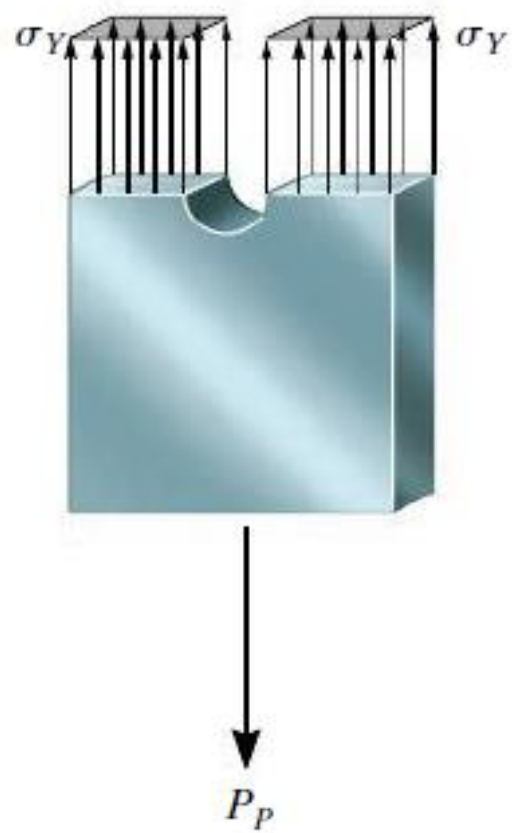
(b)



(a)



(d)



(a)



(b)



(c)

## 2.4.2. Değişken Zorlanmalarda Emniyet Gerilmesi:

Emniyet gerilmesi eşitliği

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{deg} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S} \quad \underline{\text{ve}} \quad \tau_{em} = \frac{\tau_{deg} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

şeklindedir. Eşitliklerdeki  $\sigma_{deg}$  ve  $\tau_{deg}$  sürekli mukavemet cetvellerinden alınacak olan değişken zorlanmayı,  $b_o$  - boyut (veya çap) düzeltme faktörünü,  $b_1$ - yüzey kalitesi (düzgünlük) faktörünü,  $\beta_k$  - çentik faktörünü,  $S$  - emniyet katsayısını ifade etmektedir.

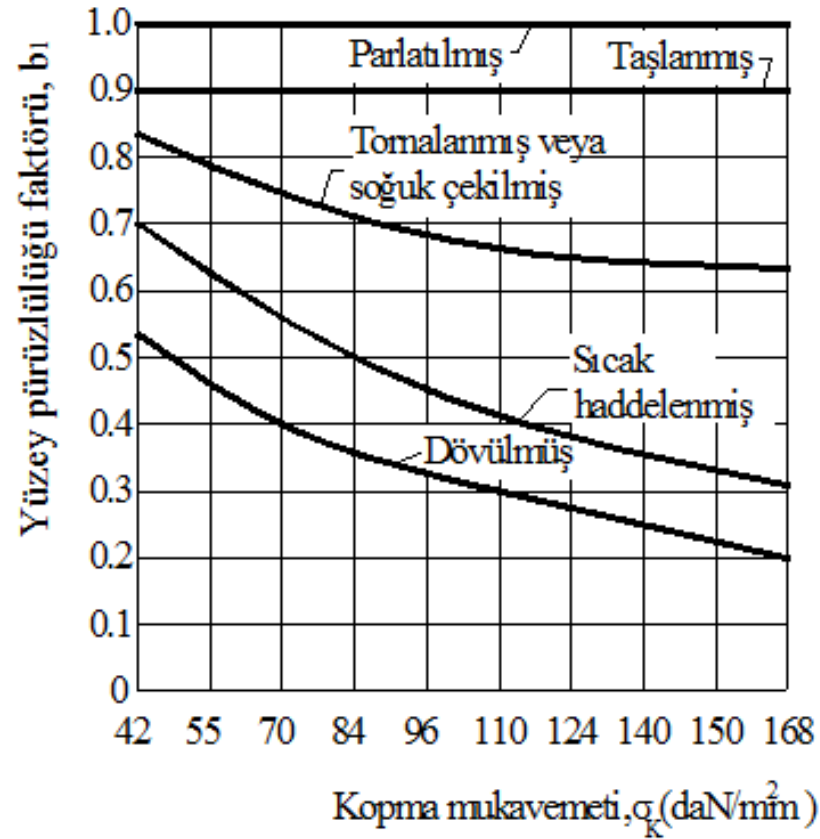
$b_1$ - yüzey kalitesi faktörü; malzemenin kopma mukavemeti ( $\sigma_K$ )

ve yüzeyin işlenme hassasiyetine bağlı olarak Şekil 2.14'de verilmiştir.

Örneğin;  $\sigma_K = 70$  daN/mm<sup>2</sup> ve tornalanmış veya soğuk çekilmiş yüzey kalitesi için bu faktör (Şek.2.14'den)  $b_1=0,74$  olarak okunur.

Cetvel 2.2  $b_o$  -çap düzeltme faktörü

<u>çap</u> <u>d</u> (mm)	10	20	30	50	100	200	$\geq 250$
<u><math>b_o</math></u>	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,57	0,56



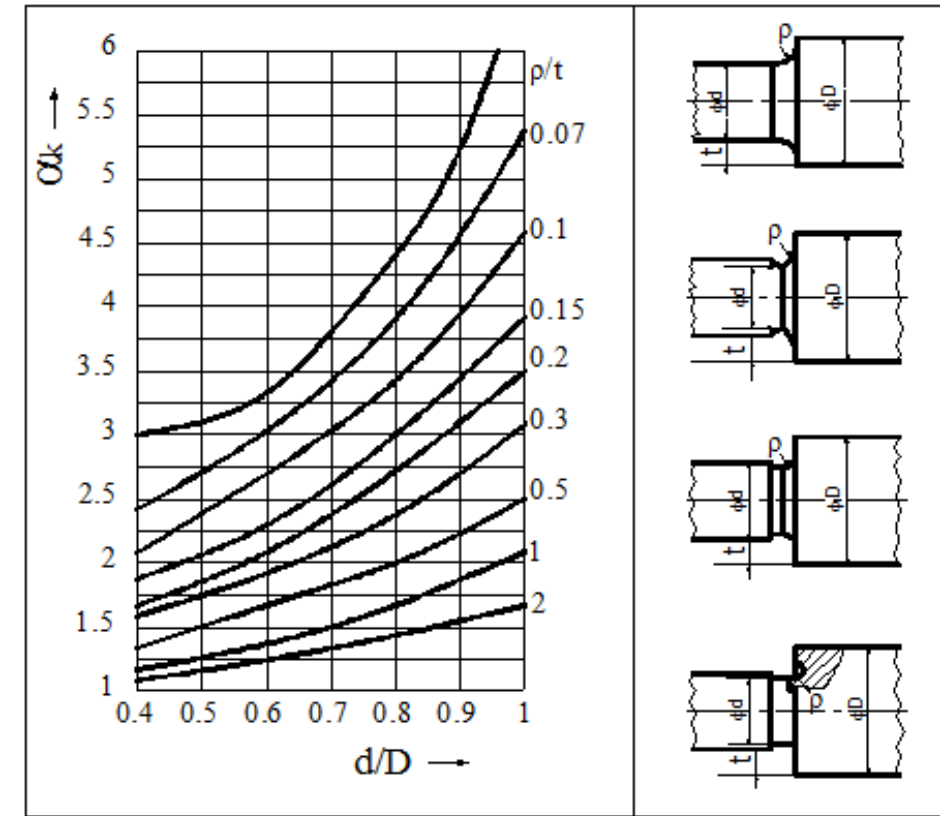
Şekil 2.14  $b_1$ - Yüzey kalitesi faktörü



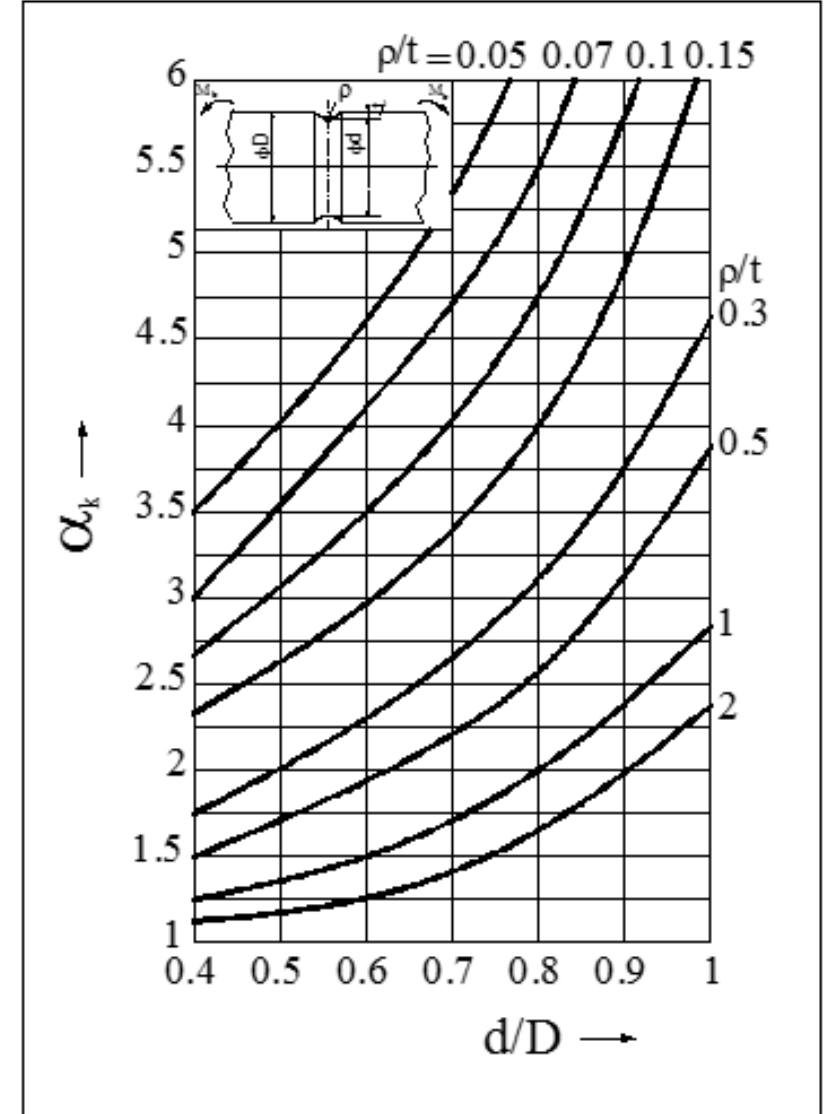
$\beta_k$  - çentik faktörü; malzemedeki çeşitli süreksizlik noktaları (gerilme birikim yerleri) için

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{\delta_w}$$

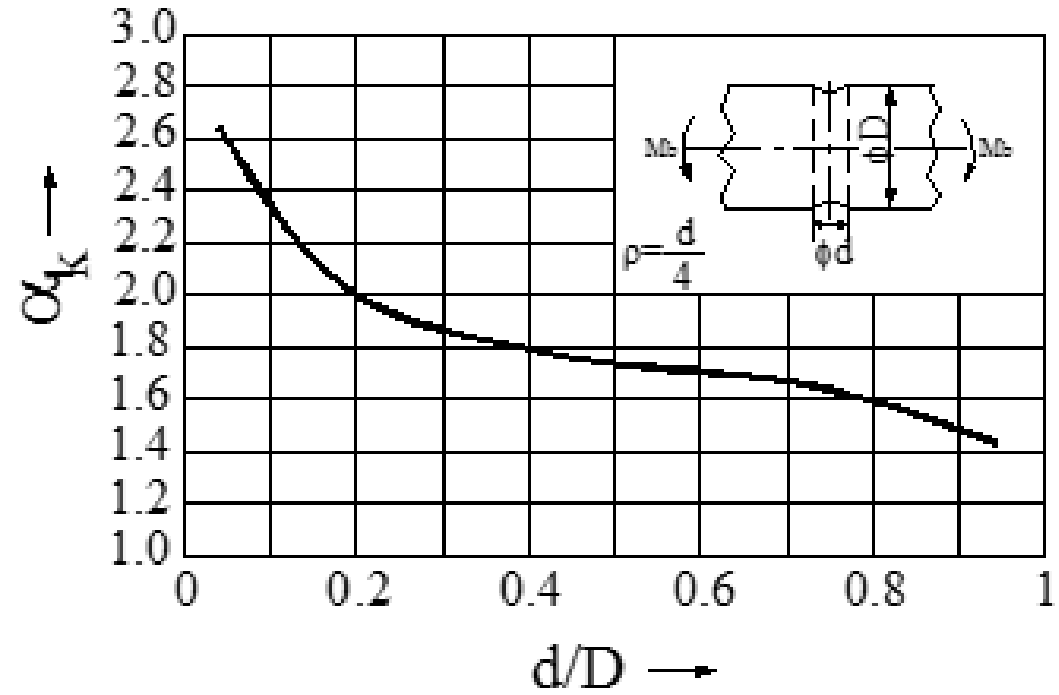
eşitliği ile hesaplanır. Burada  $\alpha_k$  - şekil faktörü ve  $\delta_w$  - gerilme düşmesine bağlı etki sayısıdır.  $\alpha_k$  - şekil faktörü değerleri Şekil 2.15-2.18'den alınabilir.



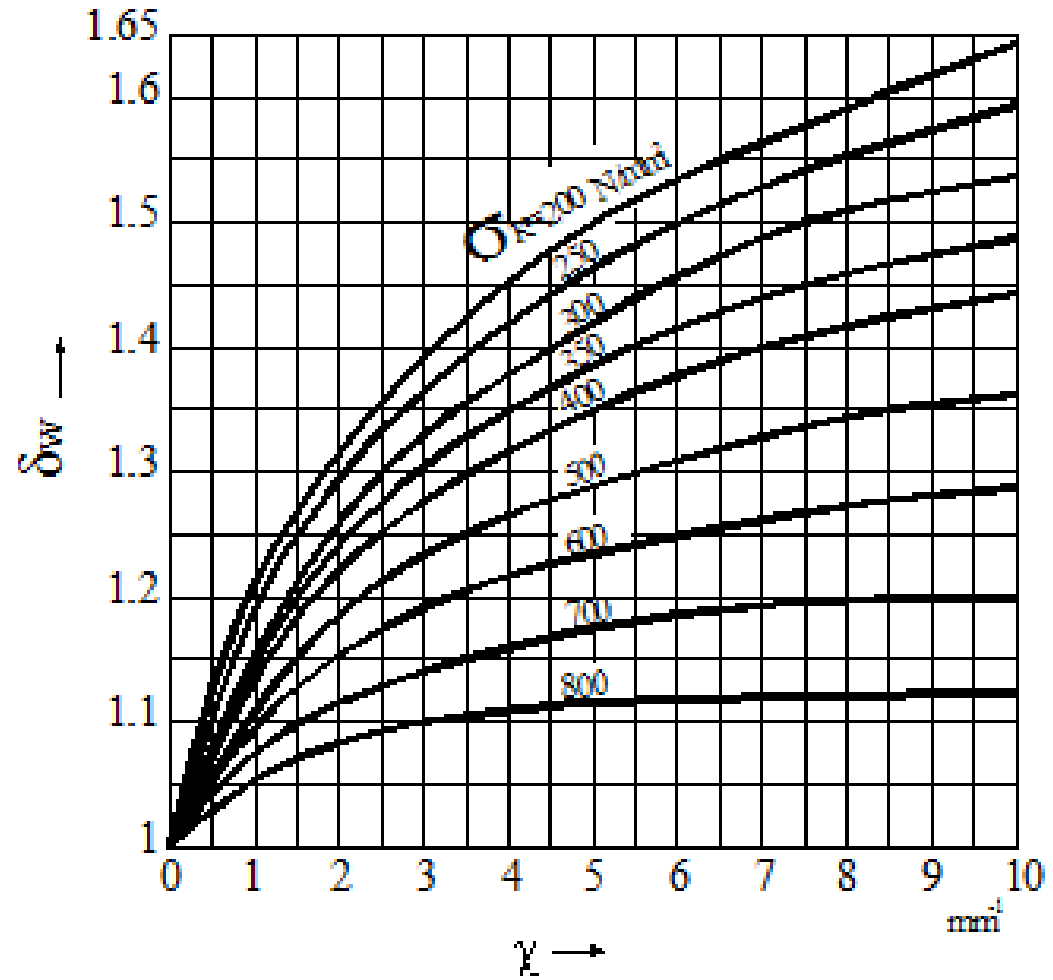
Şekil 2.15 Faturalı millerde  $\alpha_k$  şekil faktörü (eğilmeye)



Şekil 2.16 Oyuksuz millerde  $\alpha_k$  şekil faktörü (burulmada)



Şekil 2.17 Delikli millerde  $\alpha_k$  şekil faktörü



Şekil 2.19  $\delta_w$  etki sayısı değerleri

$\delta_w$  - etki sayısına ait değerler,  $\chi$  - çentik kesiti gerilme düşmesi ( $1/\text{mm}$ ) ve  $\sigma_K$  - ( $\text{N/mm}^2$ ) kopma sınırı değerlerine bağlı olarak Şekil 2.19'da verilmiştir.

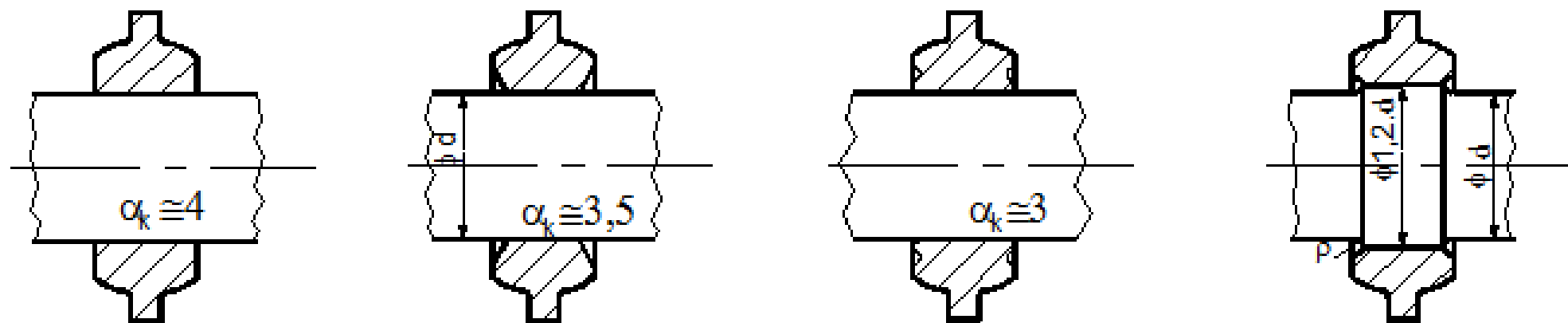
Çentik mukavemeti bilgisine göre eğilme zorlanması ile çubuktaki ilgili gerilme düşmesi

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{\rho}$$

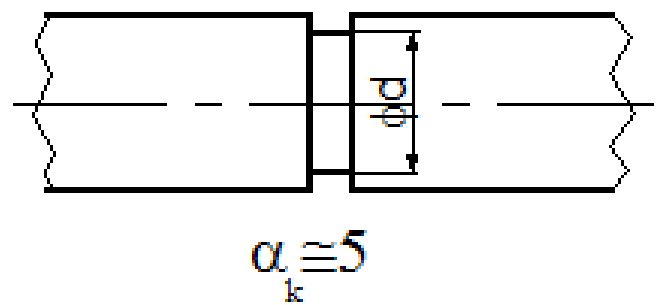
şeklinde hesaplanır. Burada  $\chi$  – ( $\text{mm}^{-1}$ ) çentik kesitindeki ilgili gerilme düşmesi,  $d$  – ( $\text{mm}$ ) çentik kesitindeki çap ve  $\rho$  – ( $\text{mm}$ ) çentiğin yarıçapıdır. Keskin köşeli çentiklerde ( $\rho = 0$  için)  $\chi$  sonsuz büyük olur. Bu nedenle  $\chi = 10 \text{ mm}^{-1}$  dışındaki gerilme düşmeleri pratik olarak hesaplanamaz. Faturasız veya çentiksiz millerde  $\rho = \infty$  olacağından  $\chi = 0$  olacaktır. Şekil 2.18’de a’ dan d’ ye kadar olan çentik kesitleri için  $\rho = 0,25 \text{ mm}$  alınabilecektir.

Bazı süreksizlik noktaları için çentik faktörü değerleri:

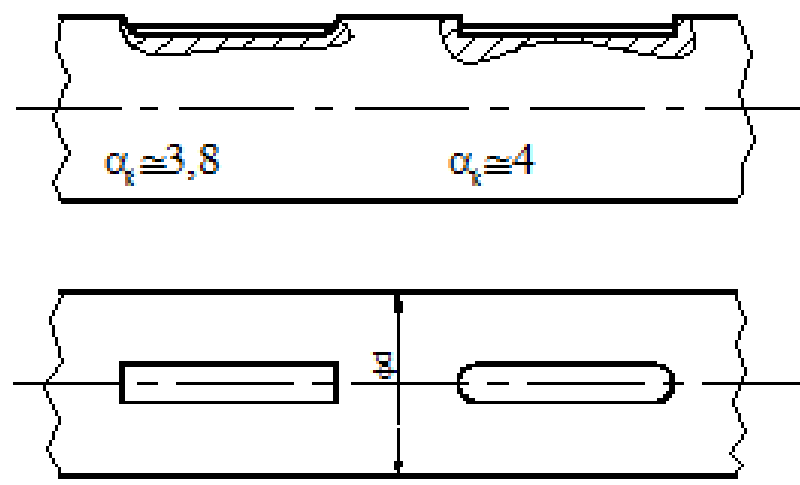
-Parmak freze ile açılan kama yuvası (eğilmede)	:1,6
-Parmak freze ile açılan kama yuvası (burulmada)	:1,3
-Dairesel freze ile açılan kama yuvası (eğilmede-burulmada)	:1,3
-Üçgen profilli haddelenmiş civatalarda (çekmede-eğilmede)	:2,2
-Trapez profilli civatalarda (çekmede-eğilmede)	:1,8
-Talaş alınarak işlenmiş civatalarda (çekmede-eğilmede)	:2,3



(a)



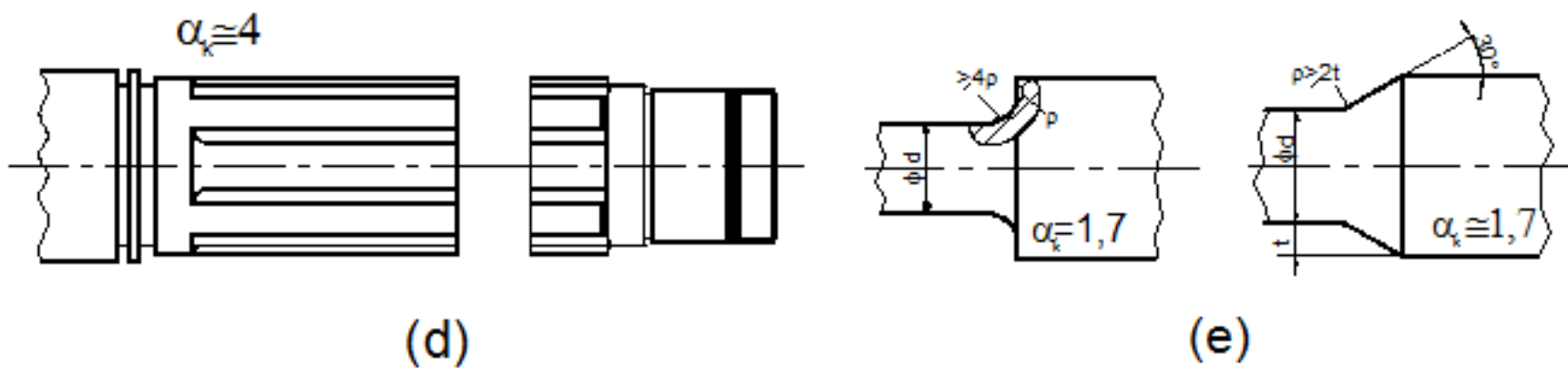
(b)



A

(c)

B



**Şekil 2.18** Çeşitli çentik geçiş bölgelerinin  $\alpha_K$  şekil faktörü değerleri (eğilmede)

S - emniyet katsayısı; bu katsayı için önerilen büyüklükler:

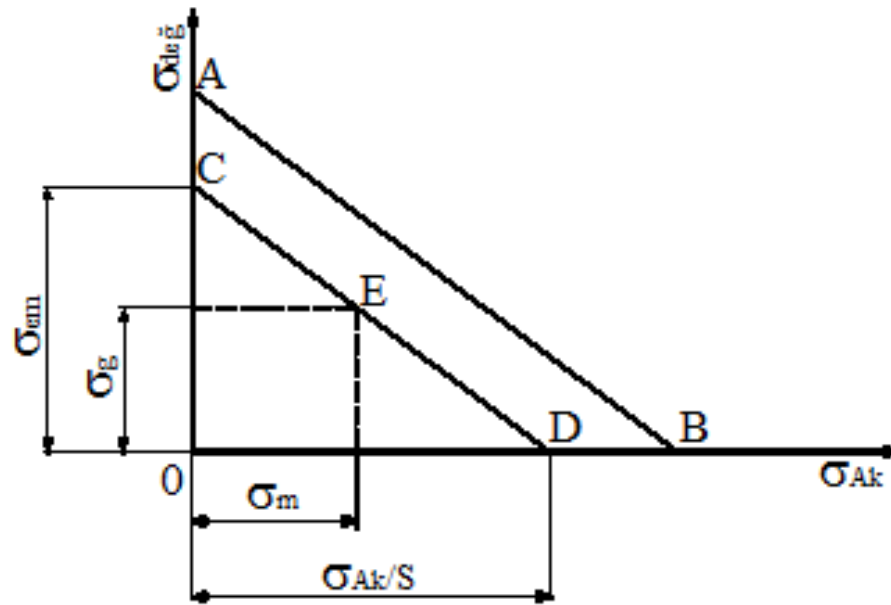
-Statik yük ve tamamen belirli durumlar için	:1,1 ... 1,25
-Statik yük ve tahmini durumlar için	:1,5 ... 2,0
-Değişken yük ve belirli durumlar için	:1,25... 1,5
-Değişken yük ve tahmini durumlar için	:2,0 ... 3,0

Yapılan hesaplar sonucunda malzemenin emniyetli olup olmadığını anlamak bakımından, örneğin Soderberg diyagramına göre, bir kontrol yapılabilir. Şöyle ki yatay ve düşey eksenlerde  $\sigma_{Ak}$  ve  $\sigma_{değ}$  değerleri işaretlenerek AB doğrusu çizilir (Şekil 2.20). Bu doğru malzemenin yorulma sonucu kırılma sınırını gösterir. Seçilen emniyet katsayısına (S) göre;

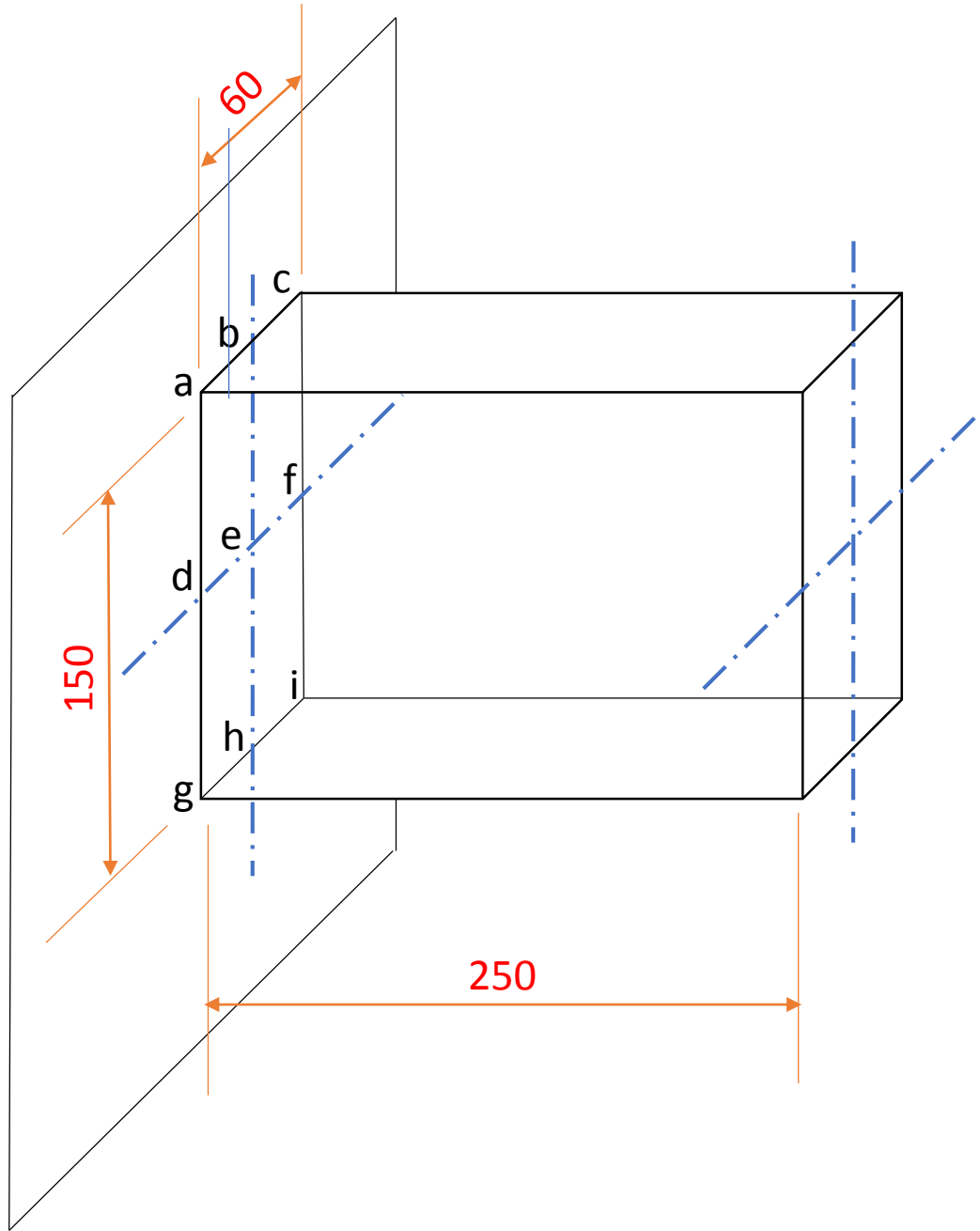
$$\frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad \underline{\text{ve}}$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

noktaları, yani C ve D noktaları işaretlenir. Bu CD doğrusu malzemenin emniyet sınırlarını ifade eder. Ortalama gerilme ( $\sigma_m$ ) ve gerilme genliğine ( $\sigma_g$ ) göre bulunan E noktası bu doğru üzerinde veya içinde ise malzemede yeterli emniyet var demektir.

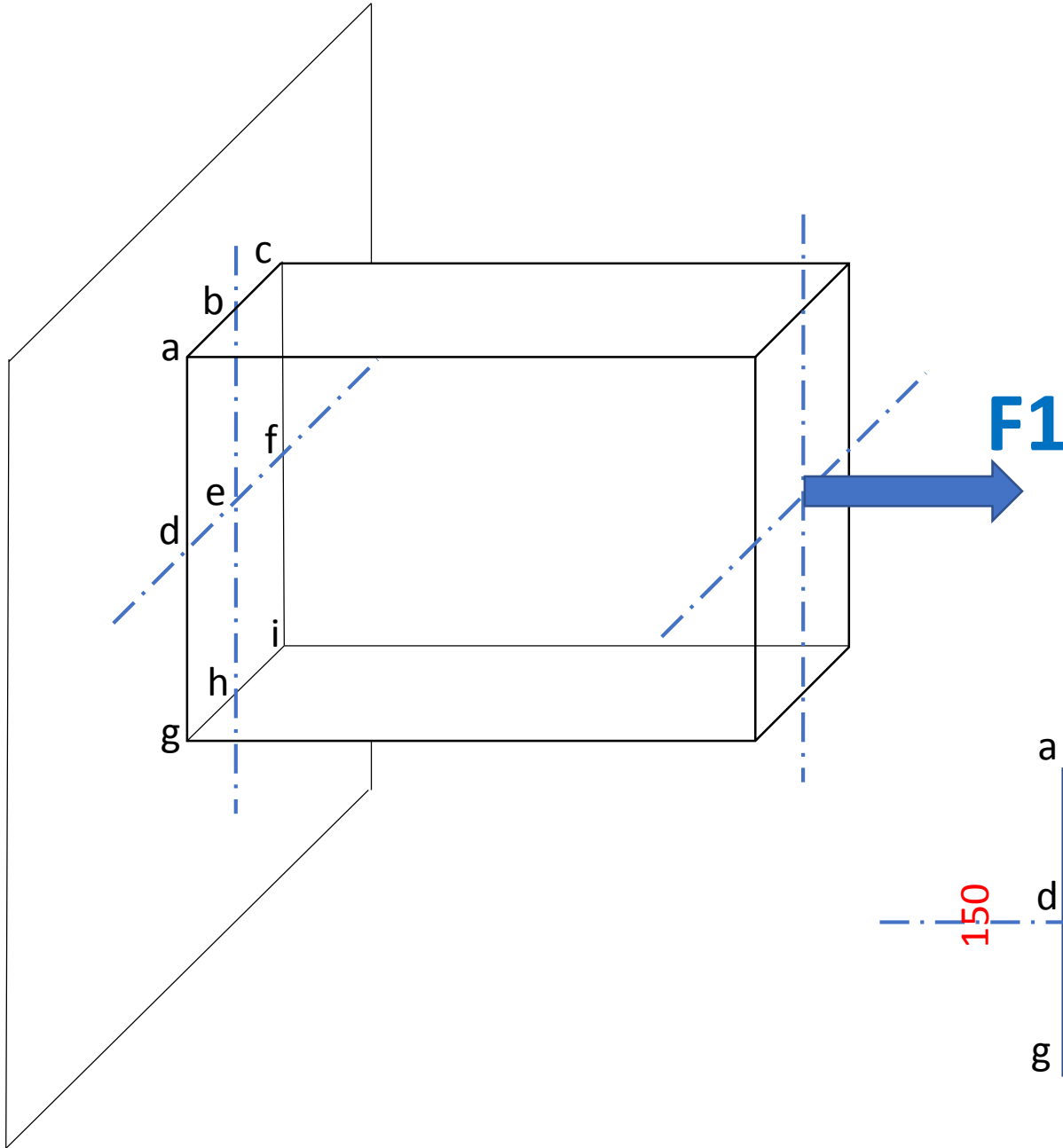


Şekil 2.20



**Dikdörtgen kiriş duvara ankastre  
bağlıdır.**

**Ankastre kesitlerde kayma  
gerilmesi ihmal edilir.**



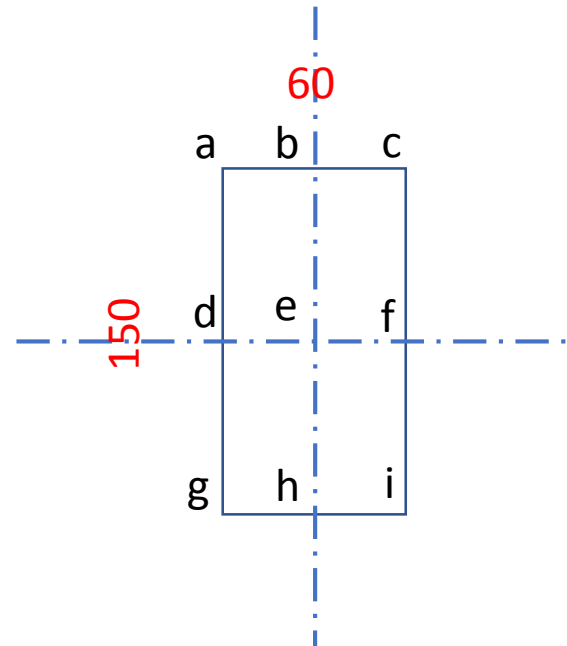
F1 kuvveti kesite diktir.

Kesitteki her bir noktada çekme gerilmesi oluşur.

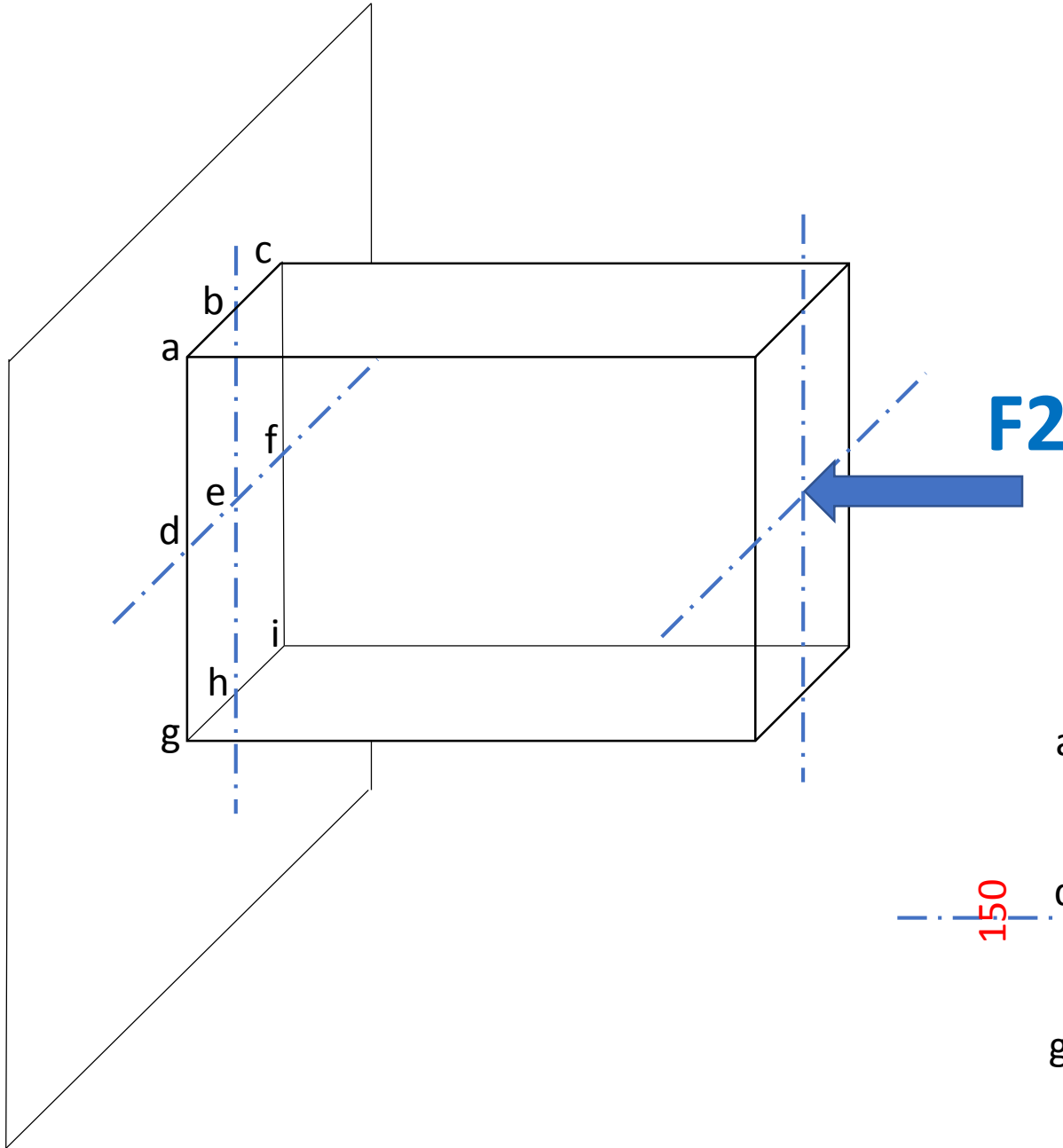
Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{\zeta F1}$

**Her noktadaki gerilme:**

$$\sigma_{\zeta F1} = \frac{F1}{A} = \frac{F1}{60 \cdot 150}$$







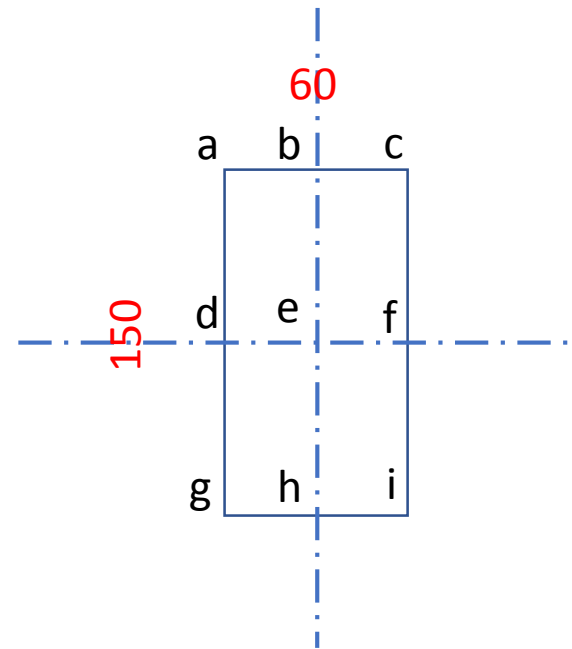
F1 kuvveti kesite diktir.

Kesitteki her bir noktada basma gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{bF2}$

**Her noktadaki gerilme:**

$$\sigma_{bF2} = - \frac{F2}{A} = - \frac{F2}{60 \cdot 150}$$



Kesitte eğilme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{eF3}$

$$\sigma_{eF3} = \frac{Me}{We} = \frac{F3 \cdot 250}{\frac{1}{6} 60 \cdot 150^2}$$



- Kuvvete paralel kenarın karesi alınır.
- Kesitte gerilmenin çekmeden basmaya Değiştği kenarın karesi alınır.

**a,b,c noktalarındaki gerilme:**

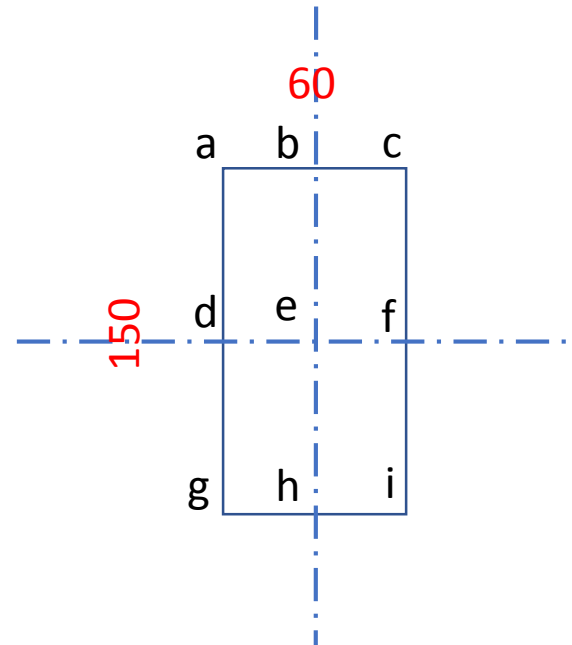
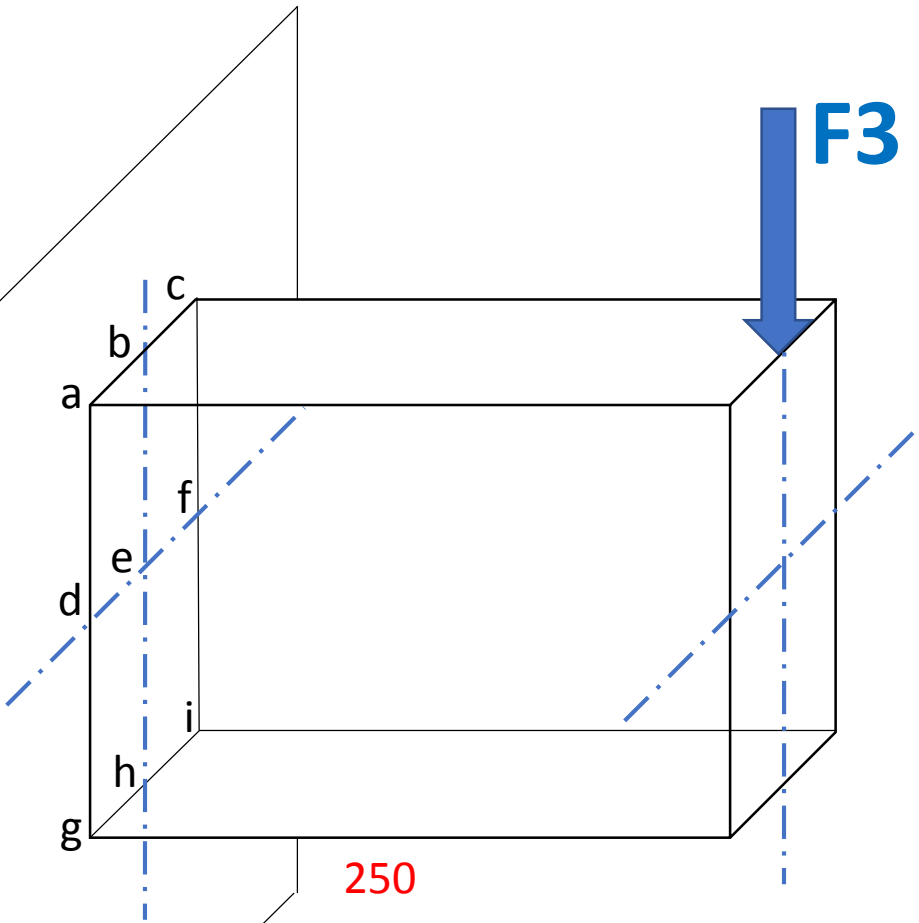
$$\sigma_{e\vartheta_{a,b,c}} = \sigma_{eF3}$$

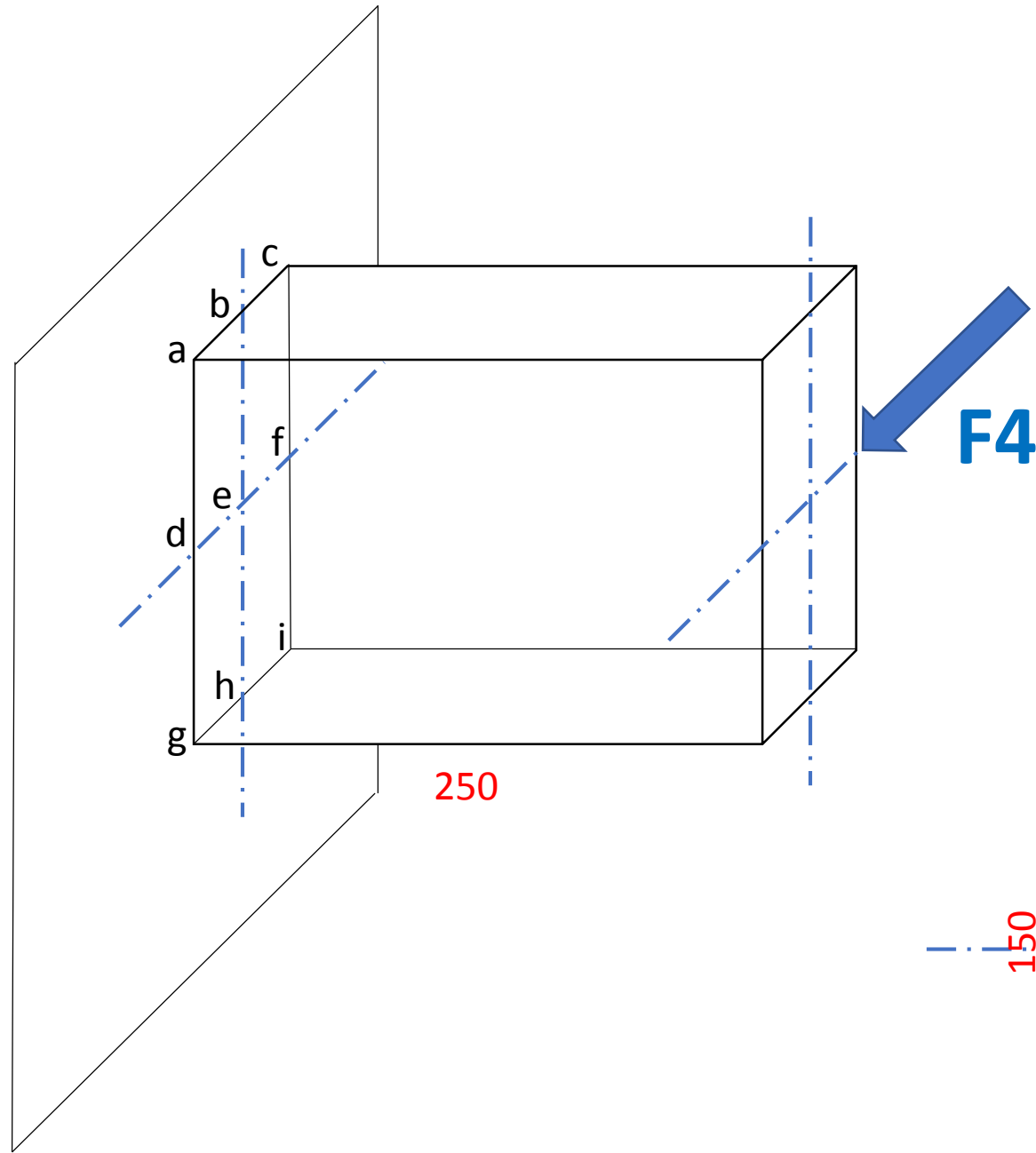
**d,e,f noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\vartheta_{d,e,f}} = 0$$

**g,h,i noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\vartheta_{g,h,i}} = -\sigma_{eF3}$$





Kesitte eğilme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{eF4}$

$$\sigma_{eF4} = \frac{Me}{We} = \frac{F4 \cdot 250}{\frac{1}{6} 150 \cdot 60^2}$$



- Kuvvete paralel kenarın karesi alınır.
- Kesitte gerilmenin çekmeden basmaya Değiştği kenarın karesi alınır.

**c,f,i noktalarındaki gerilme:**

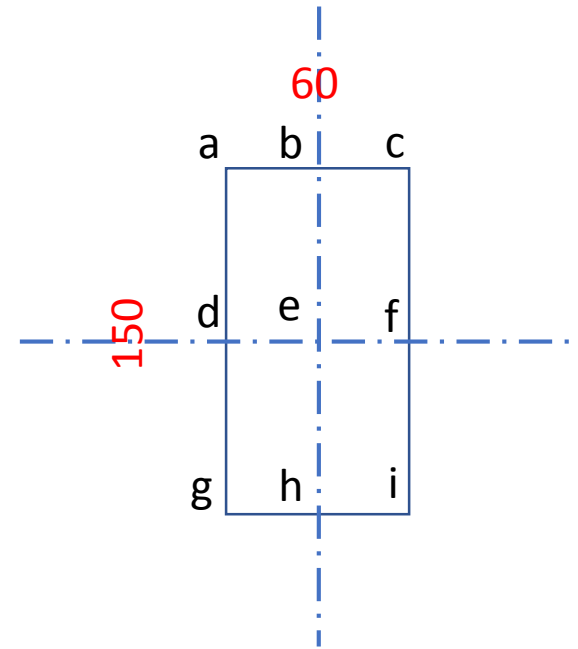
$$\sigma_{e\zeta_{c,f,i}} = \sigma_{eF4}$$

**b,e,h noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_{b,e,h}} = 0$$

**a,d,g noktalarındaki gerilme:**

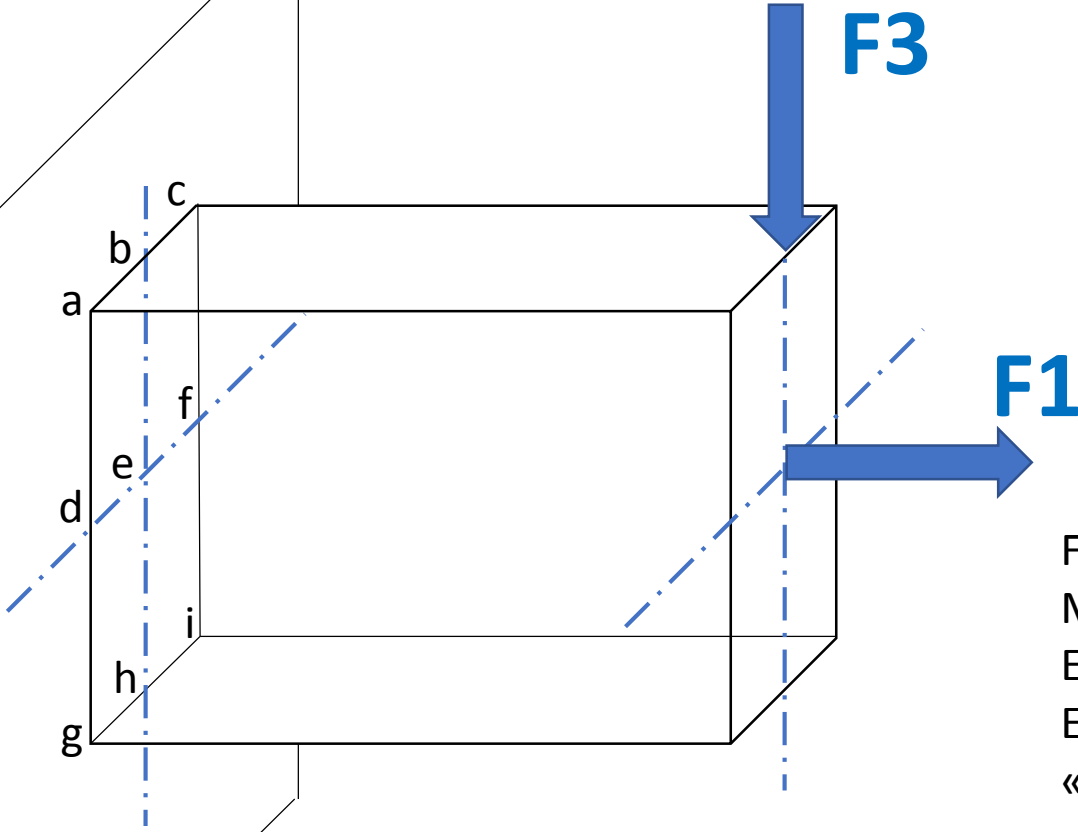
$$\sigma_{e\zeta_{a,d,g}} = - \sigma_{eF4}$$

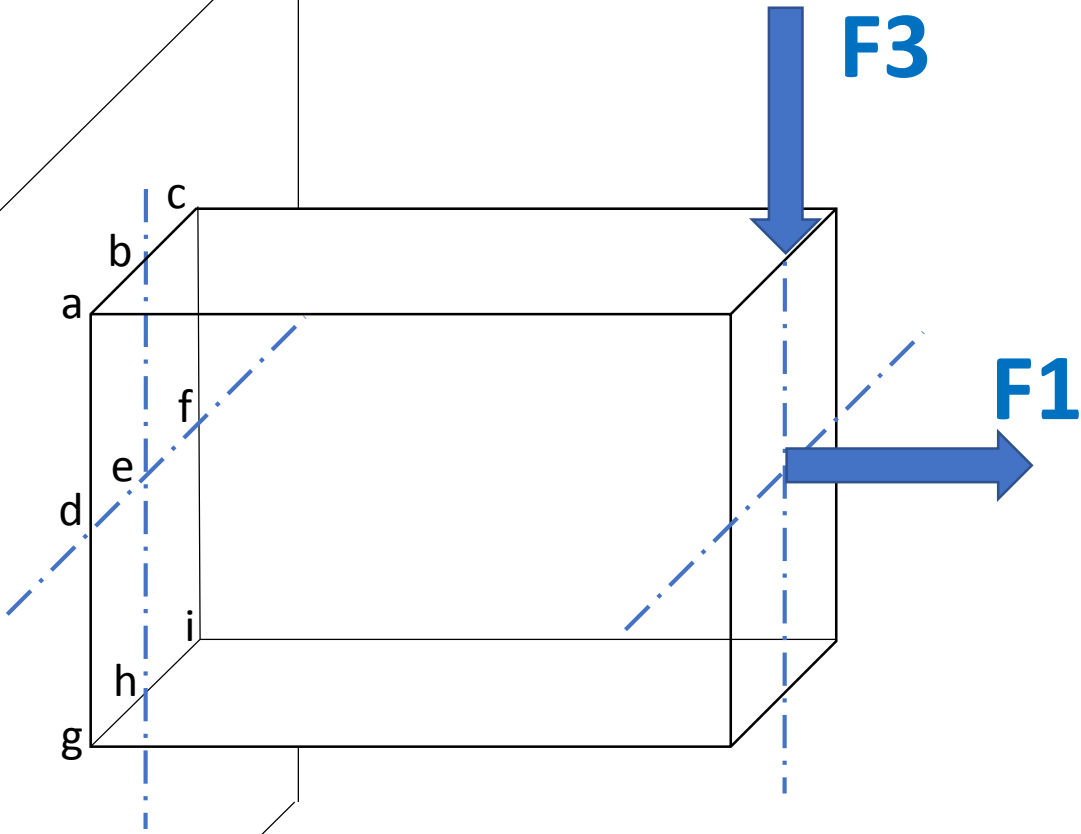


## Kesitte en tehlikeli noktaların belirlenmesi:

F1 kuvveti çekme gerilmesine neden olur.  
Her noktadaki gerilme birbirinin aynısıdır.  
Daha tehlikeli diye nitelendirilebilecek nokta yoktur.

F3 kuvveti eğilme gerilmesine neden olur.  
Malzemelerin basma dayanımı çekme dayanımından genelde yüksektir.  
Eğilmeden dolayı çekme etkisindeki noktalar tehlikelidir.  
En büyük eğilme gerilmesi tarafsız eksenin en uzak noktalarında  
«a», «b» ve «c» de oluşur.





**Kesitteki maksimum gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta} = \sigma_{top} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3}$$

**a noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{top_a} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3}$$

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{e\zeta_b} = \sigma_{e\zeta_c}$$

**d noktasındaki gerilme:**

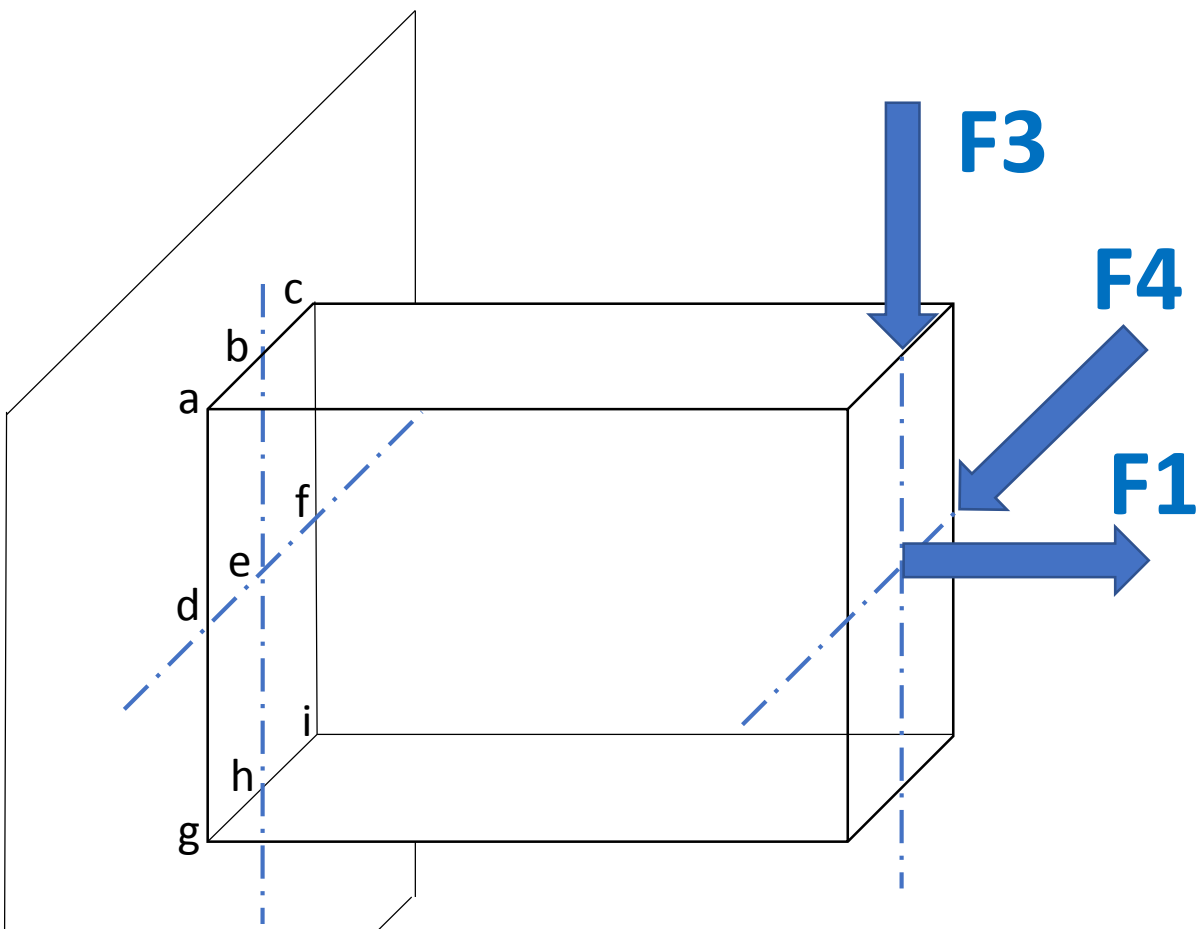
$$\sigma_{e\zeta_d} = \sigma_{\zeta F1} \quad \text{d noktası tarafsız eksen üzerinde}$$

o nedenle eğilme gerilmesi yok

$$\sigma_{e\zeta_d} = \sigma_{e\zeta_e} = \sigma_{e\zeta_f}$$

**g noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_g} = \sigma_{top_g} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3}$$



**a noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3} - \sigma_{eF4}$$

**b noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_b} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3}$$

**c noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_c} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3} + \sigma_{eF4}$$

**d noktasındaki gerilme:**

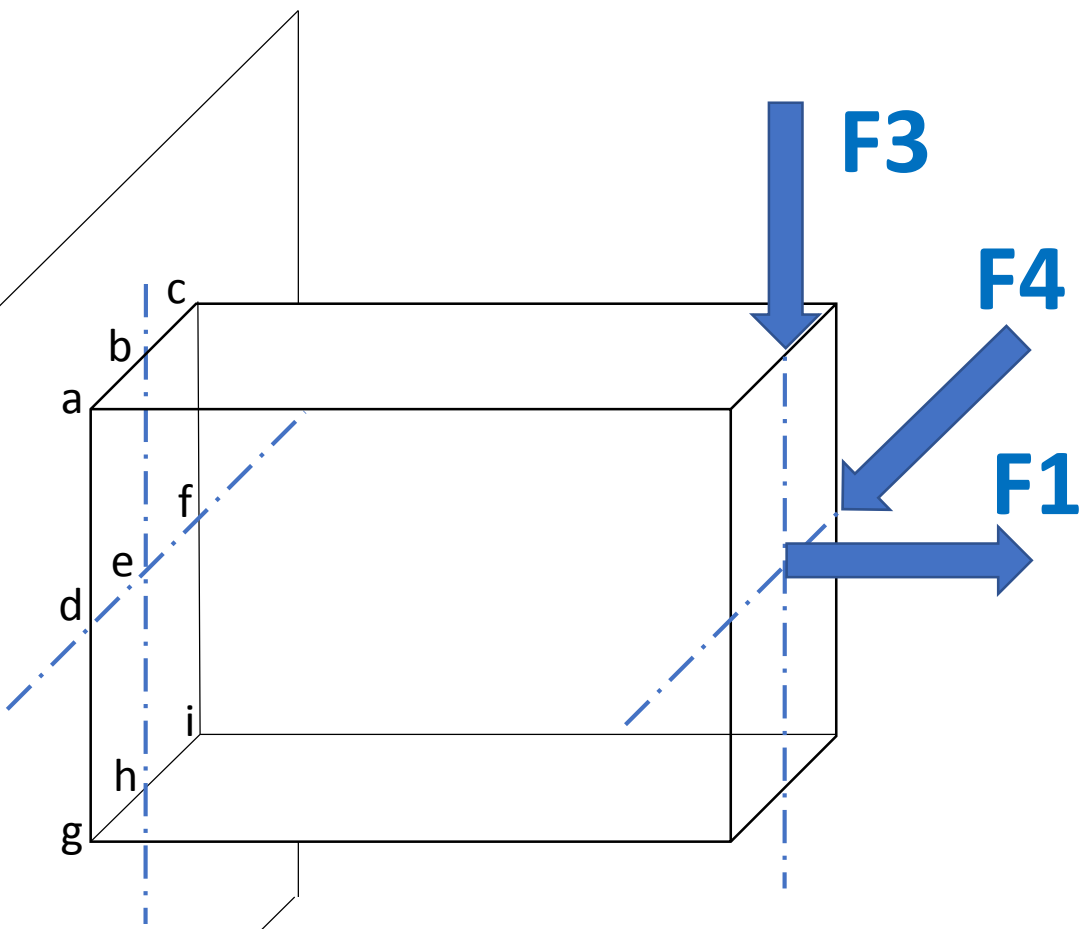
$$\sigma_{e\zeta_d} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF4}$$

**e noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = \sigma_{\zeta F1}$$

**f noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_f} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF4}$$



**g noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_g} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3} - \sigma_{eF4}$$

**h noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_h} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3}$$

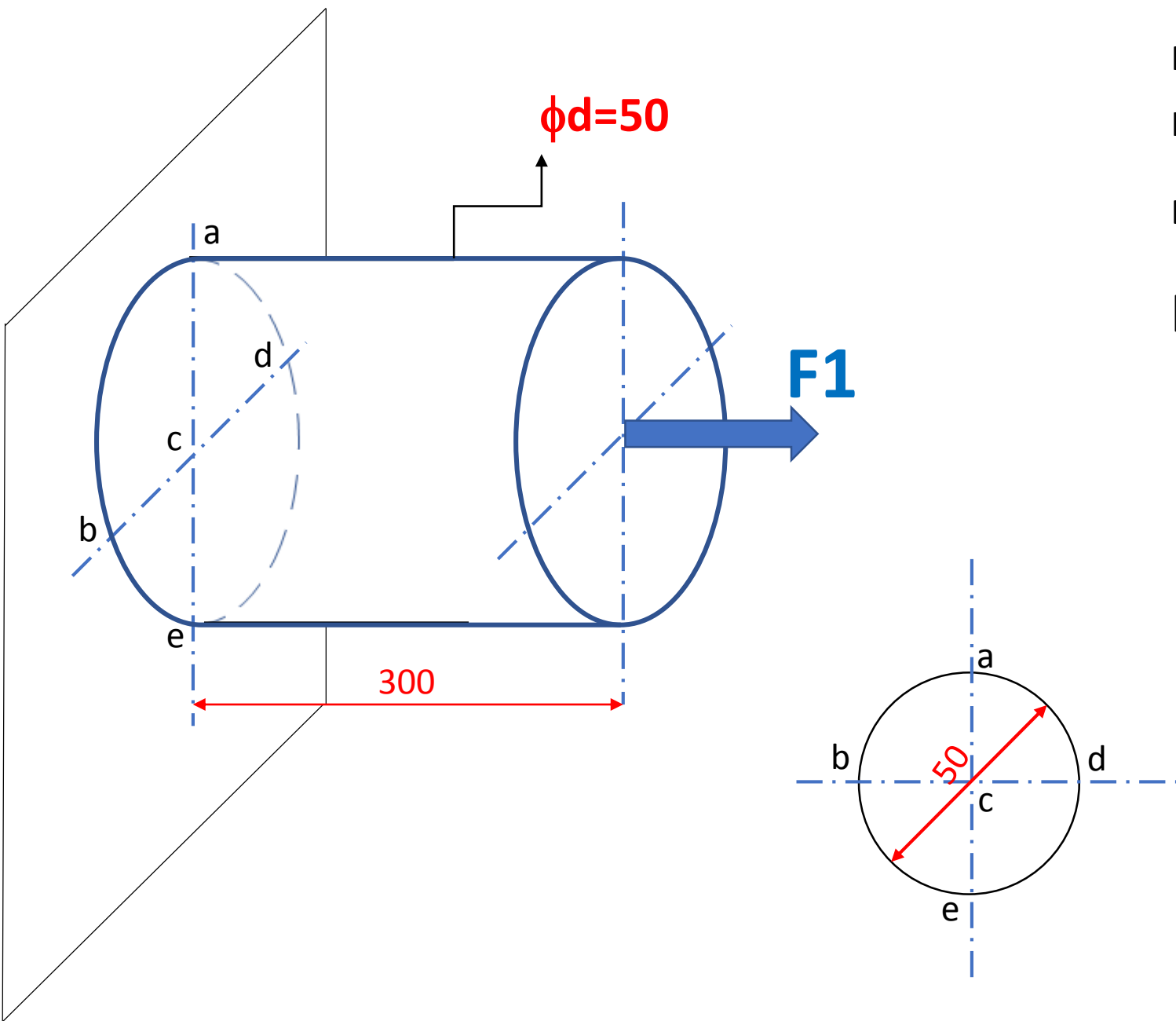
**i noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_i} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3} + \sigma_{eF4}$$

**Kesitteki maksimum gerilme:**

**«c» noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_c} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3} + \sigma_{eF4}$$



F1 kuvveti kesite diktir.

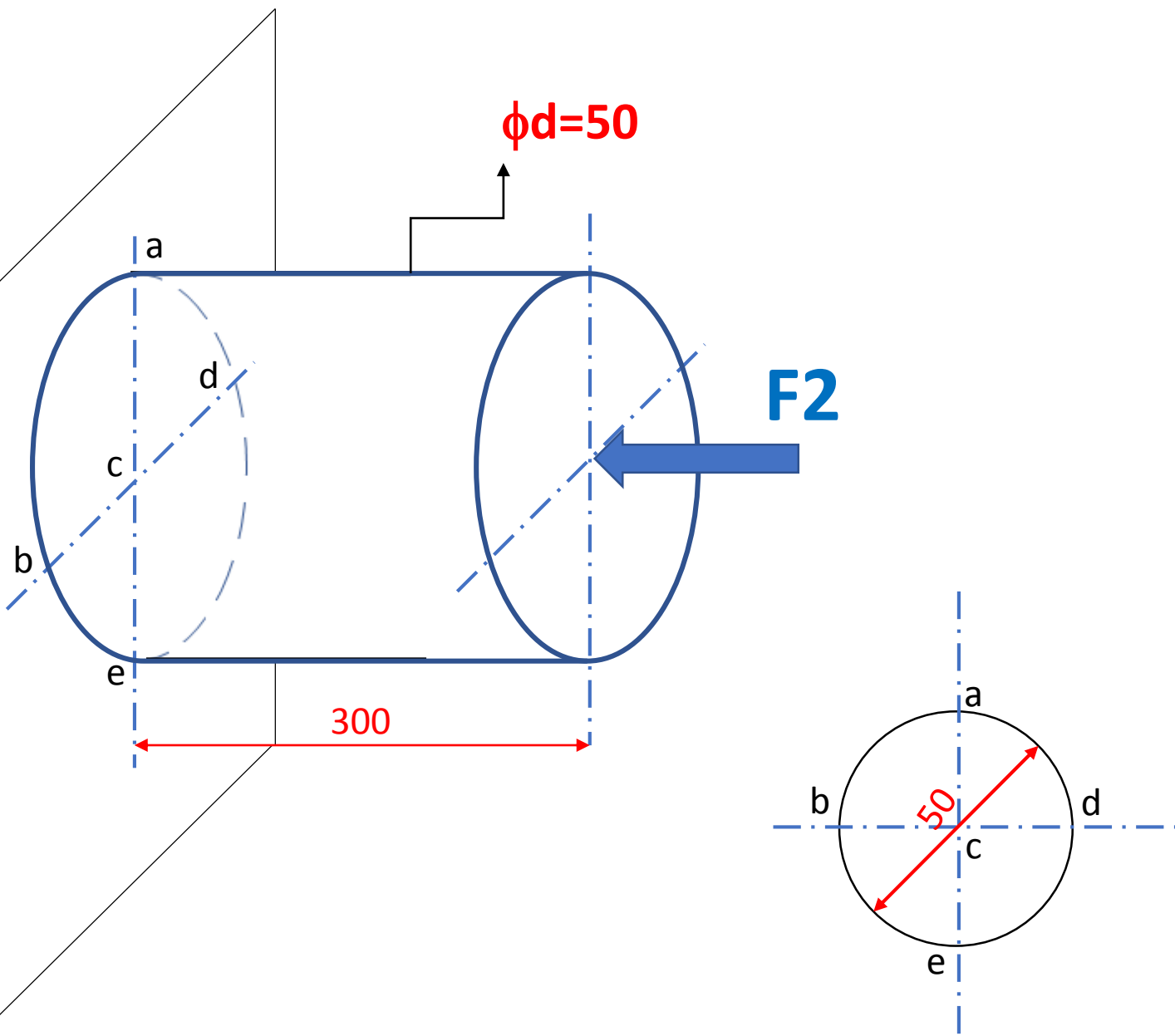
Kesitteki her bir noktada çekme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{\zeta F1}$

**Her noktadaki gerilme:**

$$\sigma_{\zeta F1} = \frac{F1}{A} = \frac{F1}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{F1}{\pi \cdot \frac{50^2}{4}}$$





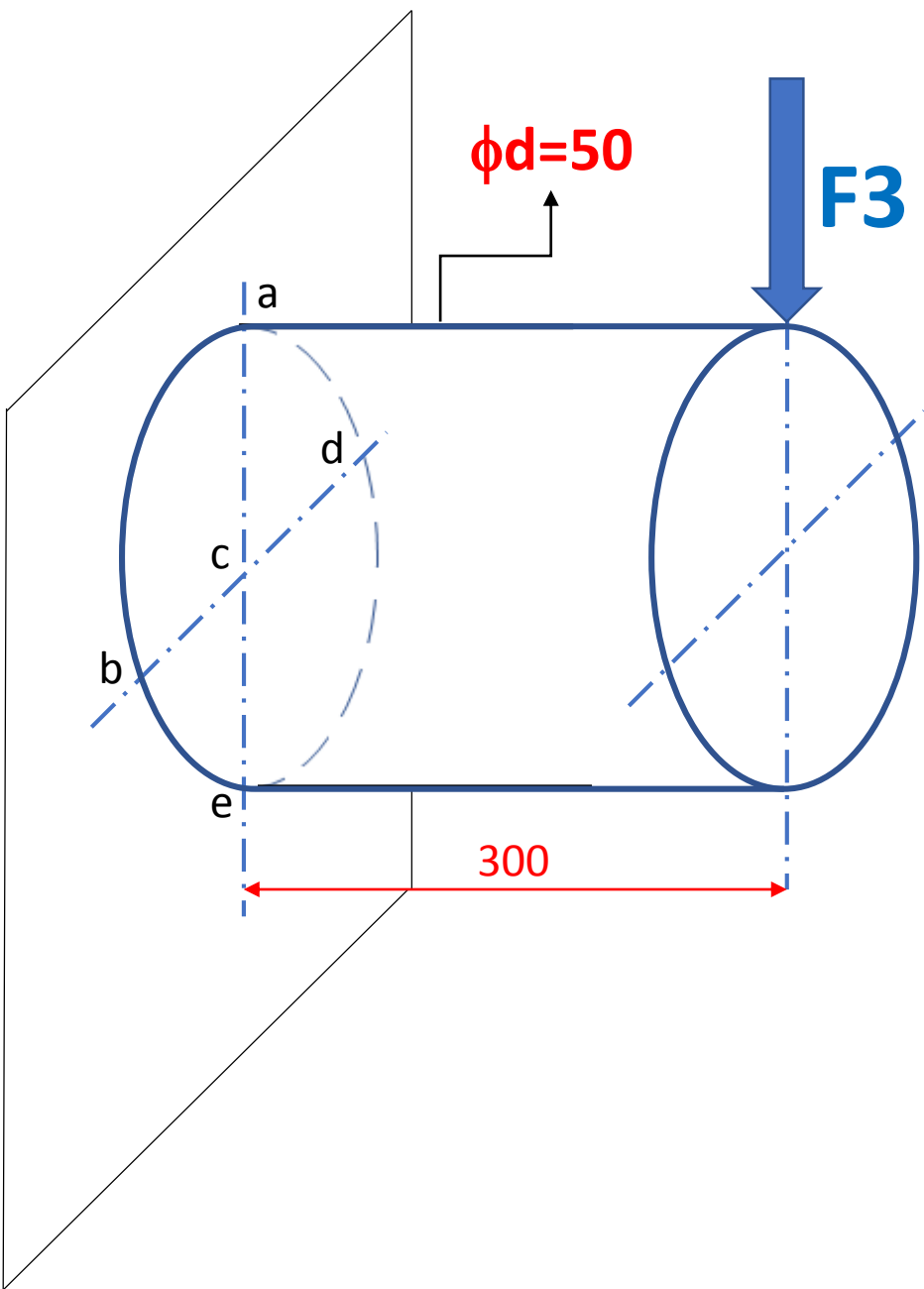
F1 kuvveti kesite diktir.

Kesitteki her bir noktada basma gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{bF_2}$

**Her noktadaki gerilme:**

$$\sigma_{bF_2} = -\frac{F_2}{A} = -\frac{F_2}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = -\frac{F_2}{\pi \cdot \frac{50^2}{4}}$$



Kesitte eğilme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{eF3}$

$$\sigma_{eF3} = \frac{Me}{We} = \frac{F3 \cdot 300}{\pi \cdot \frac{50^3}{32}}$$

**a noktasındaki gerilme:**

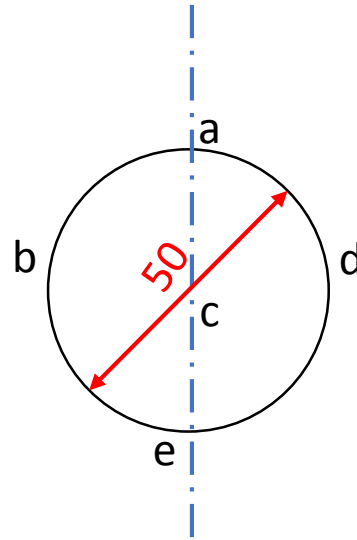
$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{eF3}$$

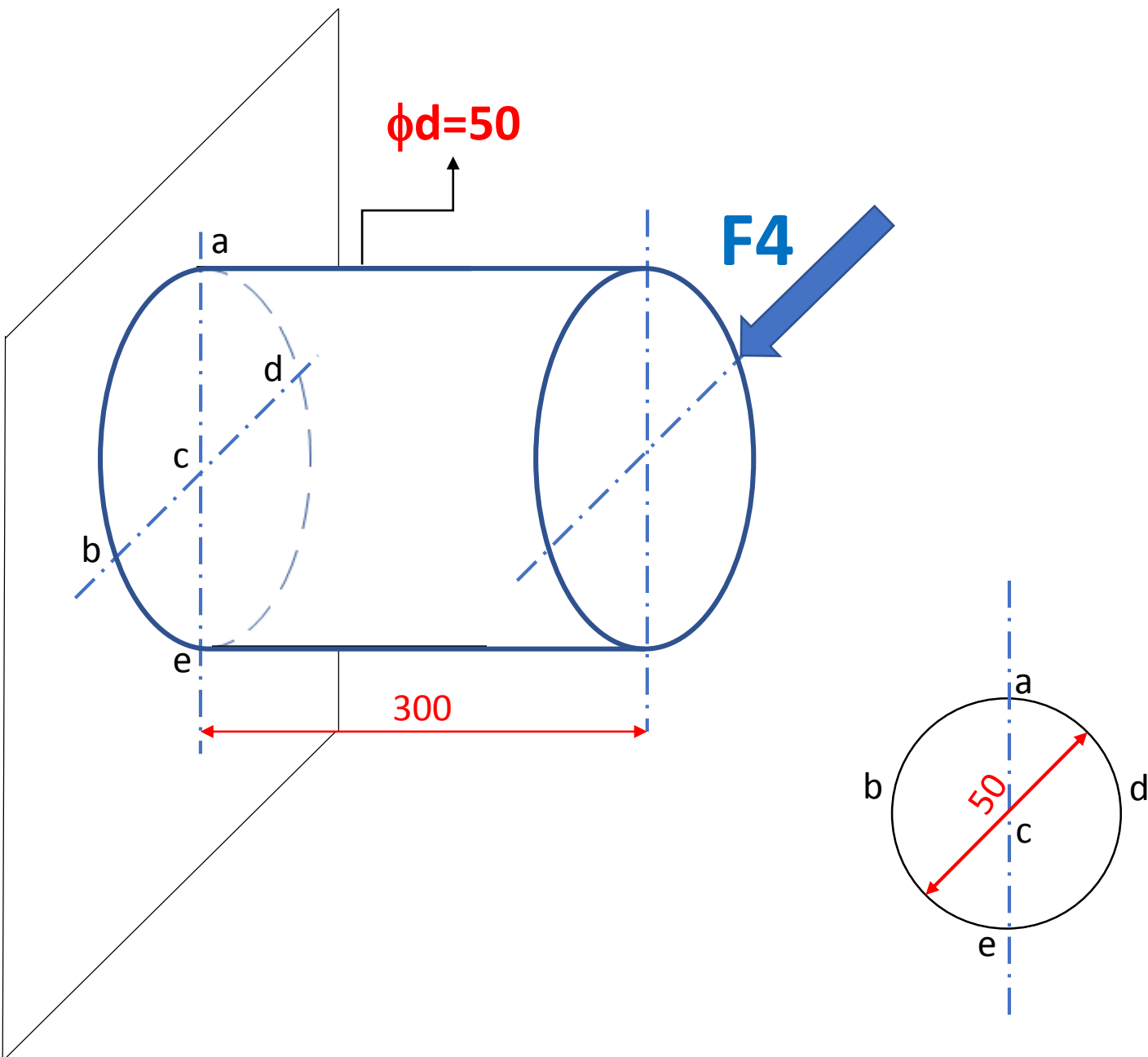
**b,c,d noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_{b,c,d}} = 0$$

**e noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = -\sigma_{eF3}$$





Kesitte eğilme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{eF4}$

$$\sigma_{eF4} = \frac{Me}{We} = \frac{F4 \cdot 300}{\pi \cdot \frac{50^3}{32}}$$

**d noktasındaki gerilme:**

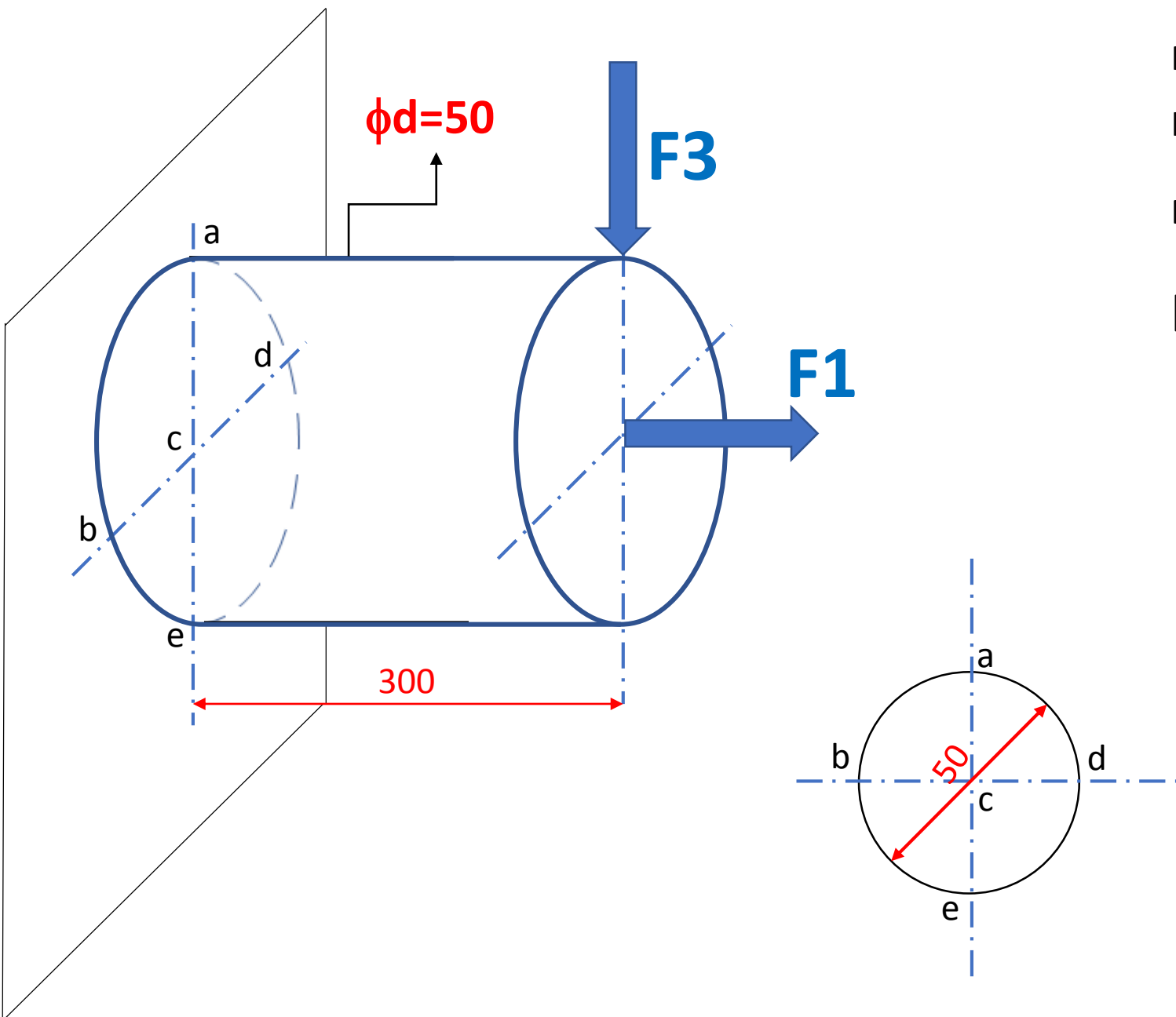
$$\sigma_{e\zeta_d} = \sigma_{eF4}$$

**a,c,e noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_{a,c,e}} = 0$$

**b noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_b} = -\sigma_{eF4}$$



F1 kuvveti kesite diktir.

Kesitteki her bir noktada çekme gerilmesi oluşur.

Bu gerilmenin büyüklüğü:  $\sigma_{\zeta F1}$

**Her noktadaki gerilme:**

$$\sigma_{\zeta F1} = \frac{F1}{A} = \frac{F1}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{F1}{\pi \cdot \frac{50^2}{4}}$$

**a noktasındaki gerilme:**

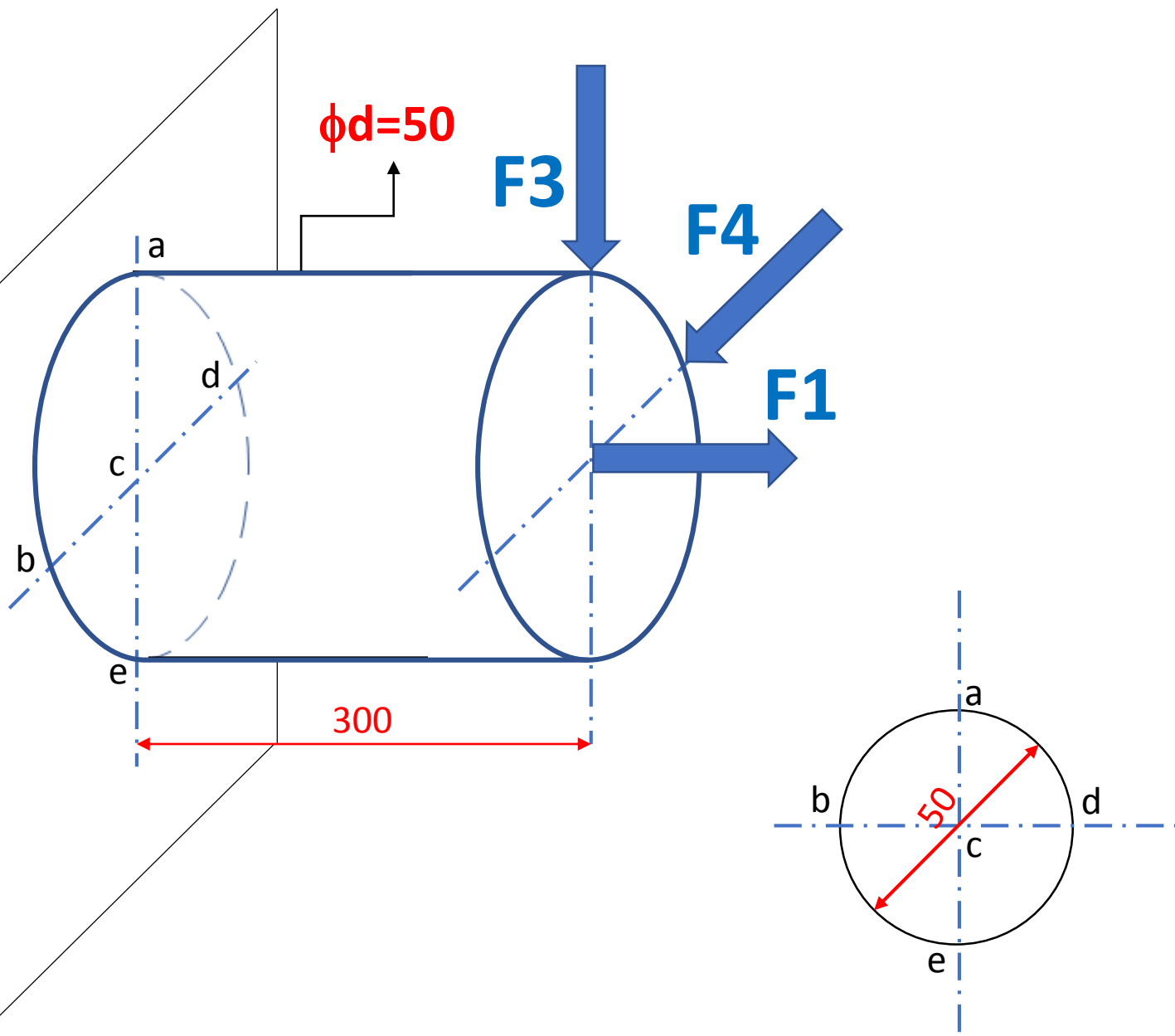
$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3}$$

**b,c,d noktalarındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_{b,c,d}} = \sigma_{\zeta F1}$$

**e noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3}$$



**a noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3}$$

**b noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_b} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF4}$$

**c noktasındaki gerilme:**

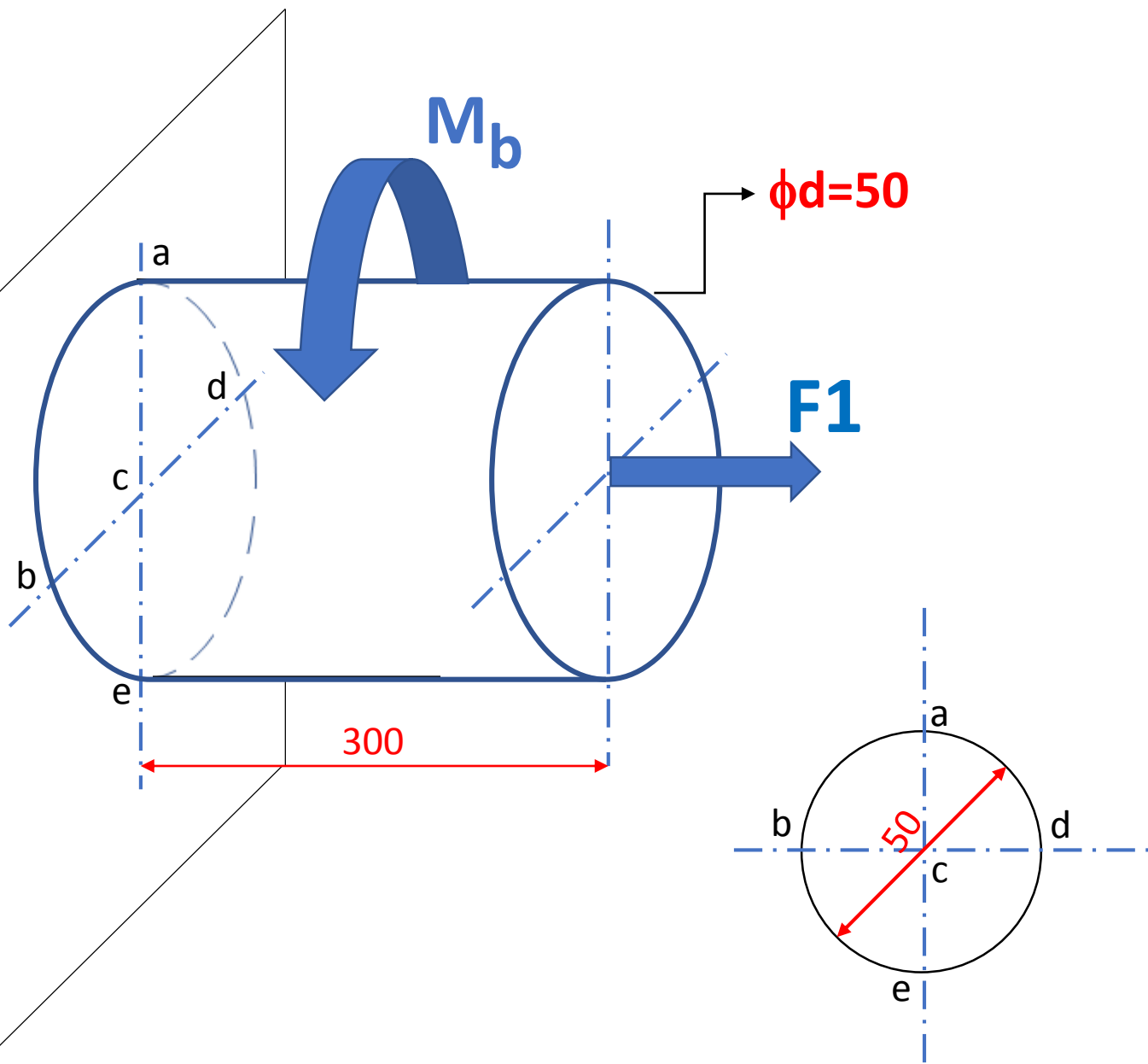
$$\sigma_{e\zeta_c} = \sigma_{\zeta F1}$$

**d noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_d} = \sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF4}$$

**e noktasındaki gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = \sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3}$$



**Mb burulma momentinden dolayı  
Burulma gerilmesi oluşur**

$$\tau_b = \frac{Mb}{Wb} = \frac{Mb}{\pi \cdot \frac{50^3}{16}}$$

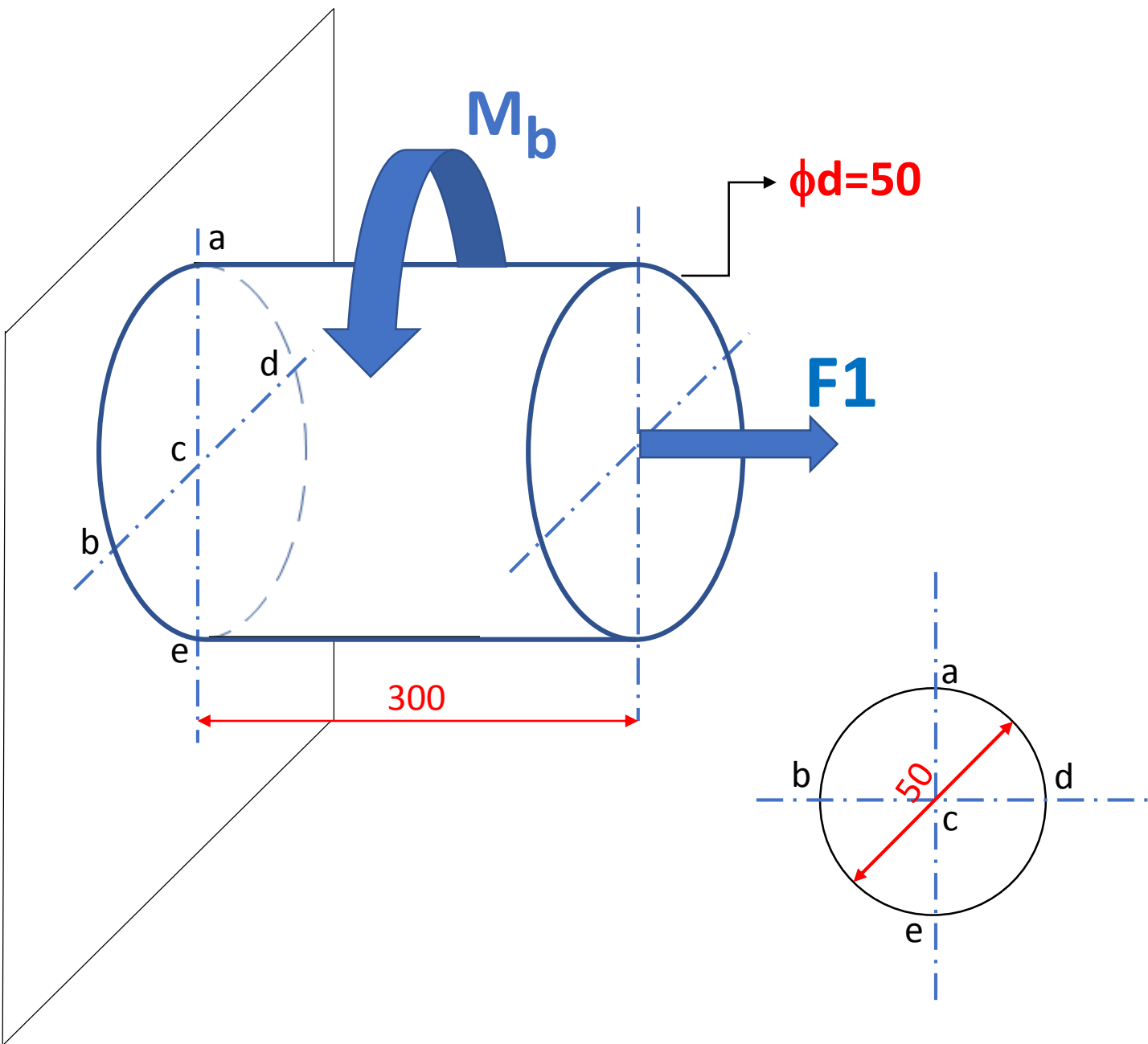
**a noktasındaki gerilmeler:**

$$\sigma_{\zeta F1}, \tau_b$$

**a noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}$$

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sqrt{(\sigma_{\zeta F1}^2 + 4\tau_b^2)}$$



**b noktasındaki gerilmeler:**

$$\sigma_{e\zeta_b} = \sqrt{(\sigma_{\zeta F_1})^2 + 4\tau_b^2}$$

**c noktasındaki gerilmeler:**

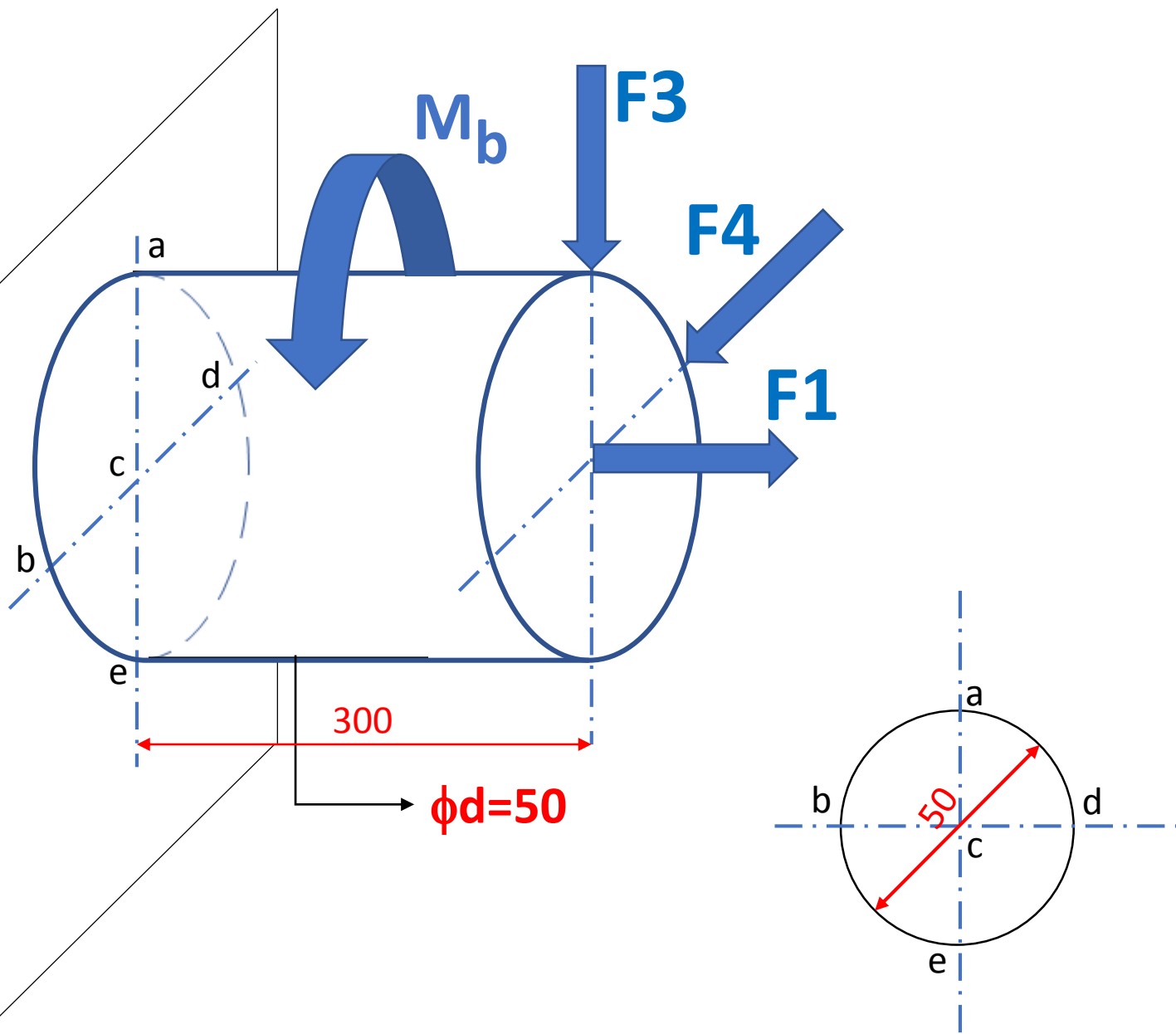
$$\sigma_{e\zeta_c} = \sigma_{\zeta F_1}$$

**d noktasındaki gerilmeler:**

$$\sigma_{e\zeta_d} = \sqrt{(\sigma_{\zeta F_1})^2 + 4\tau_b^2}$$

**e noktasındaki gerilmeler:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = \sqrt{(\sigma_{\zeta F_1})^2 + 4\tau_b^2}$$



**a noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_a} = \sqrt{((\sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF3})^2 + 4\tau_b^2)}$$

**b noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_b} = \sqrt{((\sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF4})^2 + 4\tau_b^2)}$$

**c noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_c} = \sigma_{\zeta F1}$$

**d noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_d} = \sqrt{((\sigma_{\zeta F1} + \sigma_{eF4})^2 + 4\tau_b^2)}$$

**e noktasındaki eşdeğer gerilme:**

$$\sigma_{e\zeta_e} = \sqrt{((\sigma_{\zeta F1} - \sigma_{eF3})^2 + 4\tau_b^2)}$$

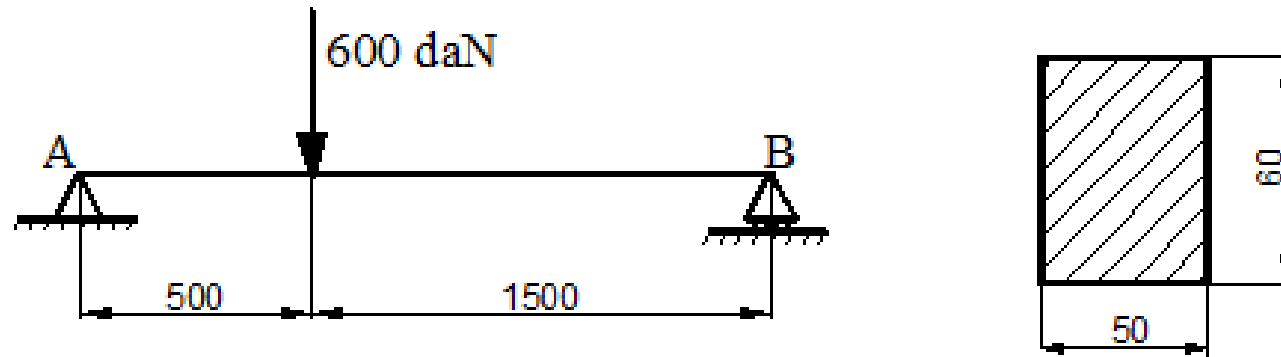


## 5. MUKAVEMET PROBLEMLERİ

### Problem 5.1

Şekil 5.1'deki gibi yüklenmiş dikdörtgen kesitli bir makina elemanı (kiriş) Fe37 malzemesinden yapılmıştır. Malzemenin emniyet gerilmesi  $\sigma_{em}=760$  daN/cm<sup>2</sup> alınabileceğine göre:

- F kuvveti etkisinde meydana gelen en büyük gerilmeyi hesaplayınız ve kirişin bu kuvveti taşıyıp taşıyamayacağını söyleyiniz.
- Kirişin içi boyutlarının %50' si oranında boşaltılırsa durum ne olur?



Şekil 5.1

### Çözüm 5.1

a) Önce destek yerlerindeki tepki kuvvetleri bulunmalıdır. A noktasına göre moment alınarak

$$F \cdot 500 - F_B \cdot 2000 = 0$$

$$F_B = F \cdot \frac{500}{2000} = 600 \cdot \frac{500}{2000} = 150 \text{ daN}$$

ve düşey kuvvetler toplamından|

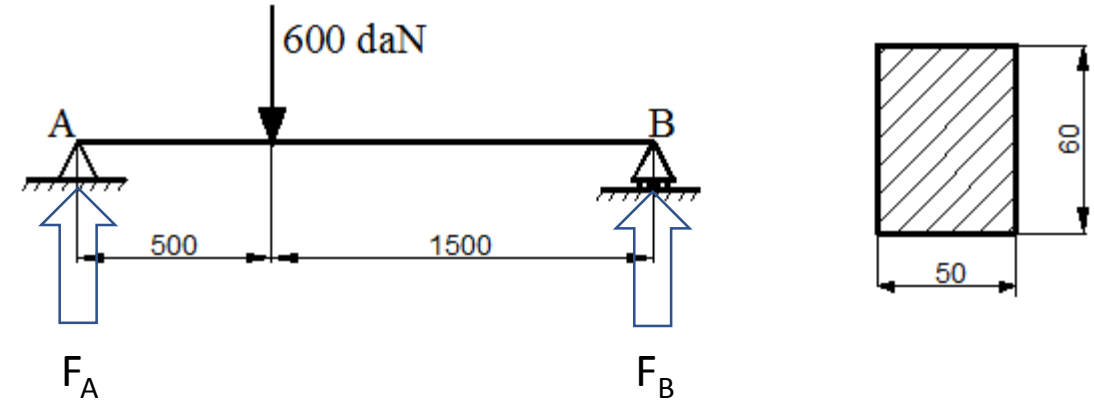
$$F = F_A + F_B$$

$$F_A = F - F_B = 600 - 150 = 450 \text{ daN}$$

bulunur.

Eğilme momenti

$$M_e = F_A \cdot 50$$



**Kuvvete paralel uzunluğun karesi alınır.**

$$M_e = 450 \cdot 50 = 22500 \text{ daNcm}$$

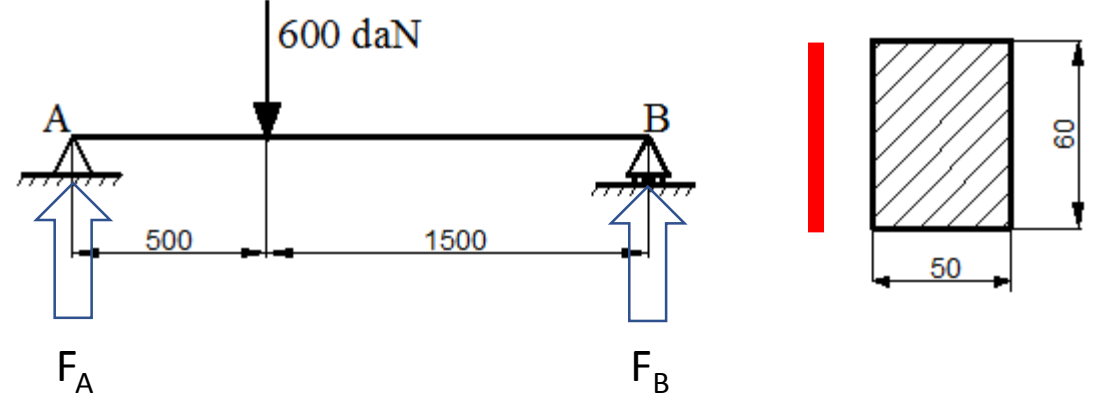
Eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{5 \cdot 6^2}{6} = 30 \text{ cm}^3$$

Böylece eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{22500}{30} = 750 \text{ daN/cm}^2$$

görüldüğü gibi  $\sigma_e = 750 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 760 \text{ daN/cm}^2$  olduğundan kiriş bu yükü emniyetle taşıyabilir.



b) Elemanın boyutları % 50 oranında küçültülürse içteki boş dikdörtgenin ölçüleri

$$b = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ mm ve } h = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ mm}$$

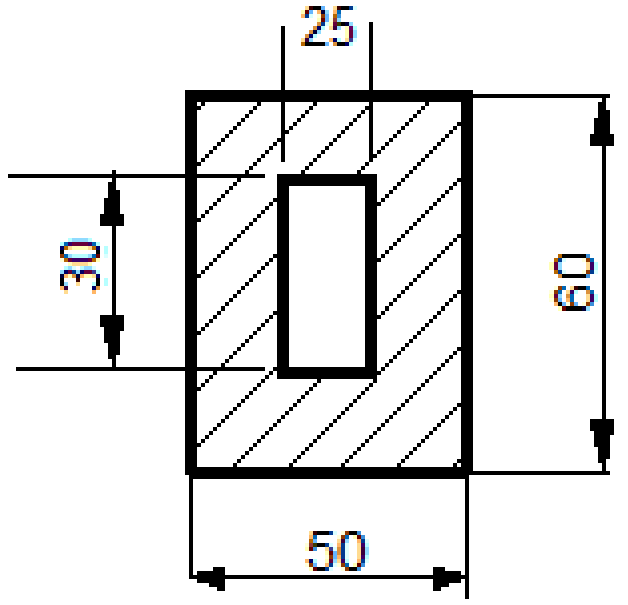
olur. Bu durumda eleman kesitinin mukavemet momenti

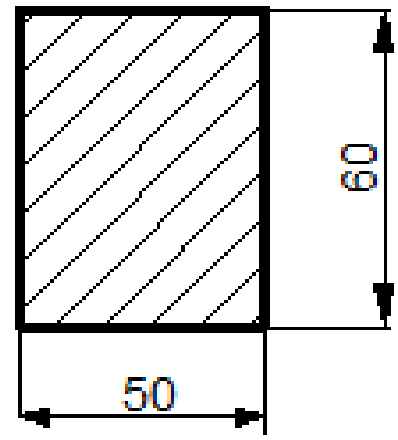
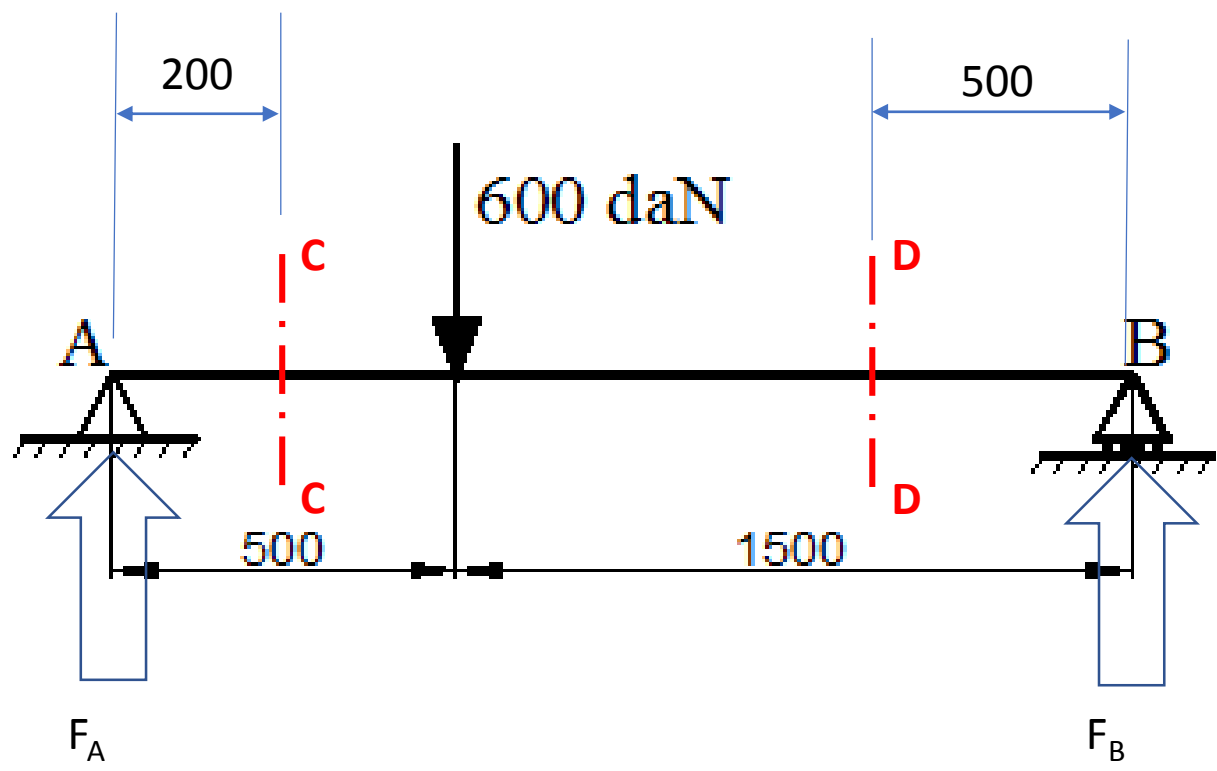
$$W_e = \frac{B.H^3 - b.h^3}{6.H} = \frac{5.6^3 - 2,5.3^3}{6.6} = 28,125 \text{ cm}^3$$

ve eğilme gerilmesi değeri

$$\sigma_e = \frac{22500}{28125} = 800 \text{ daN/cm}^2$$

olur. Bu şartlarda  $\sigma_e = 800 \text{ daN/cm}^2 \geq \sigma_{em} = 760 \text{ daN/cm}^2$  olup kiriş emniyetsiz duruma düşer.





### **Problem 5.2**

$n= 1400$  d/d da  $P= 12$  BG güç taşıyan bir milin malzemesi  $\tau_{em}= 200$  daN/cm<sup>2</sup> 'lik bir emniyete sahip olduğuna göre milin çapını hesaplayınız.

### **Çözüm 5.2**

Döndürme momenti etkisindeki bu mil burulmaya zorlanmaktadır. Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em}$$

Burada burulma momenti

BG

$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{12}{1400} = 614 \text{ daNcm}$$

devir / dk

ve burulmaya göre mukavemet momenti  $W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$  alınarak yukarıdaki eşitlikte

$\tau_{em}= 200$  daN/cm<sup>2</sup> değeri de yerine yazılırsa milin çapı

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 614}{\pi \cdot 200}} = 2,50 \text{ cm}$$

Böylece standart mil çapı olarak  $d = 25$  mm alınır.

### **Problem 5.3**

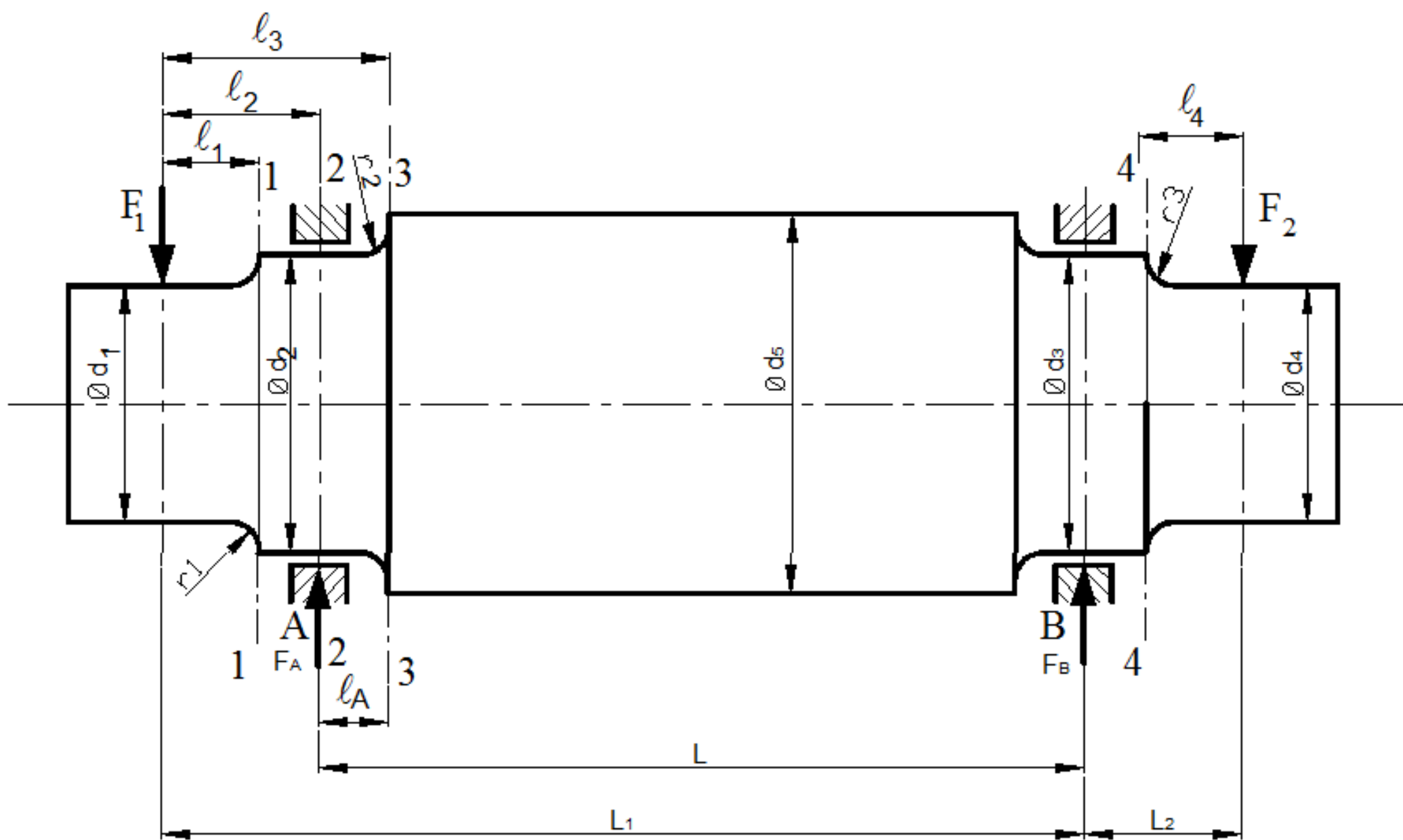
Şekil 5.3'deki dönen aks, aynı düzlemde bulunan  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetleri ile yüklenmiştir. Değişken eğilme zorlanması etkisindeki aks Fe70 çeliğinden yapılmıştır. Yatakların bulunduğu geçiş bölgelerinde yüzey işçiliği ince talaş alma şeklinde olup (hassas-▽▽▽) kalitesindedir. İşletme emniyeti katsayısı 2 alınacaktır.

Verilen diğer büyüklükler:

$F_1=4600$  daN,  $F_2=4200$  daN,  $L=380$  mm,  $L_1=510$  mm,  $L_2=110$  mm,  $l_1=50$  mm,  $l_2=130$  mm,  $l_3=190$  mm,  $l_4=30$  mm,  $l_A=60$  mm,  $d_1=d_4=80$  mm,  $d_2=d_3=100$  mm,  $d_5=120$  mm,  $r_1=r_3=8$  mm ve  $r_2=10$  mm' dir.

İstenenler:

- A ve B yataklarındaki tepki kuvvetlerini hesaplayınız.
- 1-1, 2-2, 3-3 ve 4-4 kesitlerindeki eğilme gerilmelerinin değeri nedir?
- En tehlikeli kesit hangisidir? Bu kesitteki emniyet gerilmesini hesaplayarak aksın, etkisinde kaldığı bu zorlanmalara dayanıp dayanamayacağını söyleyiniz.



**Şekil 5.3**



### **Çözüm 5.3**

a) Yataklardaki tepki kuvvetleri:

A noktasına göre moment alınırsa,

$$-F_1 \cdot l_2 - F_B \cdot L + F_2 \cdot (L + L_2) = 0$$

Buradan

$$F_B = \frac{F_2(L + L_2) - F_1 \cdot l_2}{L} = \frac{4200 \cdot (380 + 110) - 4600 \cdot 130}{380}$$

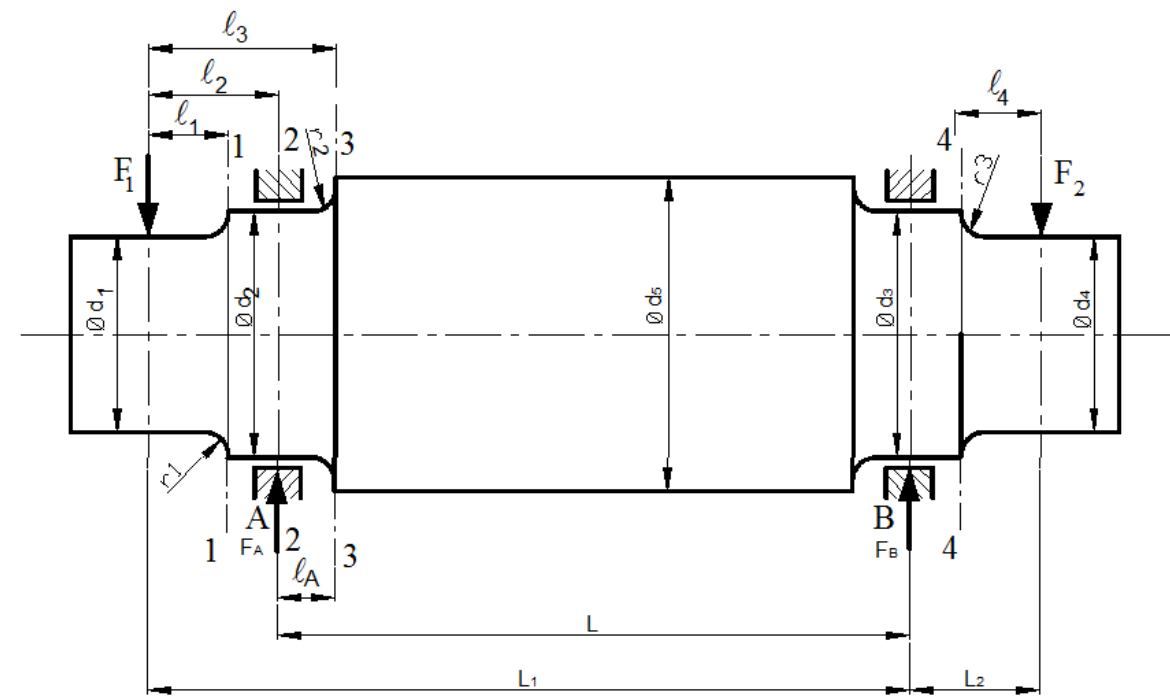
$$F_B = 3842 \text{ daN}$$

bulunur. Düşey kuvvetler toplamından

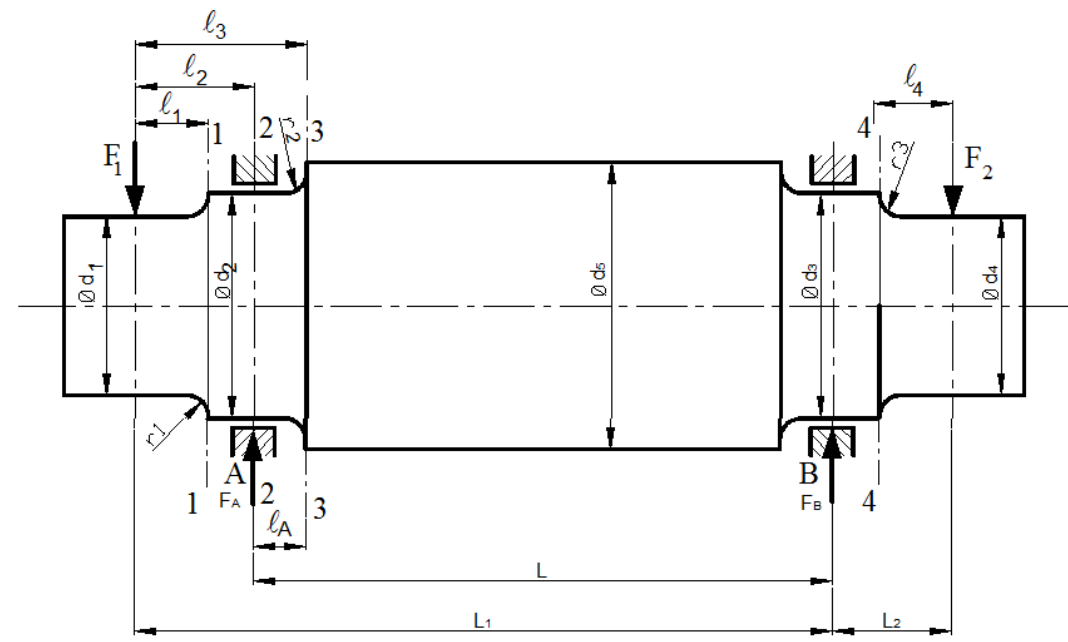
$$-F_1 + F_A + F_B - F_2 = 0$$

$$F_A = (F_1 + F_2) - F_B = (4600 + 4200) - 3842 = 4958 \text{ daN}$$

olarak bulunur.



**Şekil 5.3**



Şekil 5.3

c) Eğilme momentleri:

$$M_{e1-1} = F_1 \cdot l_1 = 4600 \cdot 5 = 23000 \text{ daNcm}$$

$$M_{e2-2} = F_1 \cdot l_2 = 4600 \cdot 13 = 59800 \text{ daNcm}$$

$$M_{e3-3} = F_1 \cdot l_3 - F_A \cdot l_A = 4600 \cdot 19 - 4958 \cdot 6 = 57652 \text{ daNcm}$$

$$M_{e4-4} = F_2 \cdot l_4 = 4200 \cdot 3 = 12600 \text{ daNcm}$$

Eğilme mukavemet momentleri:

$$W_{e1-1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 8^3}{32} = 50,26 \text{ cm}^3$$

$$W_{e2-2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,2 \text{ cm}^3$$

Burada,  $d_1 = d_4$  olduğundan  $W_{e1-1} = W_{e4-4}$  ve  $d_2 = d_3$  olduğundan

$W_{e2-2} = W_{e3-3}$  olmaktadır.

Eğilme gerilmeleri:

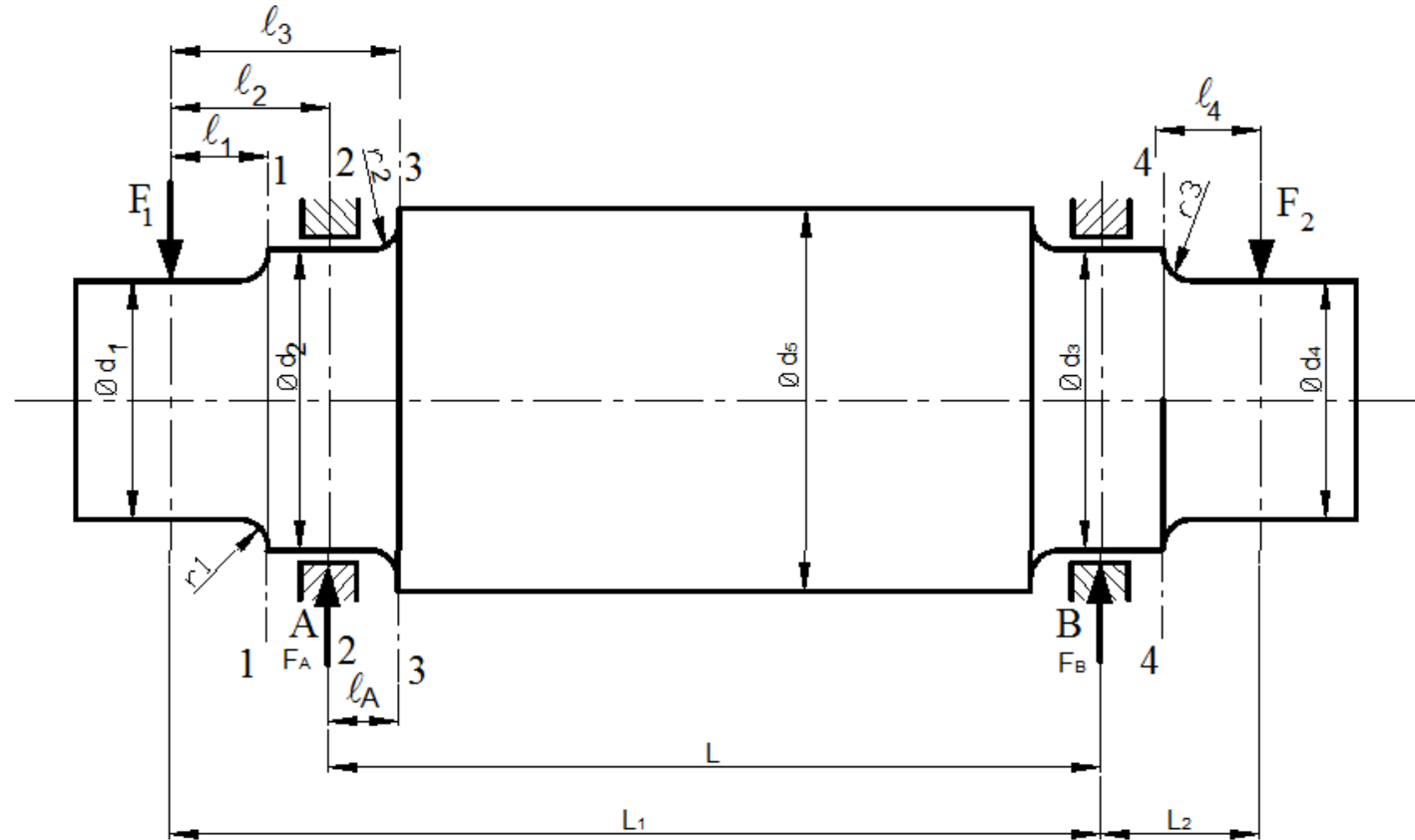
$$\sigma_{e1-1} = \frac{M_{e1-1}}{W_{e1-1}} = \frac{23000}{50,26} = 457,6 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e2-2} = \frac{M_{e2-2}}{W_{e2-2}} = \frac{59800}{98,2} = 609 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e3-3} = \frac{M_{e3-3}}{W_{e3-3}} = \frac{57652}{98,2} = 587 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e4-4} = \frac{M_{e4-4}}{W_{e4-4}} = \frac{12600}{56,26} = 250,7 \text{ daN/cm}^2$$

olarak bulunur.



Şekil 5.3

c) Tehlikeli kesit:

Çentik etkisi nedeniyle ikinci büyük gerilmenin var olduğu 3-3 kesiti tehlikeli kesittir. Bu kesitteki emniyet gerilmesi,

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S} \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

eşitliği ile hesaplanacaktır. Burada  $S=2$ , Fe70 için  $\sigma_{değ}=3200$  daN/cm<sup>2</sup>, ( $\nabla\nabla\nabla$ ) kalitesi ve  $\sigma_K=70$  daN/mm<sup>2</sup> için  $b_1=0,87$ ,  $d=100$  mm için  $b_o=0,6$ ,  $t=10$  mm ve  $\rho=10$  mm olduğundan  $\rho/t=1$  ve  $d/D=100/120=0,833$  için (Şek.2.15'den)  $\alpha_k=1,7$  dir.

Diğer taraftan

$$\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{\rho} = \frac{2}{100} + \frac{2}{10} = 0,22$$

ve  $\sigma_K=70$  daN/mm<sup>2</sup> için  $\delta_w=1,04$  olarak okunur (Şek.2.19).

Böylece çentik faktörü

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{\delta_w} = \frac{1,7}{1,04} = 1,63$$

olarak bulunur. Buna göre

$$\sigma_{em} = \frac{3200 \cdot 0,87 \cdot 0,6}{1,63 \cdot 2} = 512,4 \text{ daN/cm}^2\text{}$$

O halde  $\sigma_{e3-3}=587$  daN/cm<sup>2</sup> >  $\sigma_{em}=512,4$  daN/cm<sup>2</sup> olduğundan bu aks emniyetli değildir.

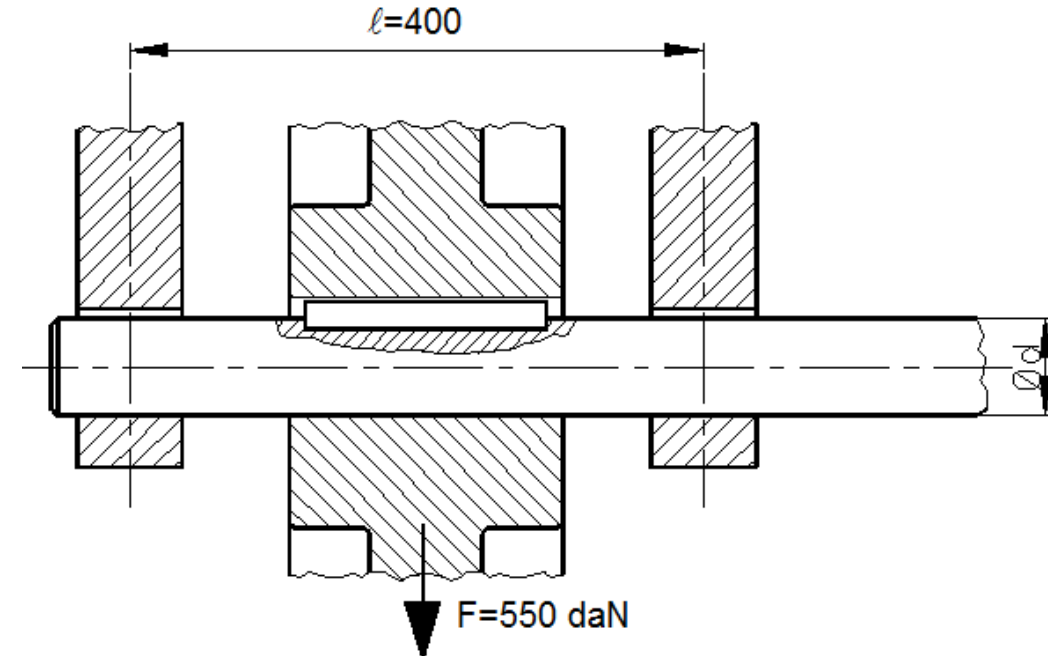
### **Problem 5.4**

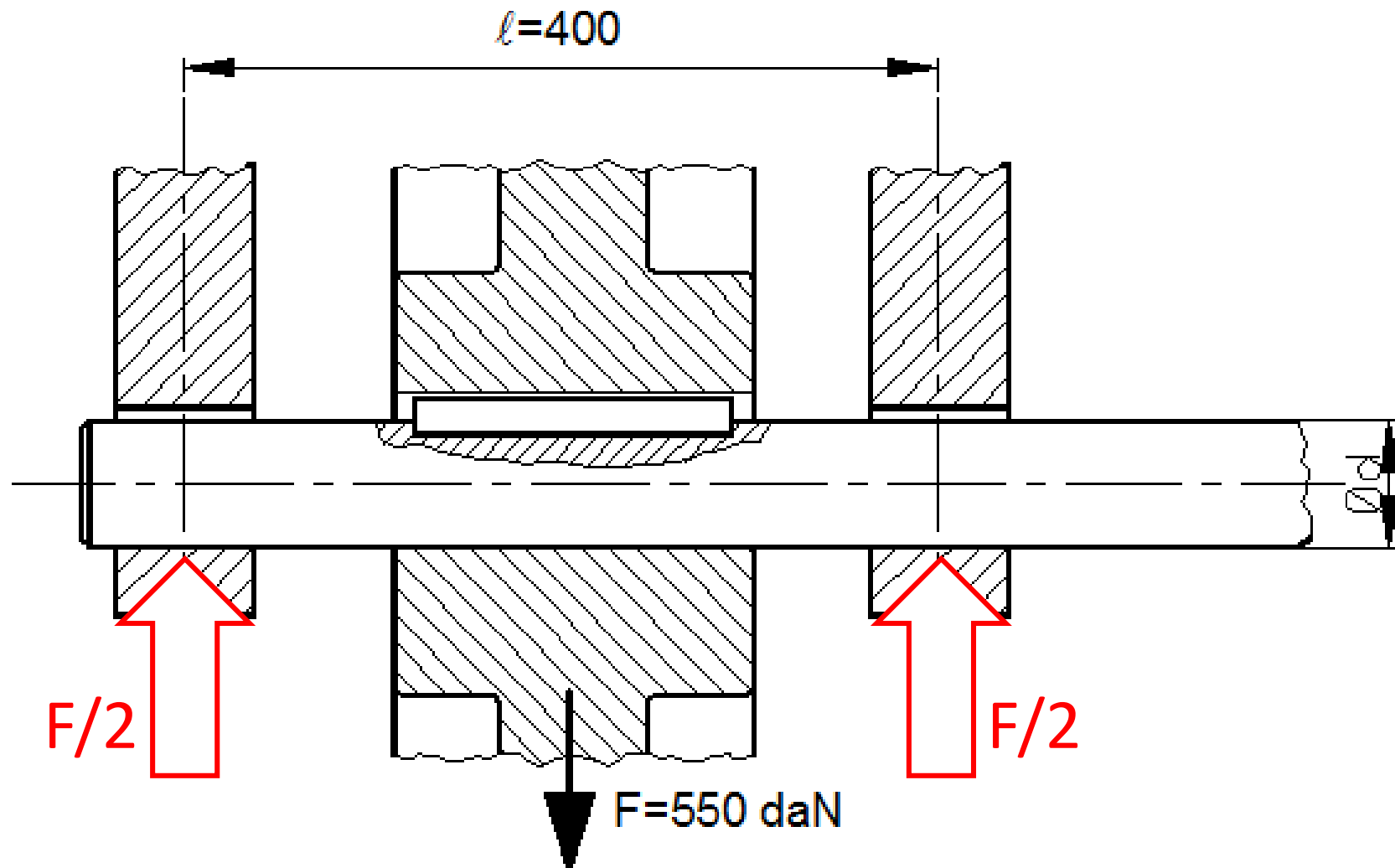
Çapı 50 mm olan bir mil ve buna feder (paralel kama) ile bağlanmış bir kayış kasnağı, aralarında 400 mm bulunan iki yatak üzerinde çalışmaktadır (Şekil 5.4). Kasnaktan mile gelen yük 550 daN ve taşınan döndürme momentinin büyüklüğü  $M_b=3000$  daNcm'dir. Döndürme momenti statik olarak tesir etmekte, buna karşılık eğilme momenti değişken bir eğilme gerilmesi meydana getirmektedir. Yük tesir noktası yataklara göre tam ortada olduğu kabul edilecektir. Buna göre milin emniyetle bu zorlanmaları taşıyıp taşıyamayacağını kontrol ediniz. Mil malzemesi Fe50 çeliğidir.

### **Çözüm 5.4**

Sistem eğilme ve burulma zorlanmalarının (bileşik zorlanma) etkisindedir.

Eğilme momenti





Şekil 5.4

$$M_e = \frac{F}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = \frac{550}{2} \cdot \frac{40}{2} = 5500 \text{ daNcm}$$

Eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 5^3}{32} = 12,27 \text{ cm}^3$$

Eğilme gerilmesi

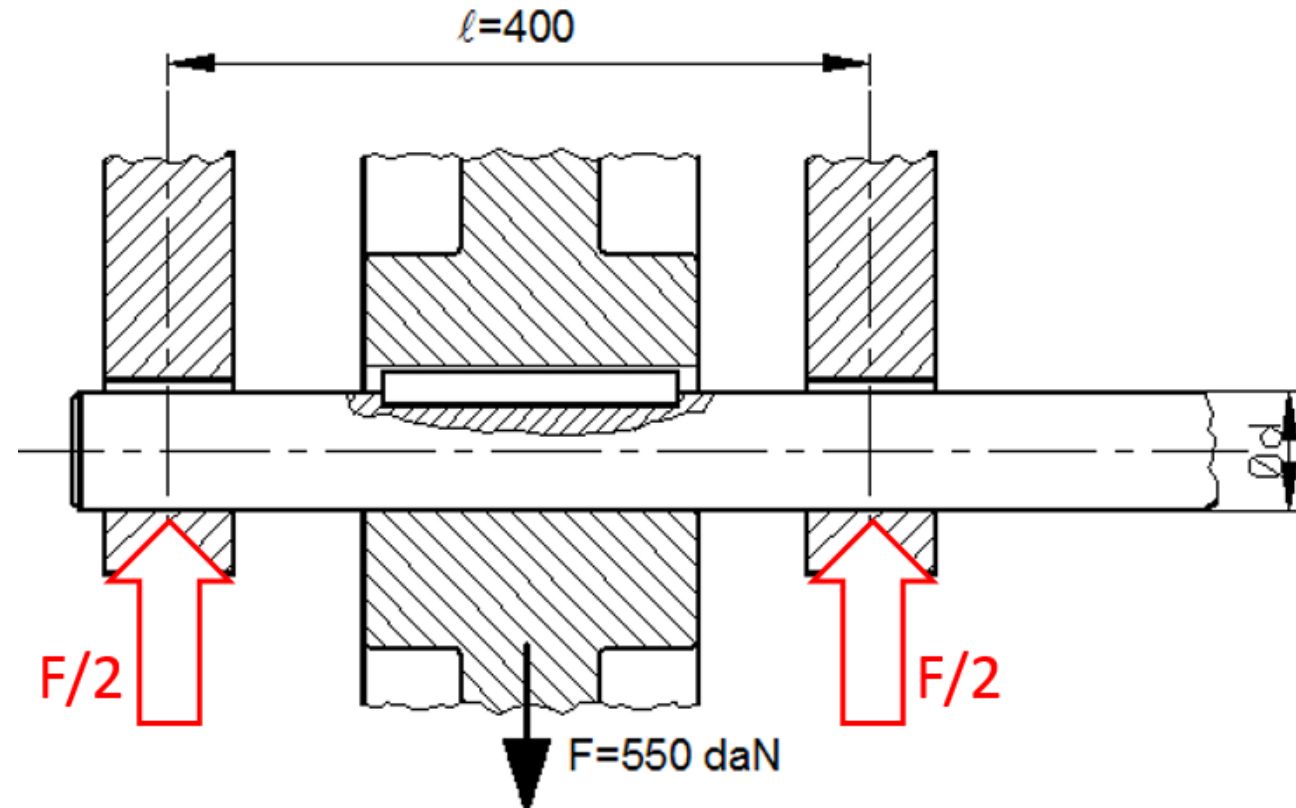
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{5500}{12,27} = 448 \text{ daN/cm}^2$$

Burulma mukavemet momenti

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 5^3}{16} = 24,54 \text{ cm}^3$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{3000}{24,54} = 122 \text{ daN/cm}^2$$



Maksimum kayma gerilmesi (Mohr) varsayımına göre bileşik gerilme

$$\begin{aligned}\sigma_{eş} &= \sqrt{\sigma_e^2 + 4 \cdot \tau_b^2} \leq \sigma_{em} \\ &= \sqrt{(448)^2 + 4 \cdot (122)^2} = 510 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

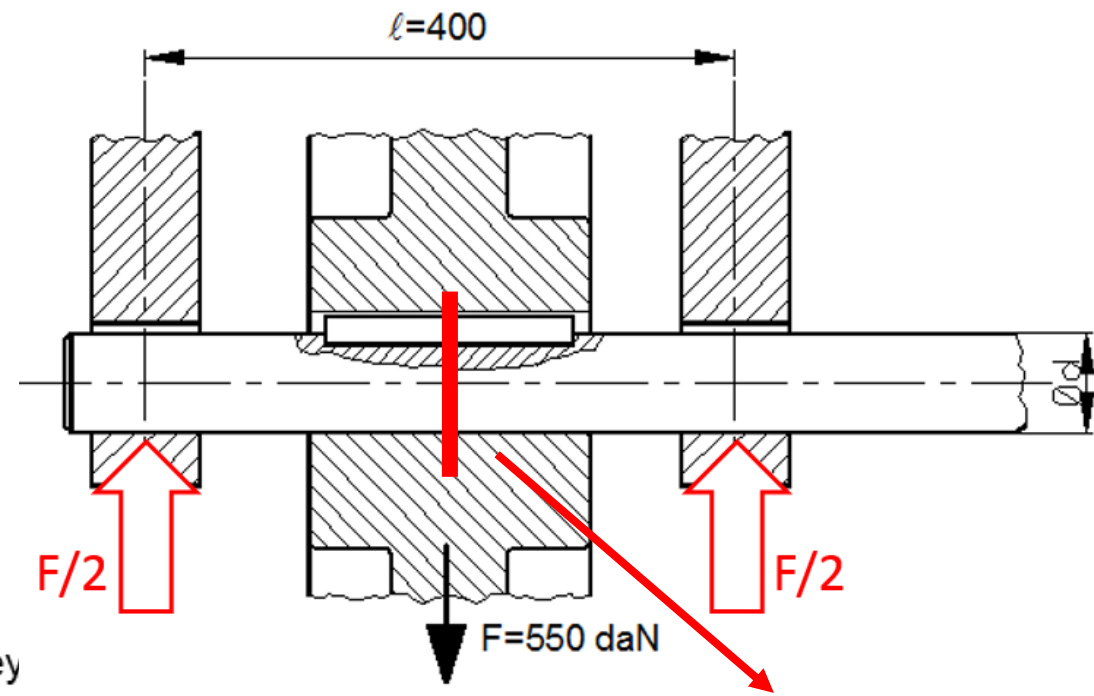
Milin emniyet gerilmesi

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_1 \cdot b_o}{\beta_k \cdot S}$$

Burada  $\sigma_{değ} = 2400 \text{ daN/cm}^2$  (Fe50 mil malzemesi için),  $b_1 = 1$  (hassas yüzey  $\nabla\nabla\nabla$  kalitesi için),  $b_o = 0,7$  ( $d = 50 \text{ mm}$  çap için),  $\beta_k = 1,6$  (freze ile açılmış kama yuvası için) ve  $S = 2$  (değişken eğilme zorlanması için – kabul) olduğuna göre

$$\sigma_{em} = \frac{2400 \cdot 1 \cdot 0,7}{1,6 \cdot 2} = 525 \text{ daN/cm}^2$$

Buna göre  $\sigma_{değ} = 510 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 525 \text{ daN/cm}^2$  olup mil emniyetlidir.

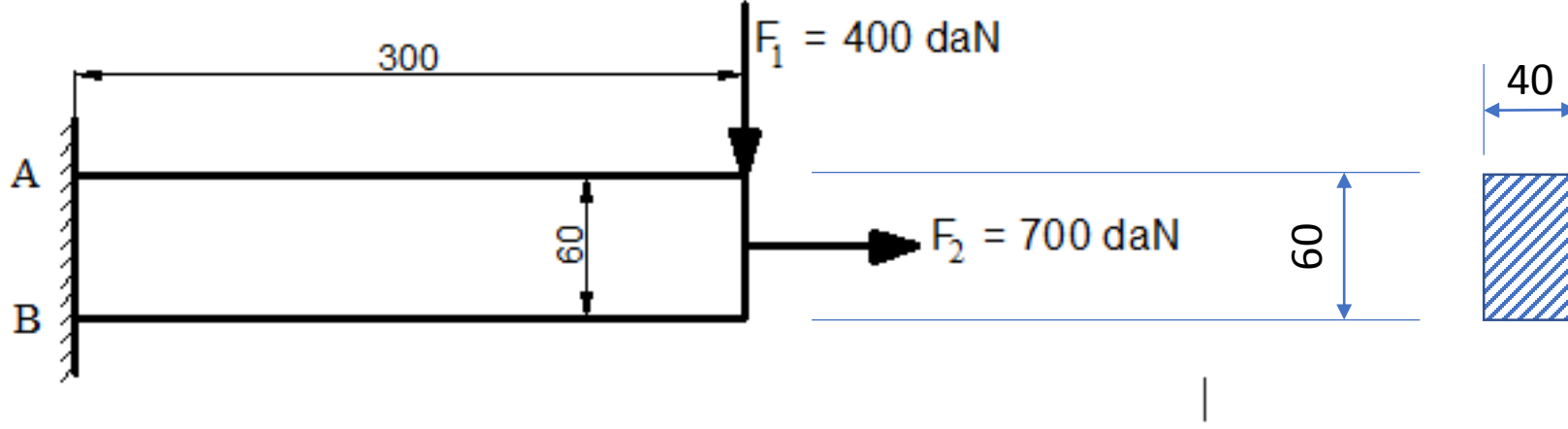


Hesaplanan kesit



### **Problem 5.5**

Dikdörtgen kesitli bir makina elemanı Şekil 5.5'deki gibi bir ucundan ankastre olarak bağlanmıştır. Elemanın ankastre olduğu yerdeki (A ve B noktaları) gerilmeleri hesaplayınız. Genişlik  $b = 40$  mm'dir.



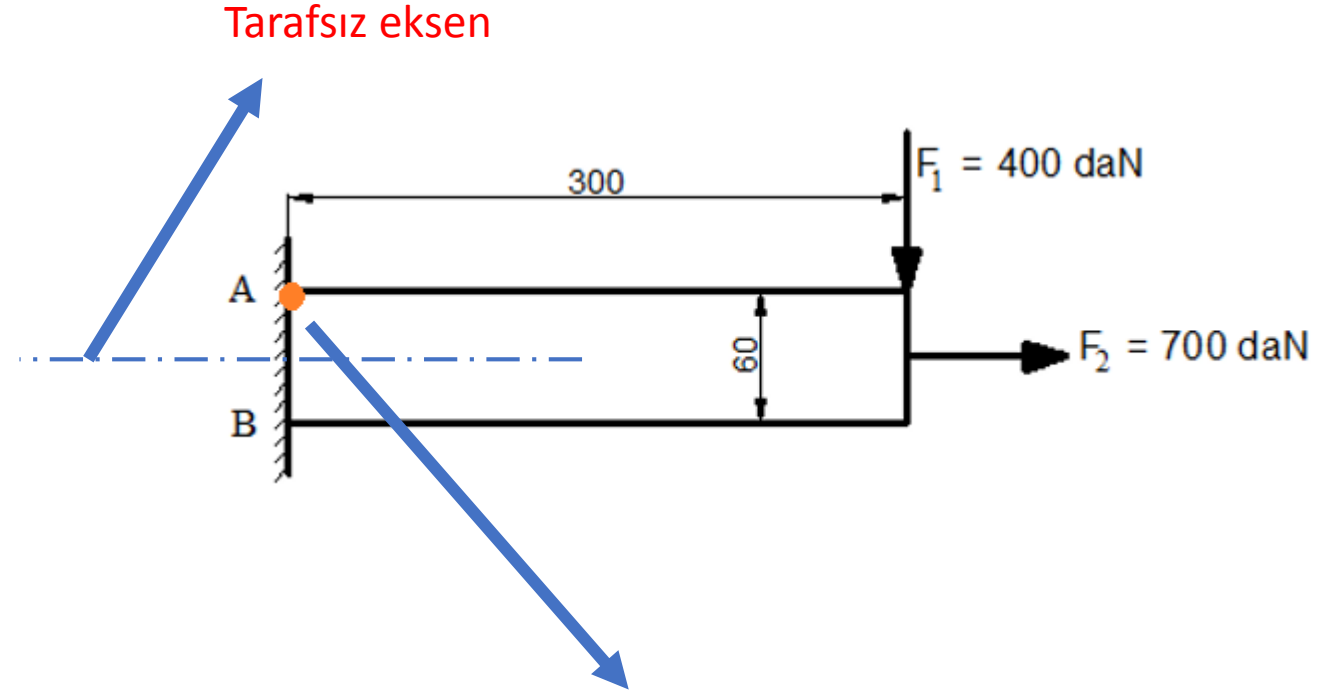
**Şekil 5.5**

### **Çözüm 5.5**

A noktasında çekme ve çekme etkili eğilme gerilmesi ile B noktasında çekme ve basma etkili eğilme gerilmesi vardır.

A noktasındaki normal gerilme

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= \sigma_\zeta + \sigma_e \\
 &= \frac{F_2}{A} + \frac{M_e}{W_e} \\
 &= \frac{700}{4.6} + \frac{30.400}{\frac{4.6^2}{6}} = 29,16 + 500 = 529,16 \text{ daN/cm}^2
 \end{aligned}$$



**Kesitteki tehlikeli nokta**

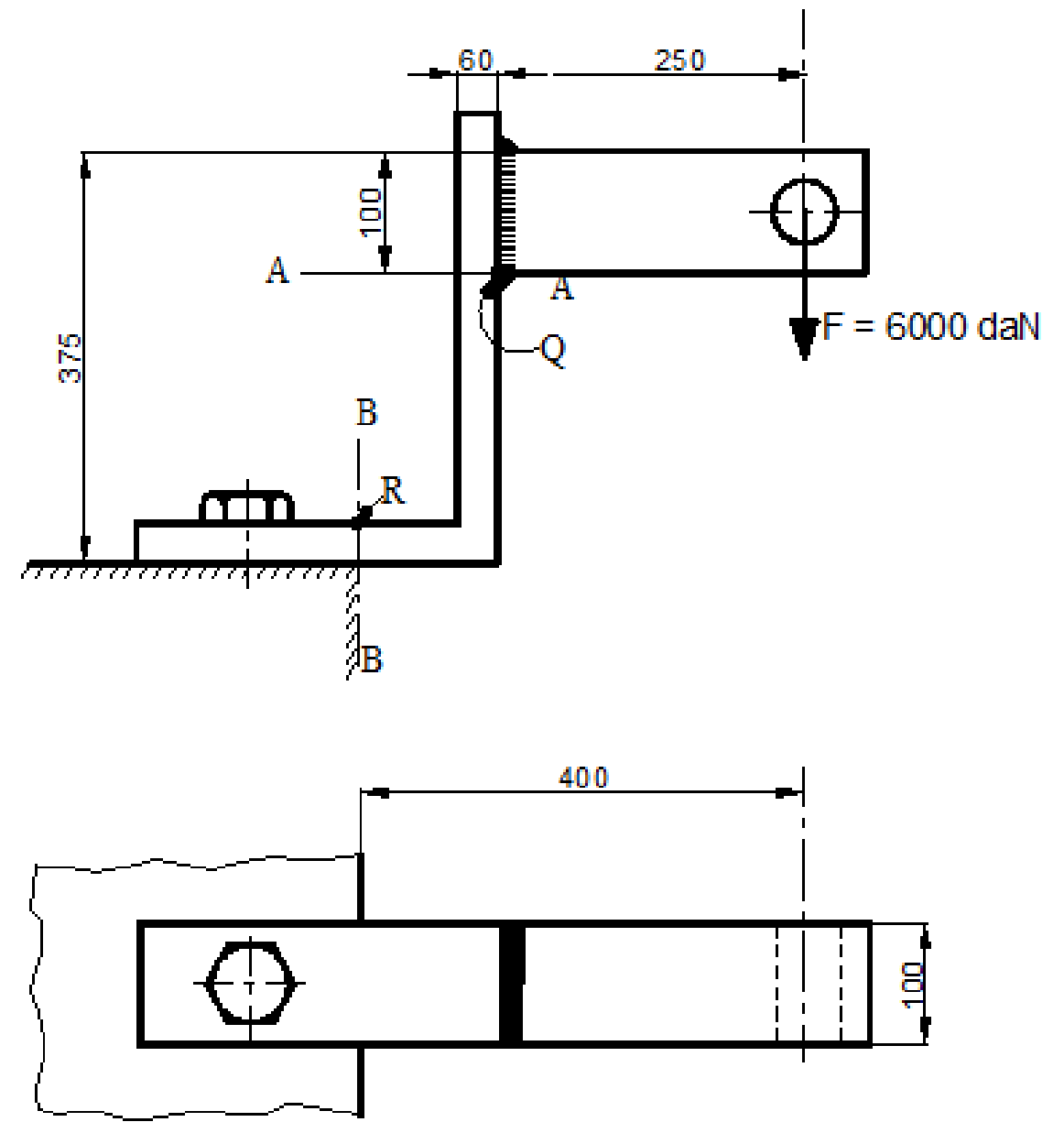
B noktasındaki normal gerilme

$$\sigma_x = \frac{F_2}{A} - \frac{M_e}{W_e} = 29,16 - 500 = -470,84 \text{ daN/cm}^2$$

olarak bulunur.

**Problem 5.6**

Şekil 5.6'daki askı tertibatında yapılan kaynak dikişi kusursuz olup malzeme iki mukavemettir. Bu askı tertibatında A-A ve B-B kesitlerindeki gerilimi hesaplayınız.



Şekil 5.6

### Çözüm 5.6

a) A-A kesiti

Eğilme ve bası gerilmesi etkisindedir.

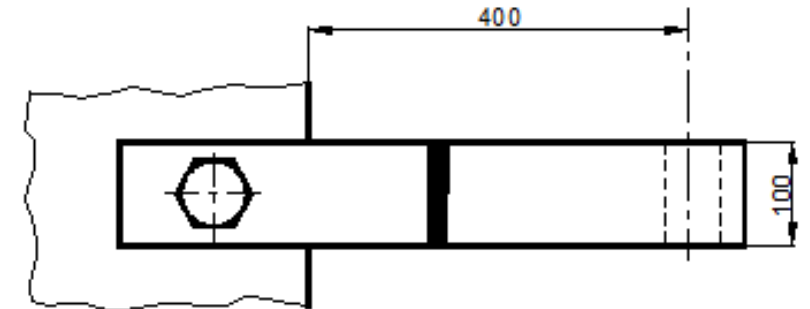
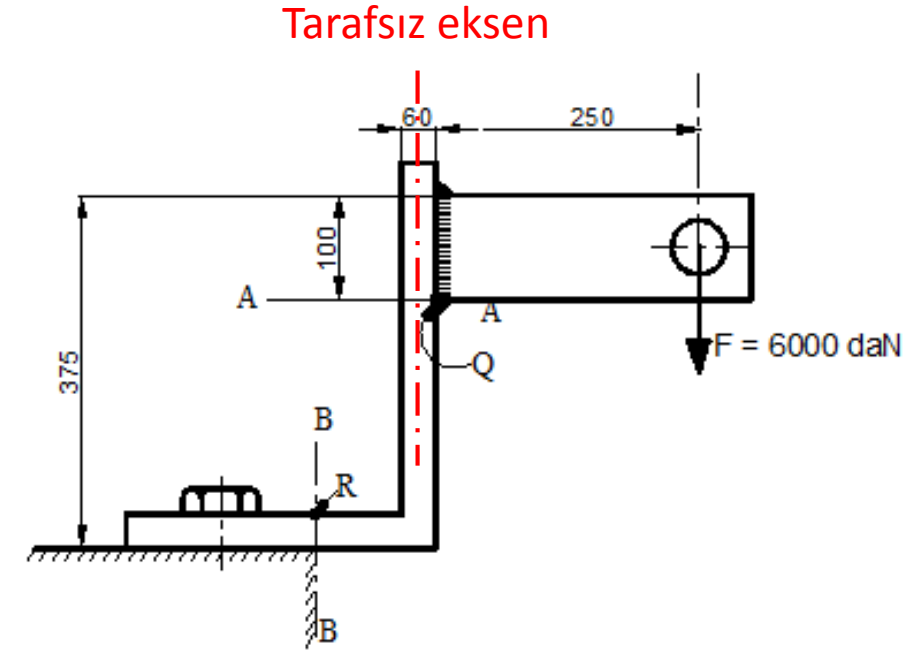
$$M_e = (25 + 3) \cdot 6000 = 168000 \text{ daNcm}$$

$$W_e = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{10 \cdot 6^2}{6} = 60 \text{ cm}^3$$

Bu kesitte Q noktası göz önüne alınırsa, basma etkili eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = -\frac{M_e}{W_e} = -\frac{168000}{60} = -2800 \text{ daN/cm}^2$$

ve basma gerilmesi



Şekil 5.6

$$\sigma_b = -\frac{F}{b.h} = -\frac{6000}{10.6} = -100 \text{ daN/cm}^2$$

Böylece

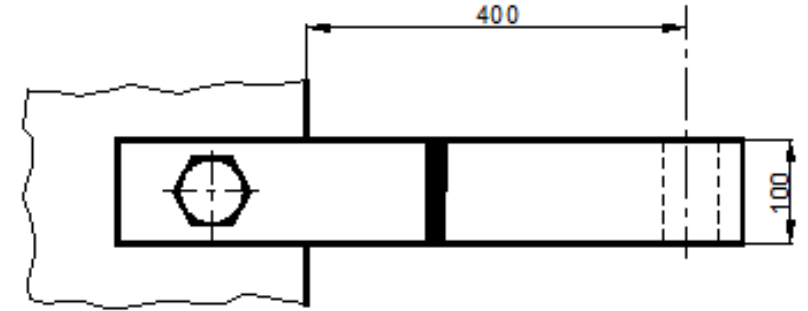
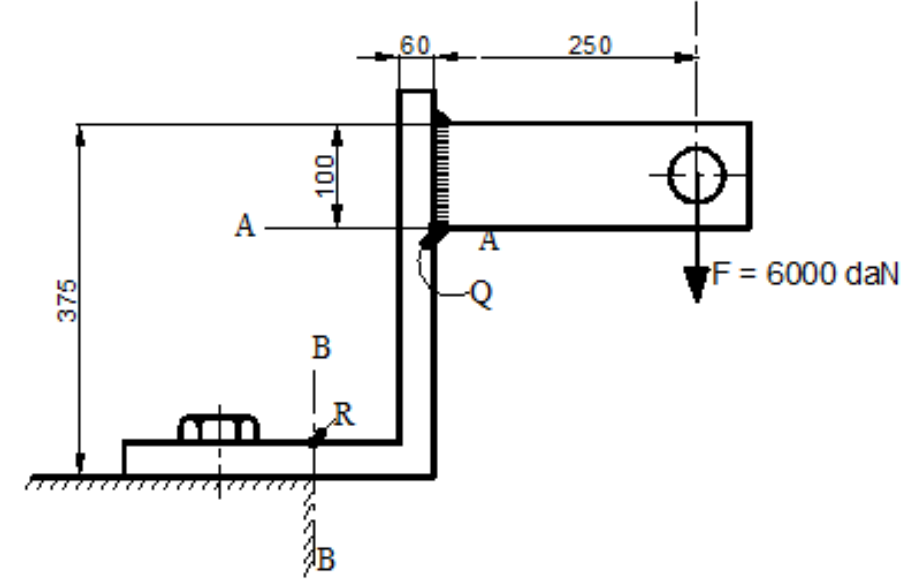
$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b = -2800 - 100 = -2900 \text{ daN/cm}^2$$

b) B-B kesiti

$$M_e = 6000 \cdot 40 = 240000 \text{ daNcm}$$

Bu kesitte R noktasındaki gerilme göz önüne alındığında, çekme etkili eğilme gerilmesi söz konusudur.

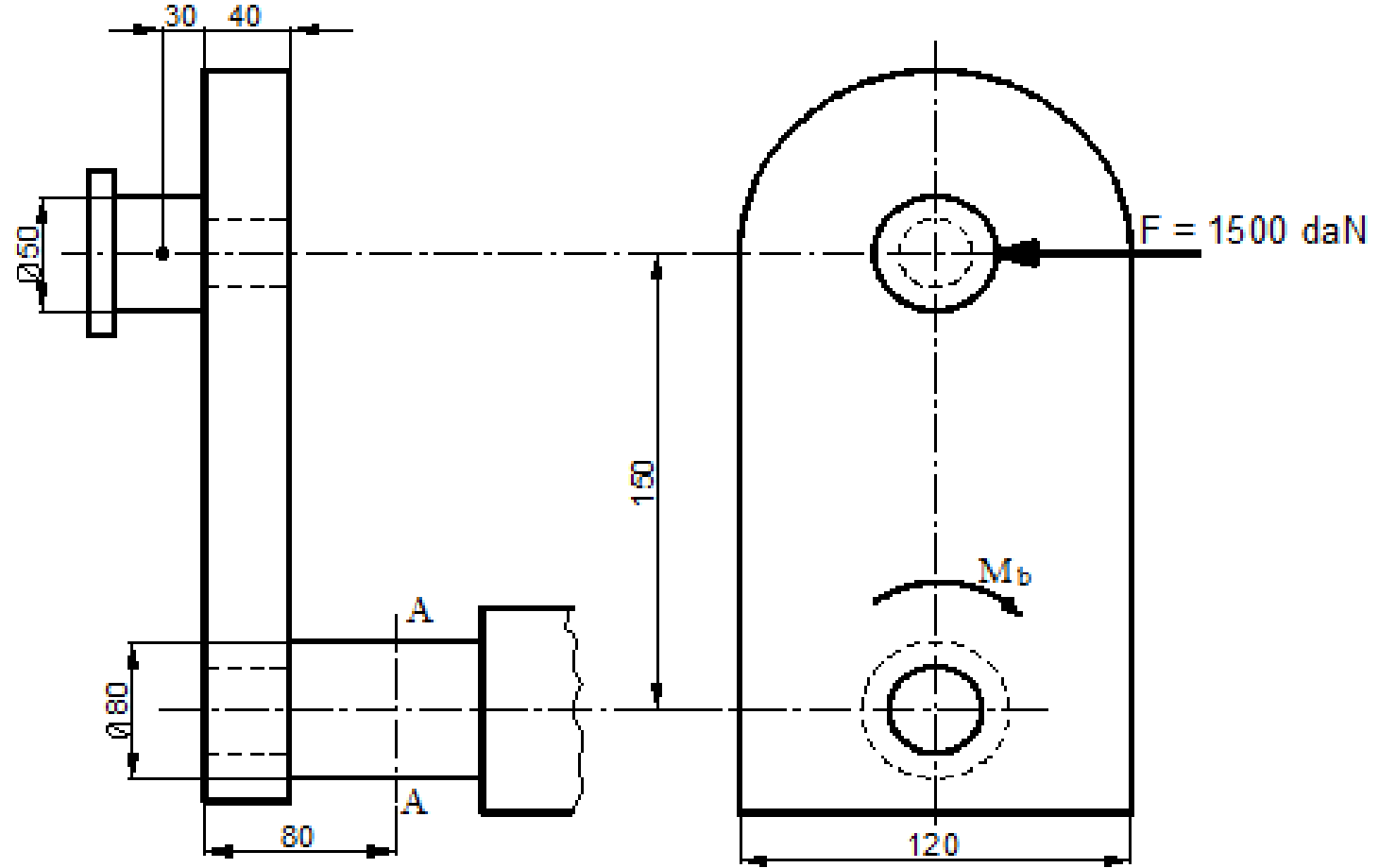
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{240000}{60} = 4000 \text{ daN/cm}^2$$



Şekil 5.6

### Problem 5.7

Şekil 5.7'de görülen ve pres geçme birleştirilmiş parçalı krank milinin biyel muylusuna etkiyen kuvvet  $1500 \text{ daN}$ 'dur. Krank milinin A-A kesitindeki en büyük normal ve kayma gerilmelerini hesaplayınız.



Şekil 5.7

### Çözüm 5.7

Eğilme momenti

$$M_e = 1500 \cdot (8 + 3) = 16500 \text{ daNcm}$$

Döndürme momenti

$$M_b = 1500 \cdot 15 = 22500 \text{ daNcm}$$

Eğilme ve burulma mukavemet momentleri

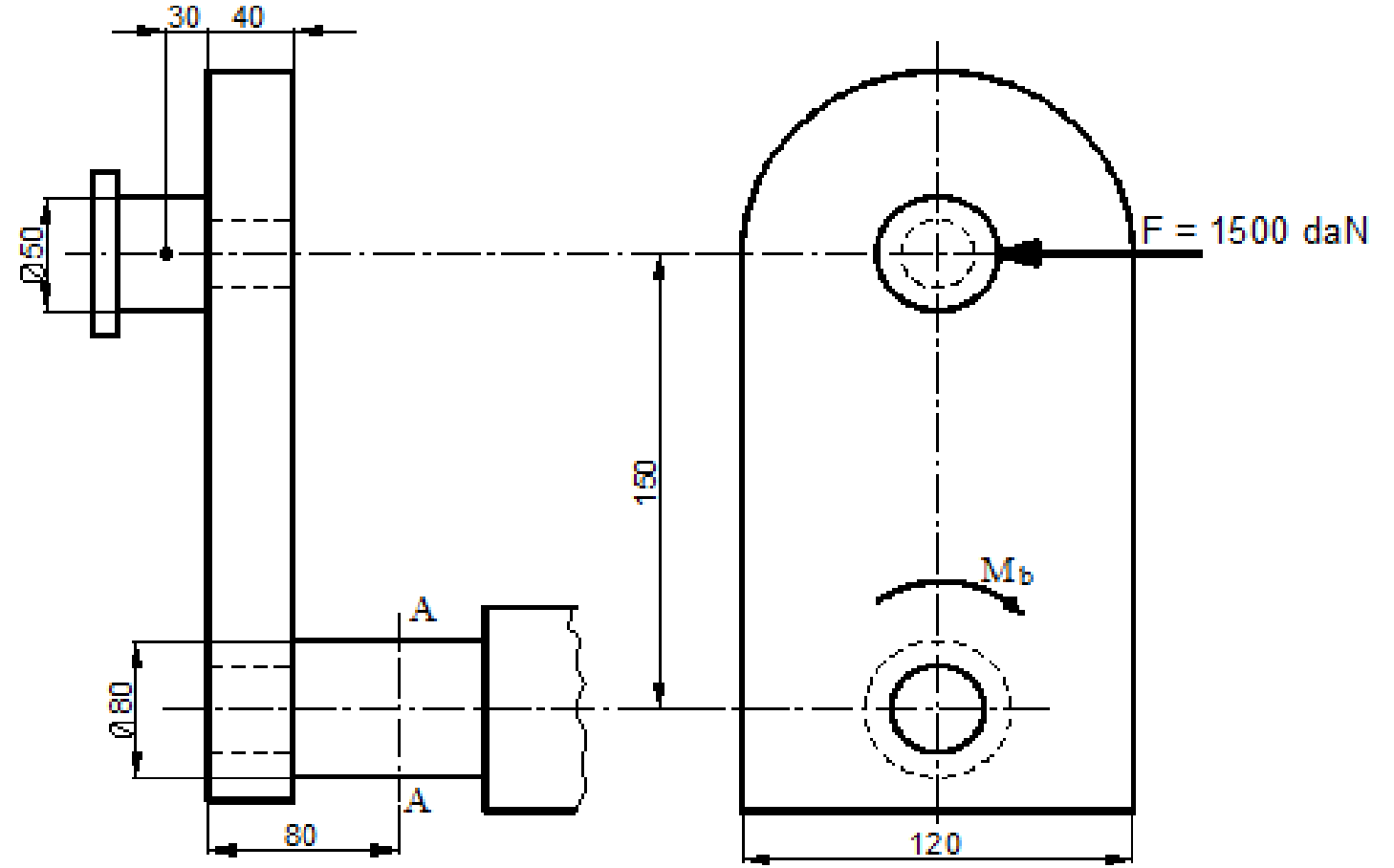
$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 8^3}{32} = 50,26 \text{ cm}^3$$

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 8^3}{16} = 100,52 \text{ cm}^3$$

veya

$$W_b = 2 \cdot W_e = 2 \cdot 50,26 = 100,52 \text{ cm}^3$$

Kesitte oluşan eğilme gerilmesi



Şekil 5.7

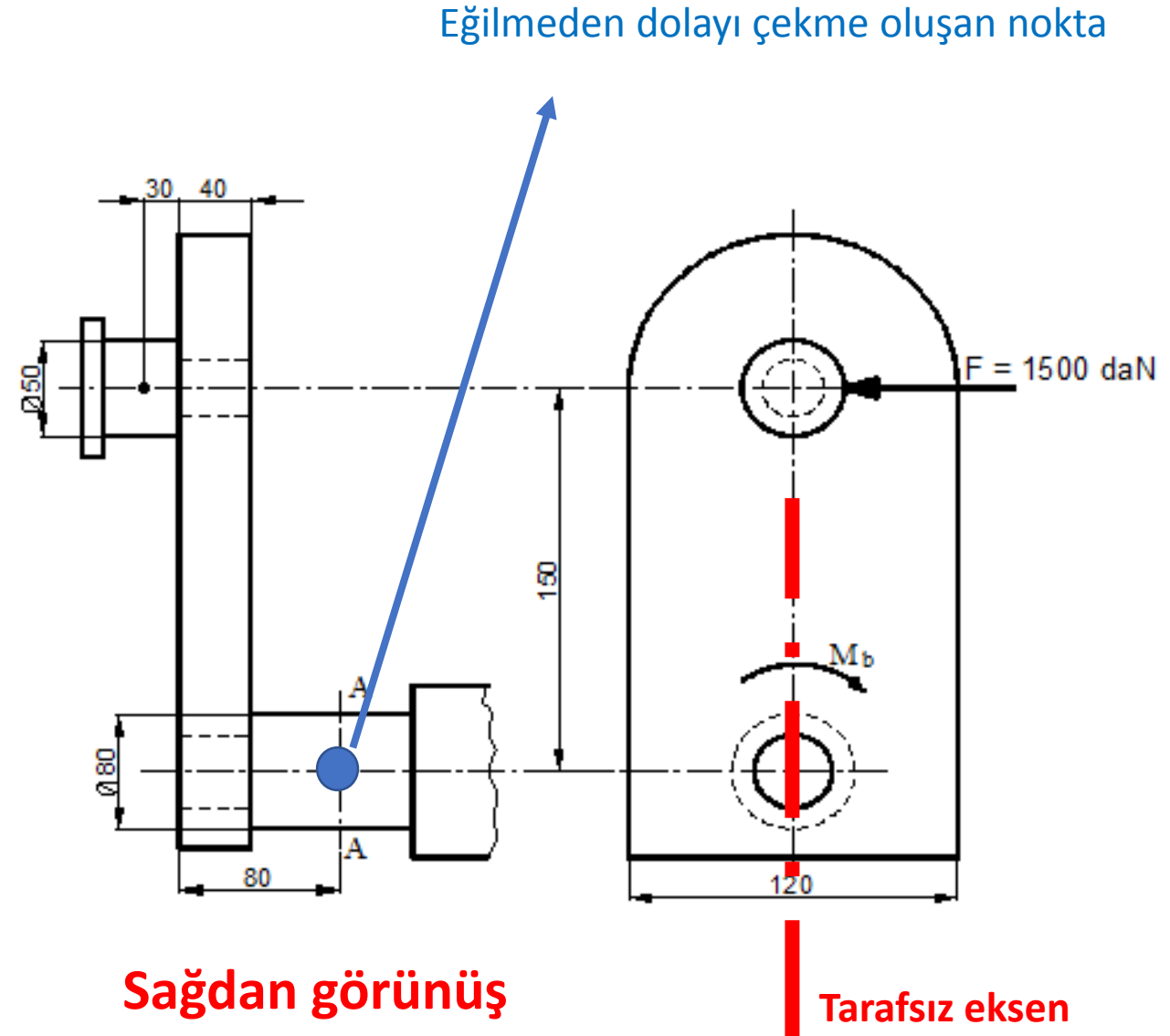
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{16500}{50,26} = 328,3 \text{ daN/cm}^2$$

ve kayma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{22500}{100,52} = 223,8 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{e\vartheta_{A-A}} = \sqrt{(\sigma_e^2 + 4\tau_b^2)}$$

$$\sigma_{e\vartheta_{A-A}} = \sqrt{(328,3^2 + 4(223,8)^2)}$$

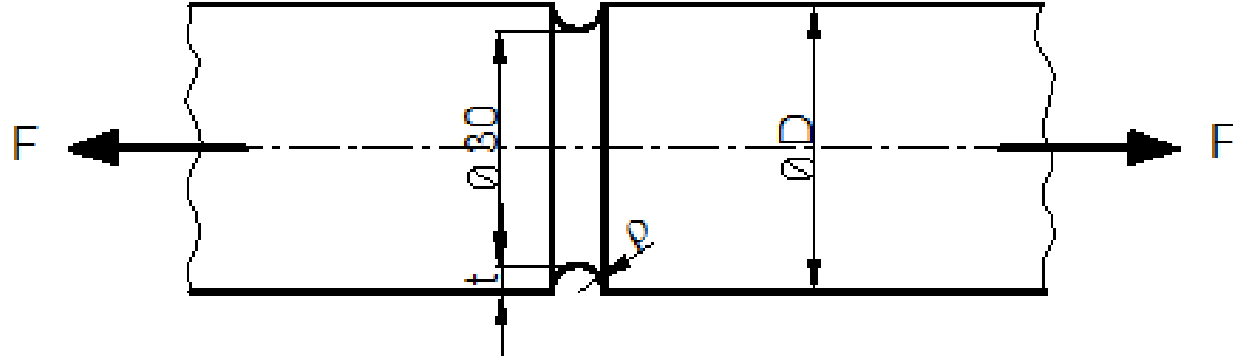


Şekil 5.7



### **Problem 5.10**

Segman yuvası açılmış kısmındaki  $\varnothing 30$  mm olan silindirik bir çubuk Fe42 çeliğinden yapılmış olup eksenel yönde 6200 daN'luk bir kuvvet etkisindedir. En az 1,25'lik emniyeti koruyabilmek bakımından çubuğun D çapı ne olmalıdır? ( $\rho/t= 1$ ).



**Şekil 5.10**

### **Çözüm 5.10**

Düz çubuk konumundaki çekme gerilmesi

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{6200}{\frac{\pi \cdot 3^2}{4}} \cong 877 \text{ daN/cm}^2$$

Bu durumdaki çubukta emniyet katsayısı (Fe42 için  $\sigma_{Ak} = 25 \text{ daN/mm}^2$ )

$$S = \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{\varphi}} = \frac{2500}{877,2} = 2,85$$

Çubukta  $S' = 1,25$ 'lik emniyet istendiğine göre kesitteki gerilme değeri

$$\sigma_{nom} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = \frac{2500}{1,25} = 2000 \text{ daN/cm}^2$$

olmalıdır. Diğer taraftan açılan kanalın oluşturduğu çentik etkisi nedeniyle gerilme birikimi söz konusu olacaktır. Buna göre çubuktaki en büyük gerilme

$$\sigma_{\varphi maks} = \alpha_k \cdot \sigma_{\varphi}$$

bağıntısından şekil faktörü

$$\alpha_k = \frac{2000}{877,2} = 2,28$$

olarak bulunur. ( $\rho/t=1$ ) ve  $\alpha_k = 2,28$  için grafikten (Şekil 2.16) d/D=0,87 değeri okunuyor. O halde milin büyük çapı

$$D = d / 0,83 = 30 / 0,87 \cong 34,48 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Ancak standart mil çapı  $D = 35 \text{ mm}$  alınmalıdır.

# CIVATALI BAĞLANTILAR



## 13. CIVATA BAĞLANTILARI

### 13.1. Tanım ve Genel Özellikler

Cıvatalar, teknikte en çok kullanılan ve çözülebilen bağlantılar yapılmasına yarayan makina elemanlarıdır. Cıvata esas itibarıyla silindirik bir gövde ve bu gövde üzerine belirli kurallara göre açılmış girinti ve çıkıntılardan (vida) meydana gelmiştir. Cıvata bağlantısında karşı parçayı oluşturan somun da aynı kurala göre bir delik içine açılmış vidadan ibarettir.

Cıvataların kullanma yerleri çok çeşitlidir. Bunlardan bazıları:

- a) Bağlama elemanı olarak: dişli kutusu, yatak gövdesi ve makinaların temele tespitinde; makina elemanları, boru flensleri, silindir kapakları, çelik yapılar gibi birleştirme yerlerinde,
- b) Gergi elemanı olarak: yüksek gerilim hatları, halat bağlantıları ve ön gerilmeli sistemlerde,
- c) Kapama elemanı olarak: çeşitli akışkanların sızdırmazlığı işlerinde (örneğin yağ delikleri gibi yerlerde-kör tapa),
- d) Ayar elemanı olarak: aşınma ve boşluk ayarı gereken yerlerde, hadde tesislerinde aralık ayarı gereken yerlerde,
- e) Ölçme elemanı olarak: mikrometre gibi ölçü aletlerinde ölçme elemanı olarak,
- f) Hareket ve kuvvet iletim elemanı olarak: vidalı pres, mengene, kriko, torna tezgahı ana milleri gibi yerlerde hareket ve kuvvet iletmek amacıyla, kullanılmaktadır.

Cıvata bağlantıları bu geniş uygulama alanına rağmen bazı sakıncaları da beraberinde bulundurmaktadır. Bu sakıncaların bilinmesi ve uygulamada göz önünde bulundurulması gerekir. Bunlardan bazıları:

- a) Ön gerilmeli bağlantılara işletme kuvveti etkidiğinde ön gerilme kuvvetinde azalma olur.
- b) Zamanla gevşeme (çözülme) gösterir.
- c) Cıvata vidası nedeniyle çentik etkisi büyüktür.
- d) Vida dişleri arasındaki boşluklar nedeniyle iyi bir merkezleme elemanı değildir.
- e) Özellikle hareket vidalarında verim oldukça düşüktür.



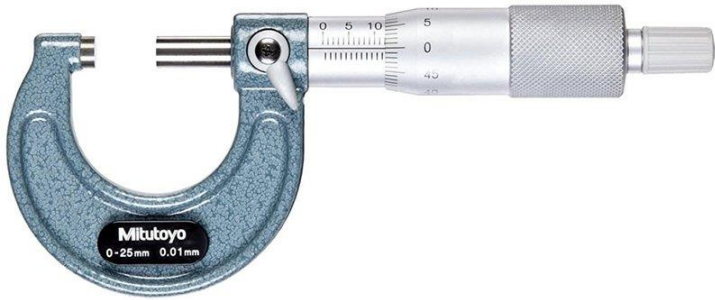
Gergi elemanı



Bağlantı elemanı



Vidalı körtapa



Ölçme elemanı



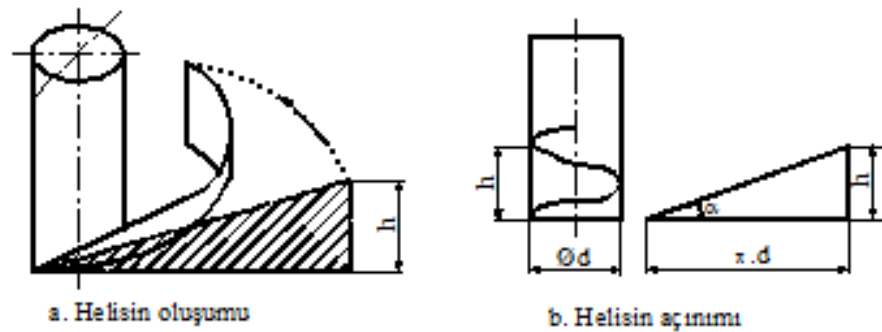
Hadde ayarı



Vidalı pres

Cıvata bağlantılarında, cıvata ile somunun eş çalışma şartından dolayı her ikisindeki vida profilinin aynı olması gerekir. Vida profili adı verilen dış şekli bir silindir üzerine (veya silindirik bir delik içine) bir helis eğrisi boyunca sarılarak vida dişleri elde edilir (Şek.13.1 ve Şek.13.2).

Taban uzunluğu  $\pi \cdot d$  ve yüksekliği  $h$  olan bir dik üçgenin tabanı, çapı  $d$  olan bir silindir üzerine sarıldığında bu üçgenin hipotenüsünün izlediği yola helis adı verilir (Şek.13.1b)

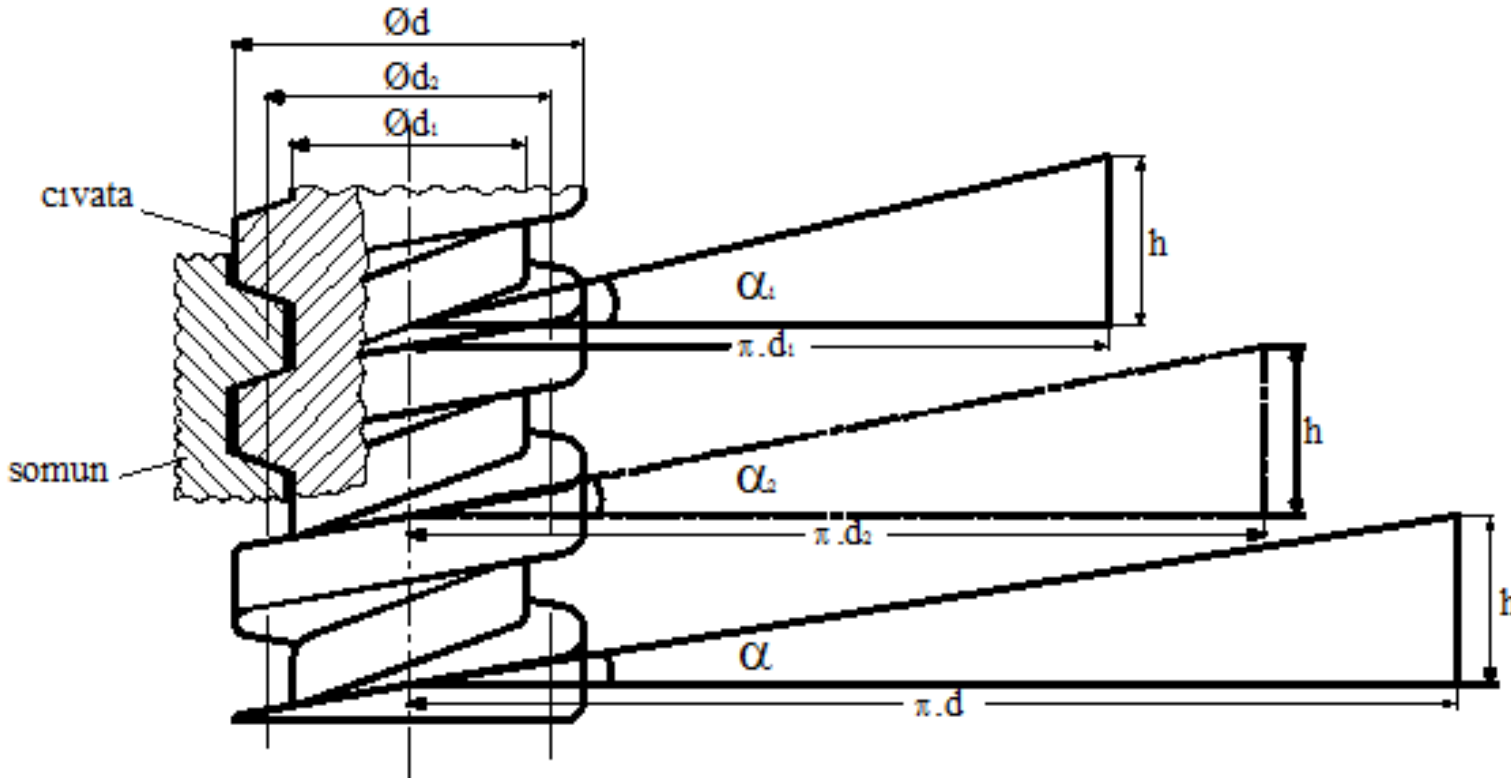


Şekil 13.1 Vida helisinin oluşumu

Şekil 13.2'de  $h$  – hatve (adım): vida açılan parçanın bir tam dönüşte eksenel olarak ilerleme miktarıdır.  $d_2$  – ortalama çap: vida bir kanal şeklinde olduğundan dış çap ( $d$ ) ve iç çap ( $d_1$ )'e göre tanımlanan bir çaptır. Bu büyüklük

$$d_2 = \frac{d_1 + d}{2}$$

şeklinde bulunur.  $\alpha$  – helis (eğim) açısı: helis eğrisinin açınımı bir dik üçgen olduğuna göre hesaplarda ortalama çapa karşılık gelen eğim açısı göz önüne alınır.



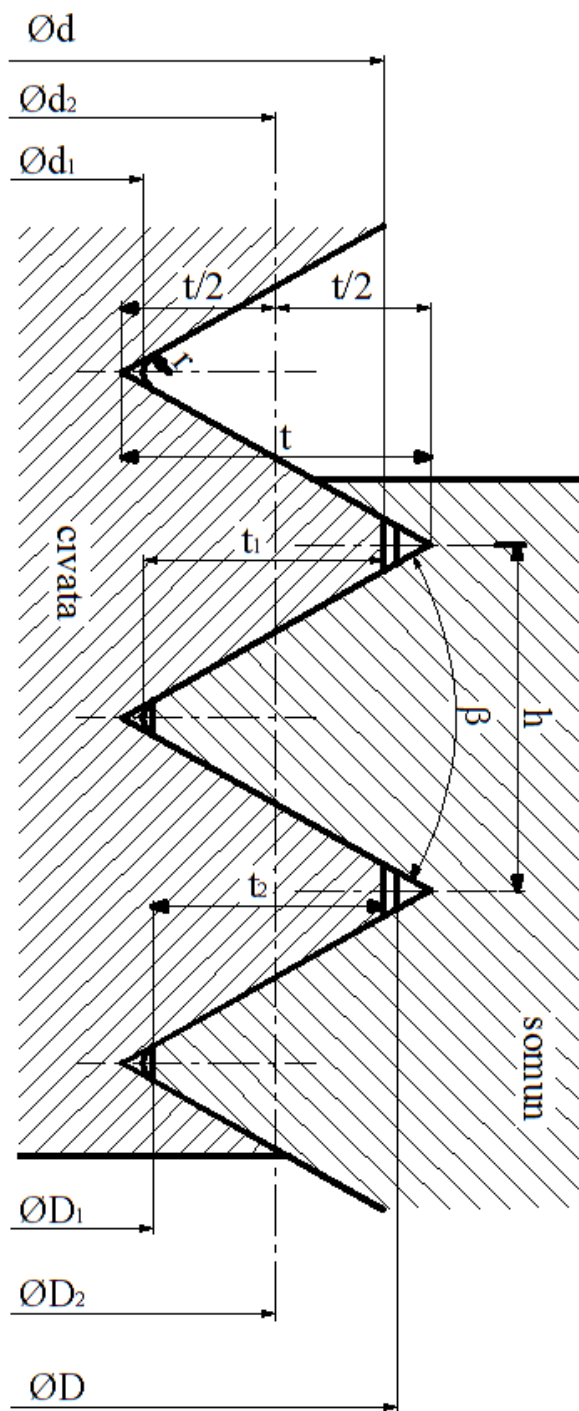
**Şekil 13.2**

Helis eğimi

$$\text{tg}\alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2}$$

şeklindedir.

Civata bağlantılarını karakterize eden büyüklükler, Şekil 13.3'e göre:



- $d$  : Civata vidasının diş başı çapı (vida çapı)  
 $d_1$  : Civata vidasının diş dibi çapı  
 $d_2$  : Civata vidasının ortalama çapı  
 $D_1$  : Somun vidasının dış çapı (delik çapı)  
 $D_2$  : Somun vidasının ortalama çapı  
 $D$  : Somun vidasını diş dibi çapı  
 $h$  : Hatve (adım)  
 $\alpha$  : Helis (eğim) açısı (ortalama çapta)  
 $t$  : Diş yüksekliği  
 $t_1$  : Civata vidasının gerçek yüksekliği  
 $t_2$  : Civata ile somun vidalarının temas yüksekliği  
 $r$  : Yuvarlatma yarıçapı  
 $\beta$  : Tepe açısı



## 13.2. Cıvataların Sınıflandırılması

### 1. Kullanma amacına göre

- a) Bağlantı cıvataları
- b) Hareket cıvataları



Bağlantı cıvataları; makina parçalarını ve yapı elemanlarını birleştirmek amacıyla kullanılır. Hareket cıvataları ise; cıvatanın hareketini somuna veya somundaki hareketi cıvataya iletmek amacıyla kullanılır.

### 2. Vida profiline göre

- a) Üçgen vida profili
- b) Trapez vida profili
- c) Testere vida profili
- d) Yuvarlak vida profili
- e) Kare vida profili

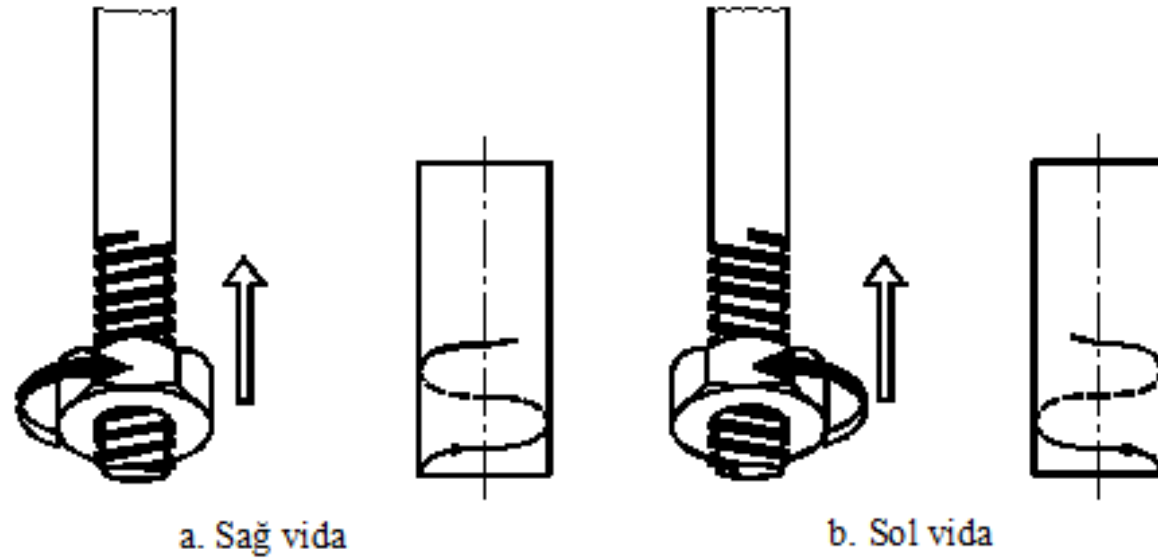
### 3. Helis yönüne göre

- a) Sağ helis vida
- b) Sol helis vida

### 4. Ağız sayısına göre

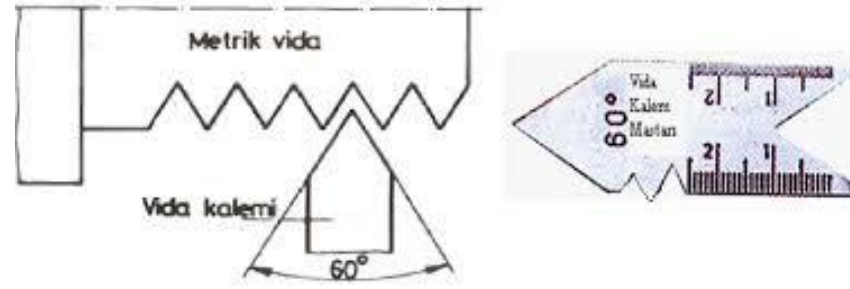
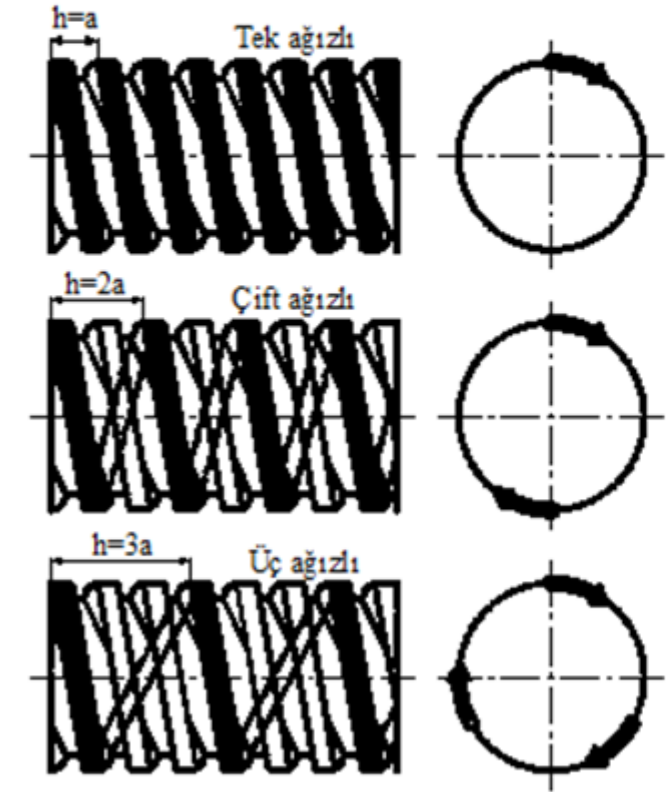
- a) Bir ağızlı vida
- b) İki ve daha fazla ağızlı vida

Eğer civata soldan sağa doğru (saat ibresi yönünde) döndürüldüğünde ilerleme oluyorsa veya civatanın ucundan bakıldığında helis soldan sağa doğru yükseliyorsa civata vidası sağ helislidir (Şek.13.4a). Bunun tersi olan civatalar ise sol helisli vidaya sahiptir (Şek.13.4b). Makina endüstrisinde en çok sağ helis vida kullanılmaktadır. Sol helis vidaya sahip civatalar daha çok emniyet gerektiren yerlerde kullanılır. Örneğin sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) tüplerinin vanalarında bilinçsiz olarak gaza yol verilmemesi ve bileyici zımpara taşlarının dönme yönü nedeniyle çözülmemesi gibi yerlerde özellikle kullanılır.

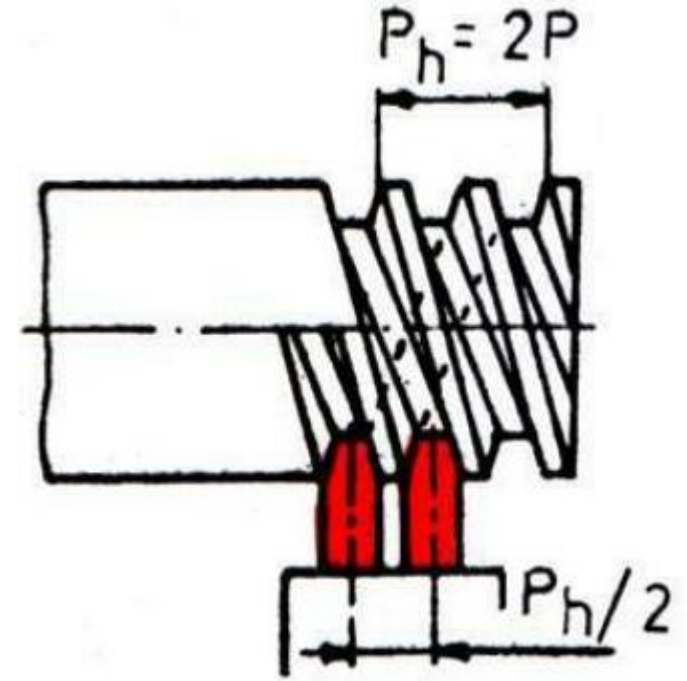


Şekil 13.4

Yukarıda civatanın bir tam devir döndürülmesiyle eksenel doğrultuda alınan yola hatve (adım) demiştik. Bir devirde alınan yolu arttırmak amacıyla civata vidaları birden fazla ağızlı (çok ağızlı) olarak yapılırlar (Şek.13.5). Bir ağızlı civata vidası ile alınan yol  $h = a$  ise aynı civata vidası iki ağızlı yapıldığında alınan yol  $h = 2a$  ve üç ağızlı olması halinde  $h = 3a$  olacaktır. O halde çok ağızlı vidalarda ağız sayısı  $g$  ile gösterilirse hatve  $h = g \cdot a$  olur.



Tek ağızlı vida açma



İki ağızlı vida açma

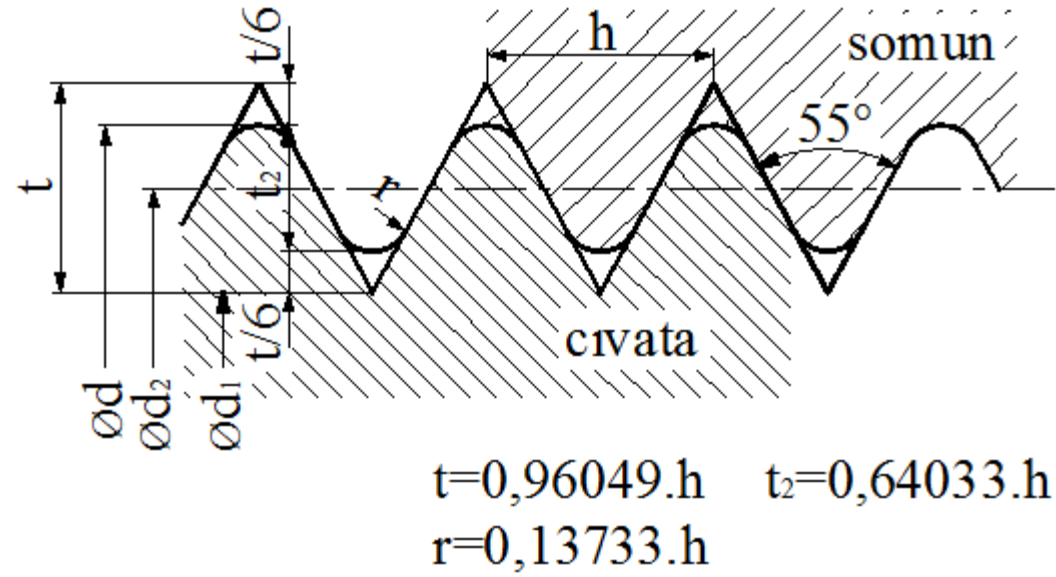
Şekil 13.5 Vidalarda ağız sayısı

### 13.3. Vida Profilleri

Cıvata bağlantıları çok geniş kullanma alanına sahip olduğundan her amaca uygun çeşit ve tipte üretilmesi gerekmektedir. Kullanma yerine göre vida profilinin şekli ve büyüklüğü, helis adımı ile silindir çapları değişik olacağından bir standartlaşmaya ihtiyaç duyulmuştur. Ancak bu sayede istenen cıvata çeşidi her zaman yedek olarak bulunabilmiştir.

Tarihi gelişimi içinde ilk standart vida profili olarak Whitworth vidasını görmekteyiz (1841). Üçgen profilli bu vidada temel büyüklük olarak vida çapı ve bir inch (bir parmak) uzunluktaki diş sayısı esas alınmıştır ( $1 \text{ inch} \cong 25,4 \text{ mm}$  alınabilir).

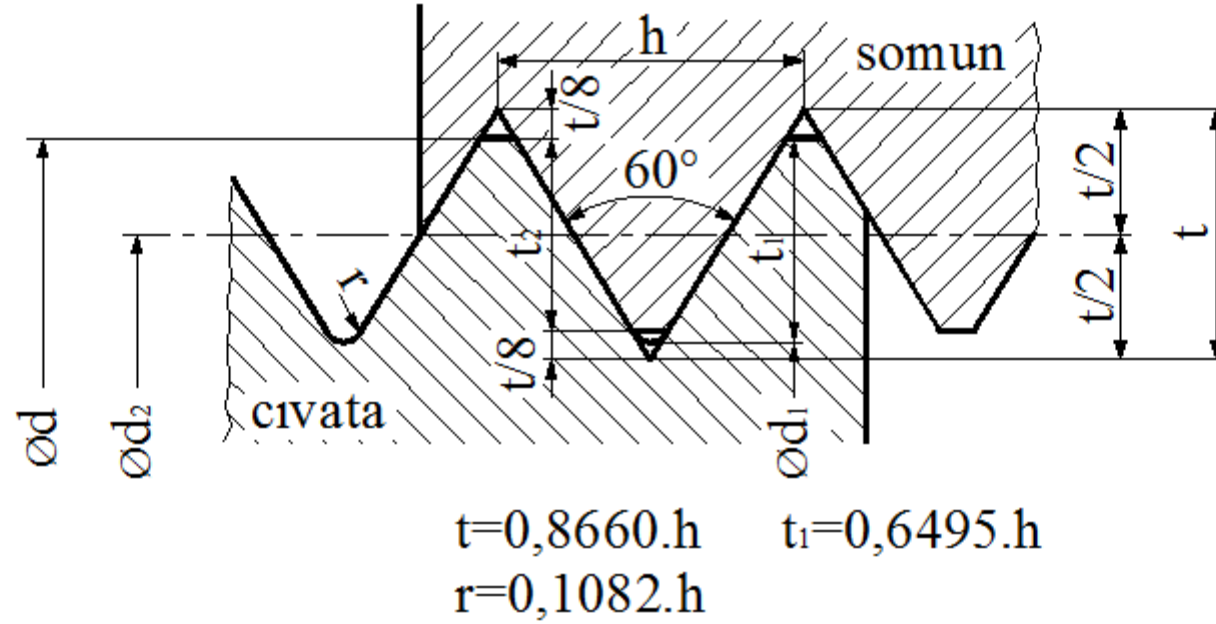
Şekil 13.6'da görülen Whitworth vida profilinde diş kesiti, tepe açısı  $55^\circ$  olan ikizkenar bir üçgenden ibarettir. Dişlerin dipleri ve tepeleri üçgen yüksekliğinin  $1/6$ 'sı kadar yuvarlatılmıştır. Bağlantı amacı ile kullanılan bir vida çeşididir.



**Şekil 13.6** Whitworth vida profili (TS 61/16)

Boruların et kalınlıkları ince olduğundan bunlara normal vida dişleri aılamamaktadır. Bu nedenle boru bağlantılarında boru dişi adı verilen ve daha ufak profile sahip üçgen vidalar kullanılır. Boruların anma çapları iç çaplarıdır ve genellikle inch (parmak) olarak verilir. Bu nedenle boru bağlantılarında “Whitworth boru dişi vida profili” kullanılır. Borularda vida, borunun diş kısmına açılır ancak vida ölçüsü olarak borunun anma çapı kullanılır. Ölçölendirme yapılırken bu husus göz önünde bulundurulmalıdır.

En çok kullanılan üçgen vida profilli Metrik vidadır (Şek.13.7). Vida profilinin eksenel kesiti eşkenar üçgen olup tepe açısı 60° dir. Diş tepeleri, üçgen yüksekliğinin 1/8’i kadar kırılmış; diş dipleri ise, çentik etkisini azaltmak ve üretimini kolaylaştırmak için, aynı oranda yuvarlatılmıştır.



**Şekil 13.7** Metrik vida profili (TS 61/1)

Metrik vidanın bugün daha değişik bir türü olan Metrik-ISO vida profili de yaygın olarak kullanılmaktadır (Şek.13.8). Metrik vidalar bağlantı amacı ile kullanılmaktadır.

Cetvel 13.1 Whitworth vida boyutları (TS 61/16)

Cıvata ve somun								
Vida anma boyutu (inç)	Diş üstü çapı d=D (mm)	Ortalama çap d <sub>2</sub> =D <sub>2</sub> (mm)	Diş dibi çapı d <sub>1</sub> =D <sub>1</sub> (mm)	Hatve h (mm)	1" deki diş sayısı (z)	Yuvarlatma yarıçapı r(mm)	Diş yüksekliği t <sub>1</sub> (mm)	Diş dibi kesiti (cm <sup>2</sup> )
1/4"	6,35	5,54	4,73	1,77	20	0,18	0,82	0,175
5/16"	7,94	7,04	6,13	1,41	18	0,20	0,91	0,295
3/8"	9,63	8,51	7,49	1,59	16	0,22	1,02	0,441
(7/16")	11,12	9,95	8,79	1,82	14	0,25	1,16	0,607
1/2"	12,70	11,35	9,99	2,12	12	0,29	1,36	0,784
5/8"	15,88	14,40	12,92	2,31	11	0,32	1,48	1,31
3/4"	19,05	17,42	15,80	2,54	10	0,35	1,63	1,96
7/8"	22,23	20,42	18,61	2,83	9	0,40	1,81	2,72
1"	25,40	23,37	21,34	3,18	8	0,50	2,04	3,50
1 1/8"	28,58	28,25	23,93	3,83	7	0,50	2,33	4,50
1 1/4"	31,75	29,43	27,11	3,63	7	0,50	2,33	5,77
1 3/8"	34,93	32,22	29,51	4,21	6	0,59	2,72	6,84
1 1/2"	38,10	35,39	32,66	4,24	6	0,59	2,72	8,39
1 5/8"	41,28	38,08	34,77	5,08	5	0,70	3,26	9,56
1 3/4"	44,45	41,20	37,95	5,68	5	0,70	3,27	11,31
(1 7/8")	47,64	41,01	40,40	5,65	4 1/4	0,78	3,62	12,82
2"	50,80	47,20	43,57	5,65	4 1/2	0,78	3,62	14,91
2 1/4"	57,15	53,09	49,02	6,35	4	0,88	4,07	18,87
2 1/2"	63,50	59,44	55,37	6,35	4	0,88	4,07	24,08
2 3/4"	69,85	65,21	60,56	7,26	3 1/2	1,00	4,65	28,80
3"	76,20	71,56	68,94	7,26	3 1/2	1,00	4,65	35,16
3 1/4"	82,55	77,55	72,54	7,82	3 1/4	1,08	5,01	41,33
3 1/2"	88,90	84,00	78,89	7,82	3 1/4	1,08	5,01	48,89
3 3/4"	95,25	89,88	84,44	8,47	3	1,17	5,43	55,98
4"	101,60	96,18	90,76	8,47	3	1,17	5,43	64,70
4 1/4"	107,96	102,30	96,64	8,84	2 1/4	1,22	5,67	73,35
4 1/2"	114,36	108,65	102,90	8,84	2 1/4	1,22	5,67	83,31
4 3/4"	120,67	114,74	108,83	9,24	2 1/4	1,27	5,92	93,01
5"	127,01	121,09	115,18	9,24	2 1/4	1,27	5,92	104,2
5 1/4"	138,38	127	120,96	9,68	2 1/4	1,33	6,20	114,9
5 1/2"	139,71	133,51	127,32	9,68	2 1/4	1,33	6,20	127,3
5 3/4"	146,06	139,55	133,05	10,16	2 1/4	1,40	6,51	139,0
6"	152,41	148,80	139,40	10,16	2 1/4	1,40	6,51	152,6

Parantez içindeki boyutlar zorunluluk olmadıkça kullanılmamalıdır.

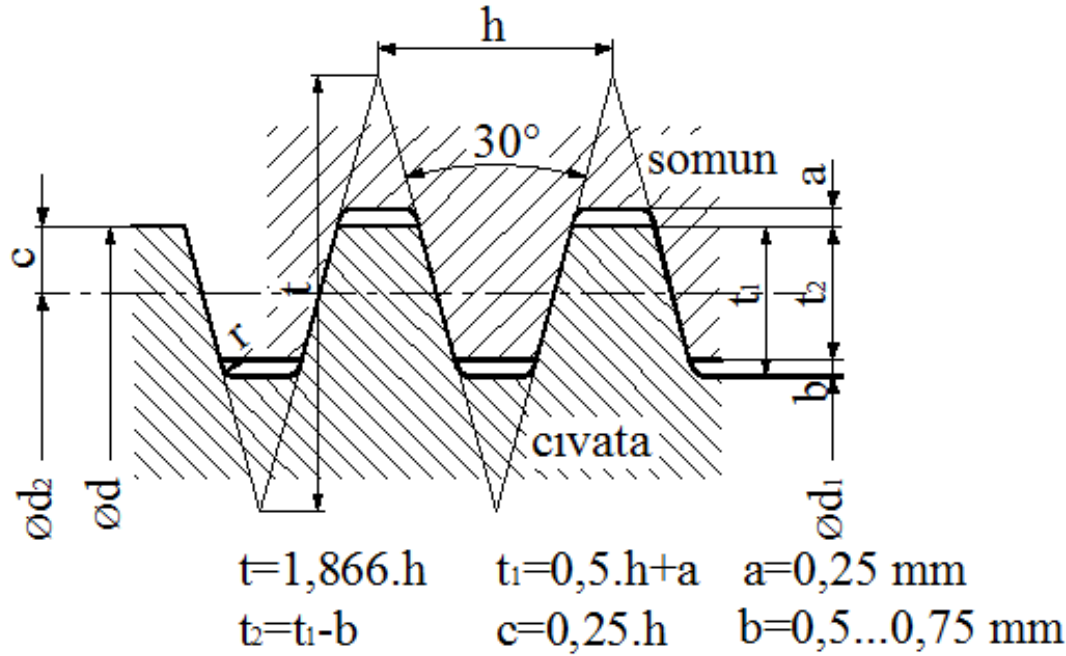


Cetvel 13.3 Metrik vida boyutları (TS 61/1)

Vida çapı $d=D$ (mm)	Haftve $h$ (mm)	Ortalama çap $d_z=$ (mm)	Diş dişi çapı $d_1$ (mm)	Vida yüksekliği $t_1$ (mm)	Temas yüksekliği $t_z$ (mm)	Yuvarlatma $r$ (mm)	Diş dişi kesiti $A_1$ (mm <sup>2</sup> )	Gerilme kesiti $A_s$ (mm <sup>2</sup> )
1	0,25	0,838	0,693	0,153	0,135	0,036	0,377	0,460
(1,1)	0,25	0,938	0,793	0,153	0,135	0,036	0,494	0,588
1,2	0,25	1,038	0,893	0,153	0,135	0,036	0,626	0,732
(1,4)	0,3	1,205	1,032	0,184	0,162	0,043	0,836	0,983
1,6	0,35	1,373	1,171	0,215	0,189	0,051	1,08	1,27
(1,8)	0,35	1,573	1,371	0,215	0,189	0,051	1,48	1,70
2	0,4	1,740	1,509	0,245	0,217	0,058	1,79	2,07
(2,2)	0,45	1,908	1,648	0,276	0,244	0,065	2,13	2,48
2,5	0,45	2,208	1,948	0,276	0,244	0,065	2,98	3,39
3	0,5	2,675	2,387	0,307	0,271	0,072	4,47	5,03
(3,5)	0,6	3,110	2,764	0,368	0,325	0,087	6,00	6,77
4	0,7	3,545	3,141	0,429	0,379	0,101	7,75	8,78
(4,5)	0,75	4,013	3,580	0,460	0,406	0,108	10,1	11,3
5	0,8	4,480	4,019	0,491	0,433	0,115	12,7	14,2
6	1	5,350	4,773	0,613	0,541	0,144	17,9	20,1
(7)	1	6,350	5,773	0,613	0,541	0,144	26,2	28,9
8	1,25	7,188	6,466	0,767	0,677	0,180	32,8	36,6
(9)	1,25	8,188	7,466	0,767	0,677	0,180	43,8	48,1
10	1,5	9,026	8,160	0,920	0,812	0,217	52,3	58,0
(11)	1,5	10,026	9,160	0,920	0,812	0,217	65,9	72,3
12	1,75	10,863	9,853	1,074	0,947	0,253	76,2	84,3
(14)	2	12,701	11,546	1,227	1,083	0,289	105	115
16	2	14,701	13,546	1,227	1,083	0,289	144	157
(18)	2,5	16,376	14,933	1,534	1,353	0,361	175	192
20	2,5	18,376	16,933	1,534	1,353	0,361	225	245
(22)	2,5	20,376	18,933	1,534	1,353	0,361	281	303
24	3	22,051	20,319	1,840	1,624	0,433	324	352
(27)	3	25,051	23,319	1,840	1,624	0,433	427	459
30	3,5	27,727	25,706	2,147	1,894	0,505	519	561
(33)	3,5	30,727	28,706	2,147	1,894	0,505	647	694
36	4	33,402	31,093	2,454	2,165	0,577	759	817
(39)	4	36,402	34,093	2,454	2,165	0,577	913	976
42	4,5	39,077	36,479	2,760	2,436	0,650	1045	1121
(45)	4,5	42,077	39,479	2,760	2,436	0,650	1224	1306
48	5	44,752	41,866	3,067	2,706	0,722	1377	1473
(52)	5	48,752	45,866	3,067	2,706	0,722	1652	1758
56	5,5	52,428	49,252	3,374	2,977	0,794	1905	2030
(60)	5,5	56,428	53,252	3,374	2,977	0,794	2227	2362
64	6	60,103	56,639	3,681	3,247	0,866	2520	2676
(68)	6	64,103	60,639	3,681	3,247	0,866	2888	3055

Parantez içine alınan değerler zorunluluk olmadıkça kullanılmamalıdır.

Makina endüstrisinde hareket iletimi ve her iki yönde eksenel kuvvet taşınması gerektiğinde trapez vida profili kullanılır (Şek.13.9). Diş başı boşluklu olup vidalar yan yüzeylerinden temas ederler. Tepe açısı 30°'dir.

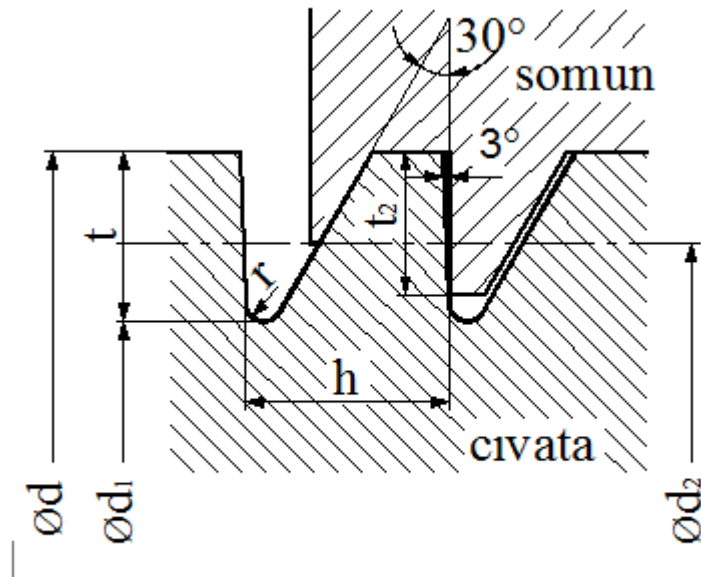


Şekil 13.9 Trapez vida profili (TS 61/23)



Civata			Ortalama çap $d_2$ (mm)	Hatve $h$ (mm)	Somun	
Vida çapı $d$ (mm)	Diş dibi çapı $d_1$ (mm)	Diş dibi kesiti $A_1$ (cm <sup>2</sup> )			Vida çapı $D$ (mm)	Diş dibi çapı $D_1$ (mm)
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7,5
12	8,5	0,57	10,5	3	12,5	9,5
14	9,5	0,71	12	4	14,5	10,5
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12,5
18	13,5	1,43	16	4	18,5	14,5
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16,5
22	16,5	2,14	19,5	5	22,5	18
24	18,5	2,69	21,5	5	24,5	20
26	20,5	3,30	23,5	5	26,5	22
28	22,5	3,98	25,5	5	28,5	24
30	23,5	4,34	27	6	30,5	25
32	25,5	5,11	29	6	32,5	27
(34)	27,5	5,94	31	6	34,5	29
36	29,5	6,83	33	6	36,5	31
(38)	30,5	7,31	34,5	7	38,5	32
40	32,5	8,30	36,5	7	40,5	34
(42)	34,5	9,35	38,5	7	42,5	36
44	36,5	10,46	40,5	7	44,5	38
(46)	37,5	11,04	42	8	46,5	39
48	39,5	12,25	44	8	48,5	41
50	41,5	13,53	46	8	50,5	43
52	43,5	14,86	48	8	52,5	45
55	45,5	16,26	50,5	9	55,5	47
(58)	48,5	18,47	53,5	9	58,5	50
60	50,5	20,03	55,5	9	60,5	52
(62)	52,5	21,65	57,5	9	62,5	54
65	54,5	23,33	60	10	65,5	56
(68)	57,5	25,97	63	10	68,5	59
70	59,5	27,81	65	10	70,5	61
(72)	61,5	29,71	67	10	72,5	63
75	64,5	32,67	70	10	75,5	66

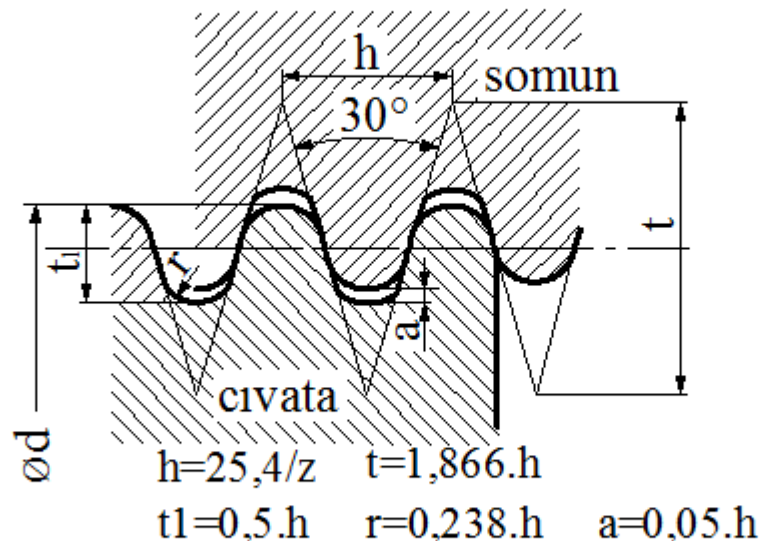
Tek yönlü etkiyen eksenel kuvvetlerin taşınmasında testere vida profili kullanılır. Diş tepeleri kılavuzlama görevi yaptığından civatanın diş başı çapı ( $d$ ) ile somunun diş dibi çapı ( $D$ )  $H9/h9$  toleransında işlenir (Şek.13.10). Eksenel yönde vida dişleri arasında uygun bir boşluk bırakılmalıdır. Tepe açısı  $30^\circ$  olup çalışan yüzeydeki eğim açısı  $3^\circ$ 'dir. Testere profilli vidalar hareket iletiminde de kullanılır.



Şekil 13.10 Testere vida profili (TS 61/31)

Vida çapı $d$ (mm)	Civata		Ortalama çap $d_2$ (mm)	Hatve $h$ (mm)	Somun	
	Diş dibi çapı $d_1$ (mm)	Diş dibi kesiti $cm^2$			Vida çapı $D$ (mm)	Diş dibi çapı $D_1$ (mm)
10	6,528	0,335	8,636	2	10	7
12	8,528	0,571	10,636	2	12	9
14	10,528	0,871	12,636	2	14	11
16	12,528	1,23	14,636	2	16	13
18	14,528	1,66	16,636	2	18	15
20	16,528	2,15	18,636	2	20	17
22	16,794	2,22	19,954	3	22	17,5
24	18,794	2,77	21,954	3	24	19,5
26	20,794	3,40	23,954	3	26	21,5
28	22,794	4,08	25,954	3	28	23,5
30	24,794	4,89	27,954	3	30	25,5
32	26,794	5,64	29,954	3	32	27,5
(34)	28,794	6,51	31,954	3	34	29,5
36	30,794	7,45	33,954	3	36	31,5
(38)	32,794	8,45	35,954	3	38	33,5
40	34,794	9,51	37,954	3	40	35,5
(42)	36,794	10,63	39,954	3	42	37,5
44	38,794	11,82	41,954	3	44	39,5
(46)	40,794	13,07	43,954	3	46	41,5
48	42,794	14,38	45,954	3	48	43,5
50	44,794	15,76	47,954	3	50	45,5
52	46,794	17,20	49,954	3	52	47,5
55	49,794	19,47	52,954	3	55	50,5
(58)	52,794	21,89	55,954	3	58	53,5
60	54,794	23,58	57,954	3	60	55,5
(62)	56,794	25,33	59,954	3	62	57,5
65	58,058	27,47	62,272	4	65	59
(68)	61,058	29,28	65,272	4	68	62
70	63,058	31,23	67,272	4	70	64
(72)	65,058	33,24	69,272	4	72	66
75	68,058	36,38	72,272	4	75	69
80	73,058	41,92	77,272	4	80	74
85	78,058	47,85	82,272	4	85	79
90	83,058	54,18	87,272	4	90	84
95	88,058	60,90	92,272	4	95	89
100	93,058	68,01	97,272	4	100	94
110	103,058	83,42	107,272	4	110	104
120	109,586	94,32	115,909	6	120	111

Diğer bir standart vida türü yuvarlak vidadır (Şek.13.11). Tepe açısı  $30^\circ$  olan bu vidalar özellikle tozlu topraklı ortamlarla korozyon ve paslanma gibi atmosferik etkilerin söz konusu olduğu yerlerde ve sık sık sökölüp takılması gereken hallerde (örneğin yol makinaları, şişe kapakları, elektrik ampulleri vb.) oldukça yaygın kullanılır.



Şekil 13.11 Yuvarlak vida profili (TS 61/32)

Vida çapı d (mm)	1 inç'teki diş sayısı z	Hatve h (mm)	Ortalama çap d <sub>2</sub> =D <sub>2</sub> (mm)	Diş dibi çapı	
				d <sub>1</sub> (mm)	D <sub>1</sub> (mm)
8	10	2,540	6,730	5,460	5,714
9	10	2,540	7,730	6,460	6,714
10	10	2,540	8,730	7,460	7,714
11	10	2,540	9,730	8,460	8,714
12	10	2,540	10,730	9,460	9,714
14	8	3,175	12,412	10,825	11,142
16	8	3,175	14,412	12,825	13,142
18	8	3,175	16,412	14,825	15,142
20	8	3,175	18,412	16,825	17,142
22	8	3,175	20,412	18,825	19,142
24	8	3,175	22,412	20,825	21,142
26	8	3,175	24,412	22,825	23,142
28	8	3,175	26,412	24,825	25,142
30	8	3,175	28,412	26,825	27,142
32	8	3,175	30,412	28,825	29,142
36	8	3,175	34,412	32,825	33,142
40	6	4,233	37,883	35,767	36,190
44	6	4,233	41,883	39,767	40,190
48	6	4,233	45,883	43,767	44,190
52	6	4,233	49,883	47,767	48,190
55	6	4,233	52,883	50,767	51,190
60	6	4,233	57,883	55,767	56,190
65	6	4,233	62,883	60,767	61,190
70	6	4,233	67,883	65,767	66,190
75	6	4,233	72,883	70,767	71,190
80	6	4,233	77,883	75,767	76,190
85	6	4,233	82,883	80,767	81,190
90	6	4,233	87,883	85,767	86,190
95	6	4,233	92,883	90,767	91,190
100	6	4,233	97,833	95,767	96,190
110	4	6,350	106,825	103,650	104,285
120	4	6,350	116,825	113,650	114,285
130	4	6,350	126,825	123,650	124,285
140	4	6,350	136,825	133,650	134,285
150	4	6,350	146,825	143,650	144,285
160	4	6,350	156,825	153,650	154,285

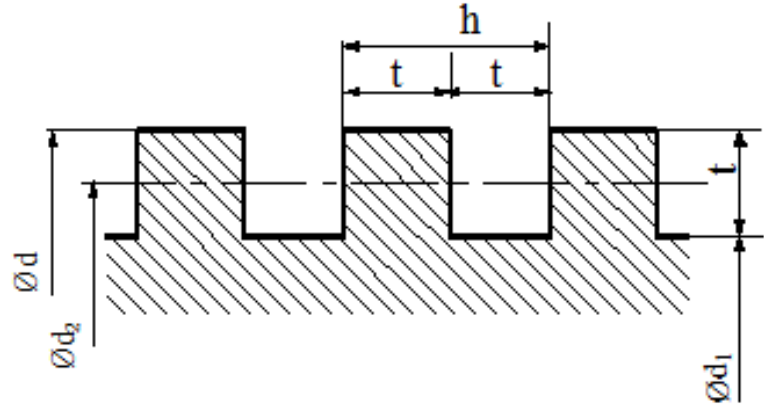
Cetvel 13.4 Metrik ince vida boyutları (TS 61/9)



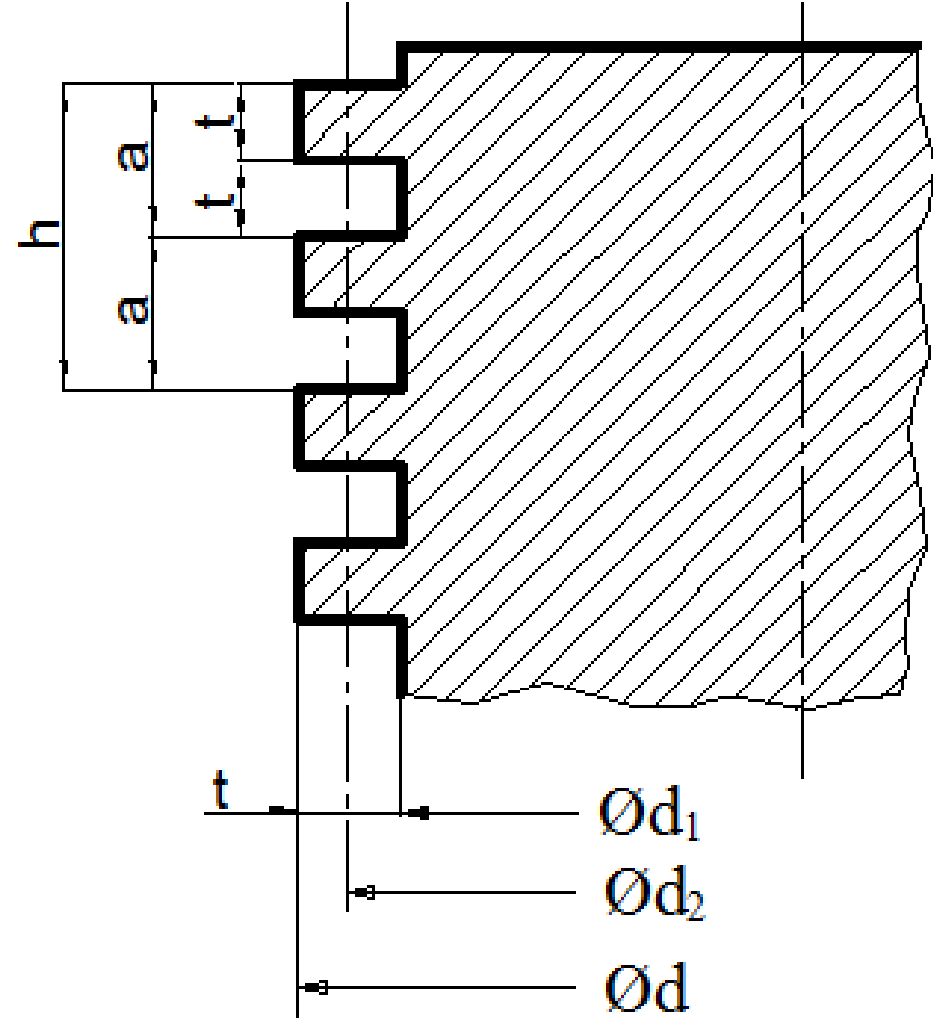
Gösteriliş	Diş dibi çapı d <sub>1</sub> (mm)	Diş dibi kesiti A <sub>1</sub> (mm <sup>2</sup> )	Gerilme kesiti A <sub>s</sub> (mm <sup>2</sup> )
M 8x1	6,773	36,0	39,2
M 10x1,25	8,466	56,3	61,2
M 10x1	8,773	60,5	64,5
M 12x1,5	10,160	81,1	88,1
M 12x1,25	10,466	86,0	92,1
M 14x 1,5	12,160	116	125
M 16x1,5	14,160	157	167
M 18x2	15,546	190	204
M 18x1,5	16,160	205	216
M 20x2	17,546	242	258
M 20x1,5	18,160	259	272
M 22x2	19,546	300	318
M 22x1,5	20,160	319	333
M 24x2	21,546	365	384
M 27x2	24,546	473	406
M 30x2	27,546	596	621
M 33x2	30,546	733	761
M 36x3	32,319	820	865
M 39x3	35,319	980	1030
M 42x3	38,319	1150	1210
M 45x3	41,310	1340	1400
M 48x3	44,310	1540	1600
M 52x3	48,319	1830	1900
M 56x4	51,093	2050	2140
M 60x4	55,093	2380	2400
M 64x4	59,093	2740	2850
M 68x4	63,093	3130	3240
M 72x4	67,093	3540	3660
M 76x4	71,093	3970	4100
M 80x4	75,093	4430	4570

İnce ayar mekanizmaları, optik aletler gibi yerlerde büyük dönme açılarında karşılık küçük eksenel ilerleme olması istenir. Normal üçgen vidaların adımları bu tür işlerde amaca uygun olmamaktadır. Bunun yerine adımı daha küçük olan ince vidalar kullanılır. Böylece aynı vida çapında daha küçük vida adımı elde edilmiş olur. Bütün üçgen vidaların ince vida serileri de mevcut olup bunlar da standarttır.

Standart olmayan ve hareket iletiminde kullanılan kare vidalar isteğe bağlı olarak üretilmektedir. Vida çapı ( $d$ ) ile hatve ( $h$ ) arasında herhangi bir bağıntı yoktur (Şek.13.12).



Şekil 13.12 Kare vida profili



Cetvel 13.8 Vida sembolleri

Vida türü	Boyuttan önce Konacak sembol	Ana boyut	Örnek	TS numarası
Metrik vida	M	Diş başı çapı(mm)	M 30	61/1
Metrik ince vida	M	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	M 80x1,5	61/9
Whitworth vidası	W	Diş başı çapı(inch) x hatve(mm)	W 2"x5,645	61/16
Trapez vida	Tr	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Tr 48x8	61/23
Testere vida	Tv	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Tv 100x12	61/30
Yuvarlak vida	Yv	Diş başı çapı(mm) x hatve(mm)	Yv 40x4,233	61/32
Boru dişi ve vidası	R	Borunun nominal çapı(iç çap)(mm)	R 1"	61/20

## Özel durumlar

Sol vida		M 14, sol
Çok ağızlı vida	Örnek: 2 ağızlı	M 14, 2 ağızlı
Çok ağızlı sol vida	Örnek: 3 ağızlı sol vida	M 28, 3 ağızlı, sol

## 13.4. Cıvata ve Somun Tipleri

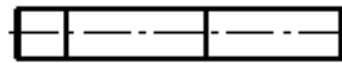
### 13.4.1. Cıvatalar

Cıvatalar; başlı cıvata, başsız cıvata (saplama) ve vidalı pim şeklinde gruplandırılabilir. En çok kullanılan başlı cıvatalara ait örnekler Şekil 13.13'de verilmiştir.

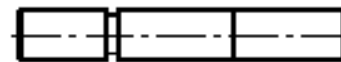
Cıvatalar standart elemanlar olduklarından baş şekline, açılan vidaya ve gövde uzunluklarına göre tanımlanırlar. Örneğin gövde uzunluğu 40 mm, dış başı çapı 10 mm ve Metrik altı köşe başlı bir cıvata: Altı köşe başlı M10x40 olarak gösterilir.

Altı köşe başlı cıvatalar en fazla kullanılan cıvata tipleridir. İçten altı köşe başlı (allen başlı cıvata) ile tornavida yarıklı cıvataların gömme başlı olanları bağlantıda az yer kapladığı ve dışarı çıkıntı yapmadığı için tercih edilirler.

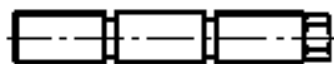
Başsız cıvata olarak isimlendirilen saplamalar, takılacakları yerlere özel anahtarlarla takılıp sıkıldıktan sonra üzerine diğer bir parça serbest geçirilip ve somunla bağlantı sonuçlandırılır. Bazı saplama tipleri Şekil 13.14'de görülmektedir.



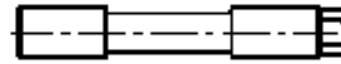
DIN 833,835,836  
938,939,940



kanallı saplama  
DIN 834 , 835



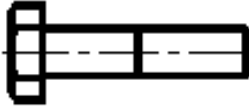
cıvatalı saplama  
DIN 2509

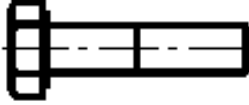


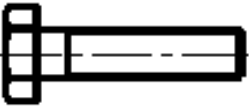
uzun milli ve cıvatalı  
saplama DIN 2510

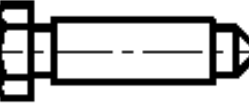
Şekil 13.14 Saplama

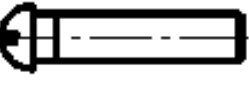


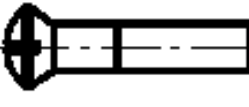
 DIN 601 DIN 7990  
Çelik yapılar için  
altı köşe civata

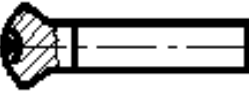
 DIN 931 DIN 960  
Metrik civata

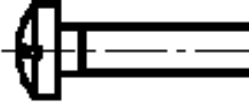
 DIN 558  
Uzun vidalı  
altı köşe civata

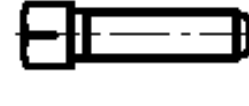
 DIN 564  
Ek sivri uçlu  
altı köşe civata

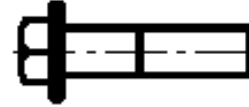
 DIN 86  
Tornavida yarıklı yarım  
yuvarlak başlı civata

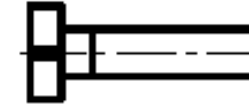
 DIN 88  
Tornavida yarıklı mercimek  
havşa başlı civata

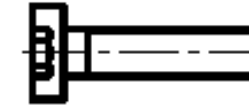
 DIN 7988  
Çapraz yarıklı yuvarlak  
havşa başlı civata

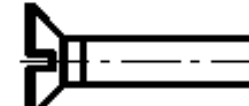
 DIN 85  
Tornavida yarıklı  
yuvarlak başlı civata

 DIN 479  
Çekirdek ekli  
dört köşe civata

 DIN 478  
Çemberli  
dört köşe civata

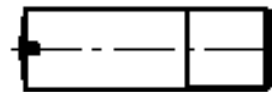
 DIN 84  
Tornavida yarıklı civata

 DIN 912  
İçten altı köşe civata

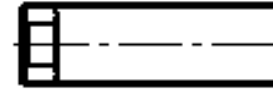
 DIN 63  
Havşa başlı  
tornavida yarıklı civata

Şekil 13.13 Standart civata tipleri

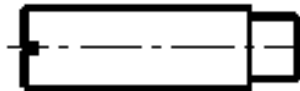
Vidalı pimler (Şek.13.15) genellikle bir göbeğin mil üzerine bağlanmasında emniyet elemanı, bir federin mil üzerine tespitinde veya merkezleme işlerinde kullanılır.



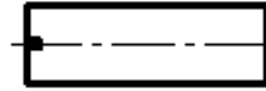
yarıklı vidalı pim  
DIN 427



içten altı köşe başlı vidalı pim  
DIN 913 , 914 , ,916

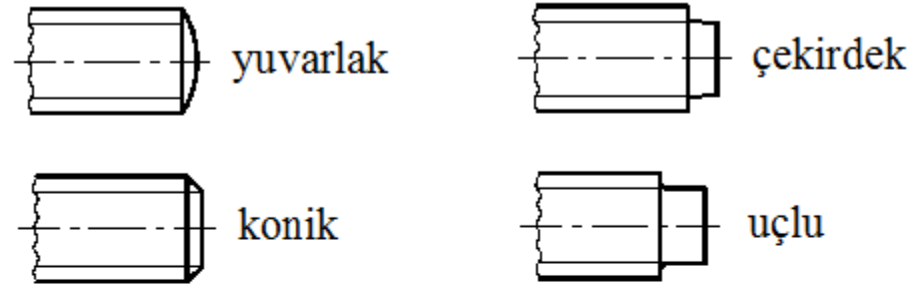


yarıklı ve uçlu vidalı  
pim DIN 417



yarıklı boydan boya vidalı pim  
DIN 438  
DIN 551  
DIN 553

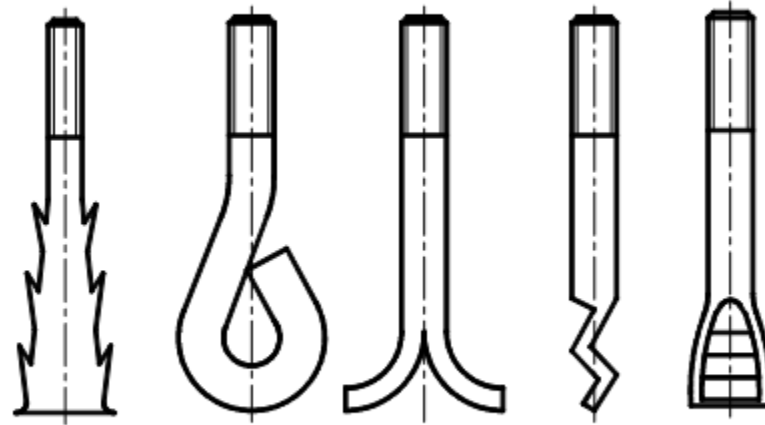
**Şekil 13.15** Vidalı pimler



**Şekil 13.16** Cıvata uçları

Cıvata uçları, kullanma yerine göre şekillendirilmekte beraber özel istekler dışında konik veya yuvarlak olarak yapılır (Şek.13.16).

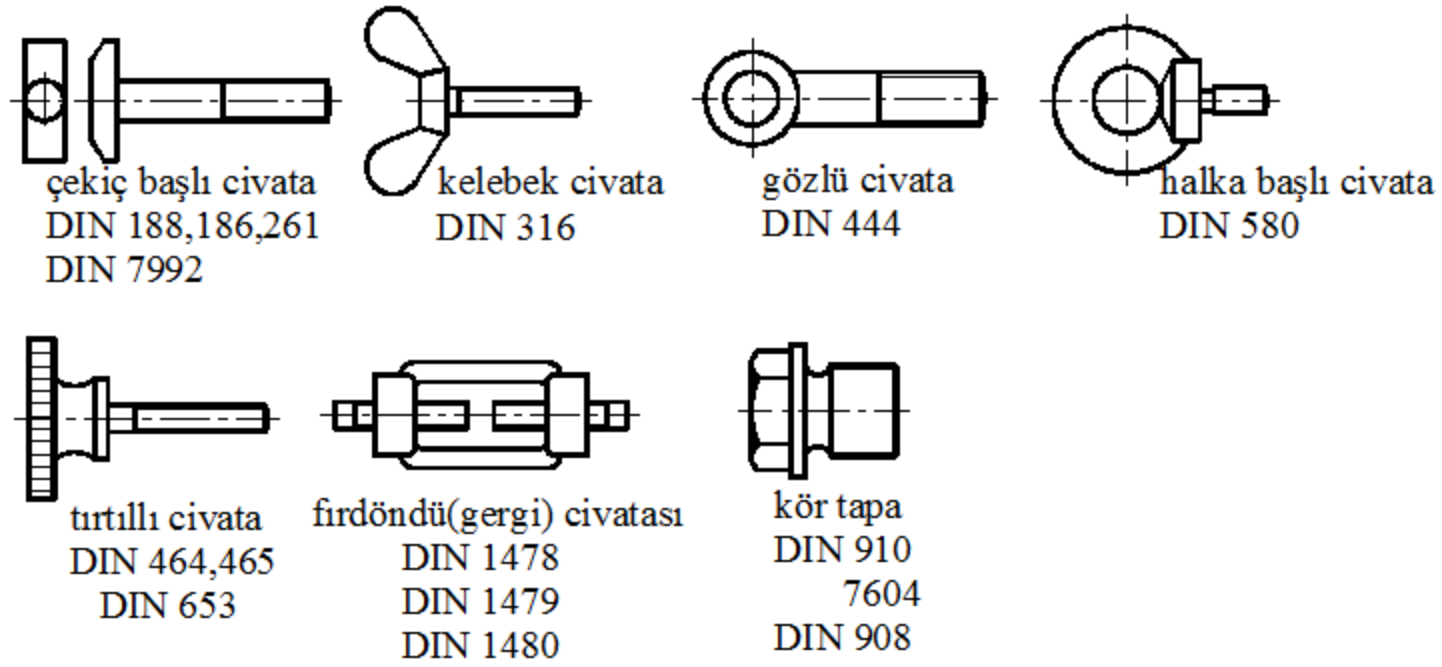
Makinaların temele tespitinde beton cıvataları kullanılır (Şek.13.17). Beton içindeki uzunluklarınının yeterli olmasına dikkat edilmelidir.



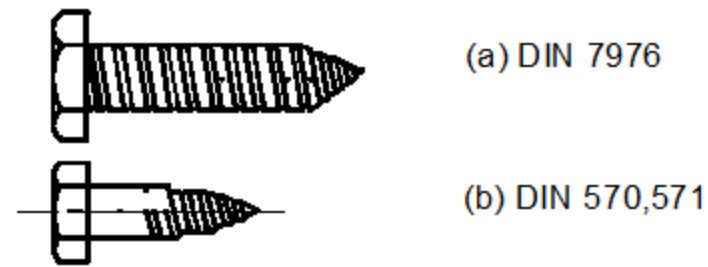
**Şekil 13.17** Beton cıvataları

Özel amaçlar için kullanılan cıvatalar Şekil 13.18' de gösterilmiştir. Çekiç başlı cıvata, somunun sıkılması esnasında gövdenin dönmemesi için T şeklindedir. Kelebek başlı ve tırtıllı cıvatalar sık sık ve elle sökülüp takılan yerlerde kullanılır. Halka başlı ve gözlü cıvatalar dişli kutuları, elektrik motorları ve diğer makinaların taşınması ve montajında kolaylık sağlar. Halat germe tertibatı gibi yerlerde kullanılan firdöndü sisteminde biri sağ ve diğeri sol olmak üzere iki vida vardır. Kör tapa olarak kullanılan cıvatalar ise conta gibi işlenmiş faturası ile sızdırmazlık temin eder.

Sac bağlantıları ile ağaç işlerinde kullanılan sac ve ağaç cıvataları takıldıkları parçalardaki vida kanallarını kendileri açarlar (Şek.13.19). Takıldıkları yerde kolay ilerleyebilmeleri bakımından bunların hatveleri büyük yapılıdır.



Şekil 13.18 Özel civata tipleri



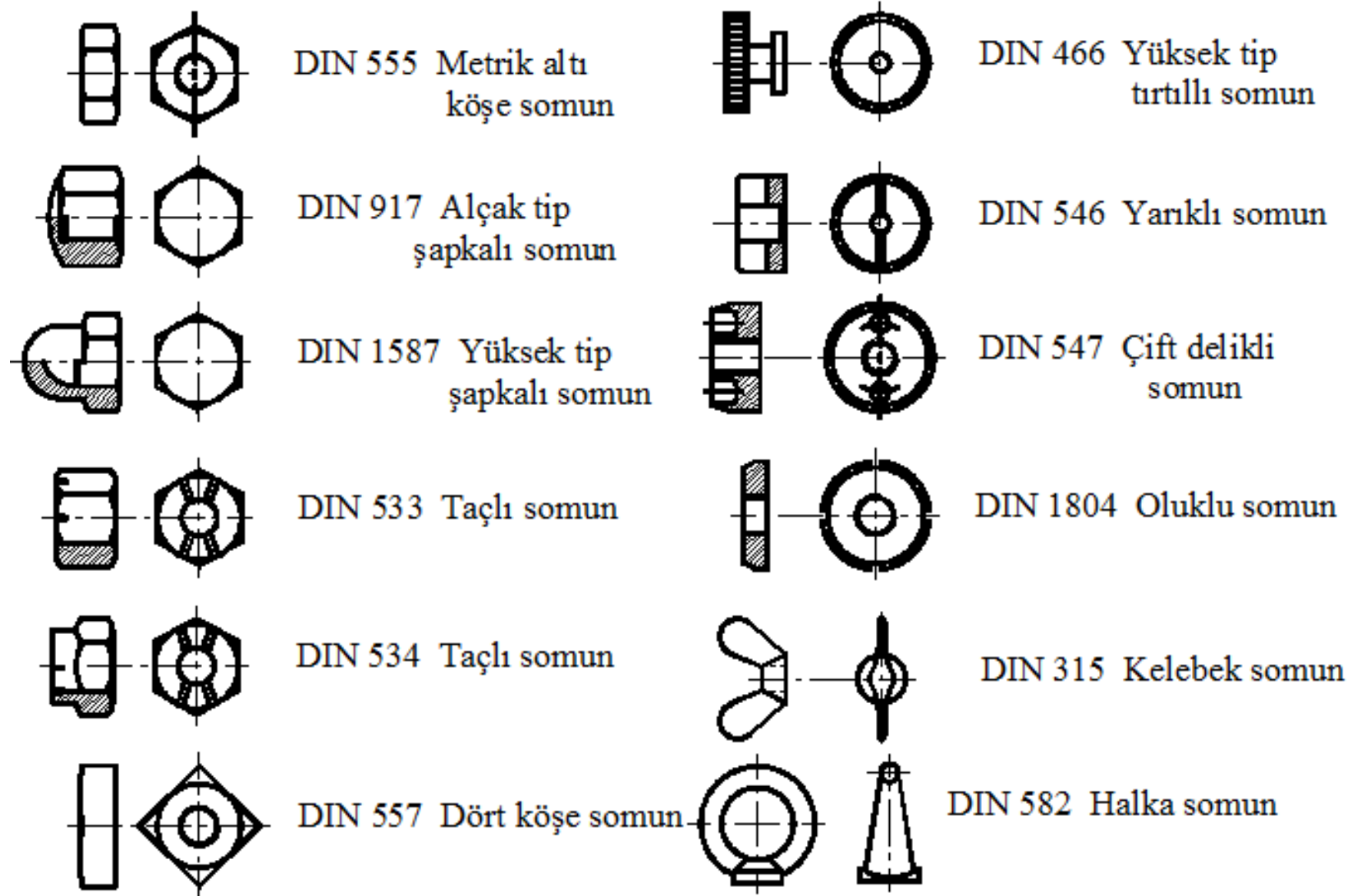
Şekil 13.19 (a) Sac ve (b) ağaç civatası

### 13.4.2. Somunlar

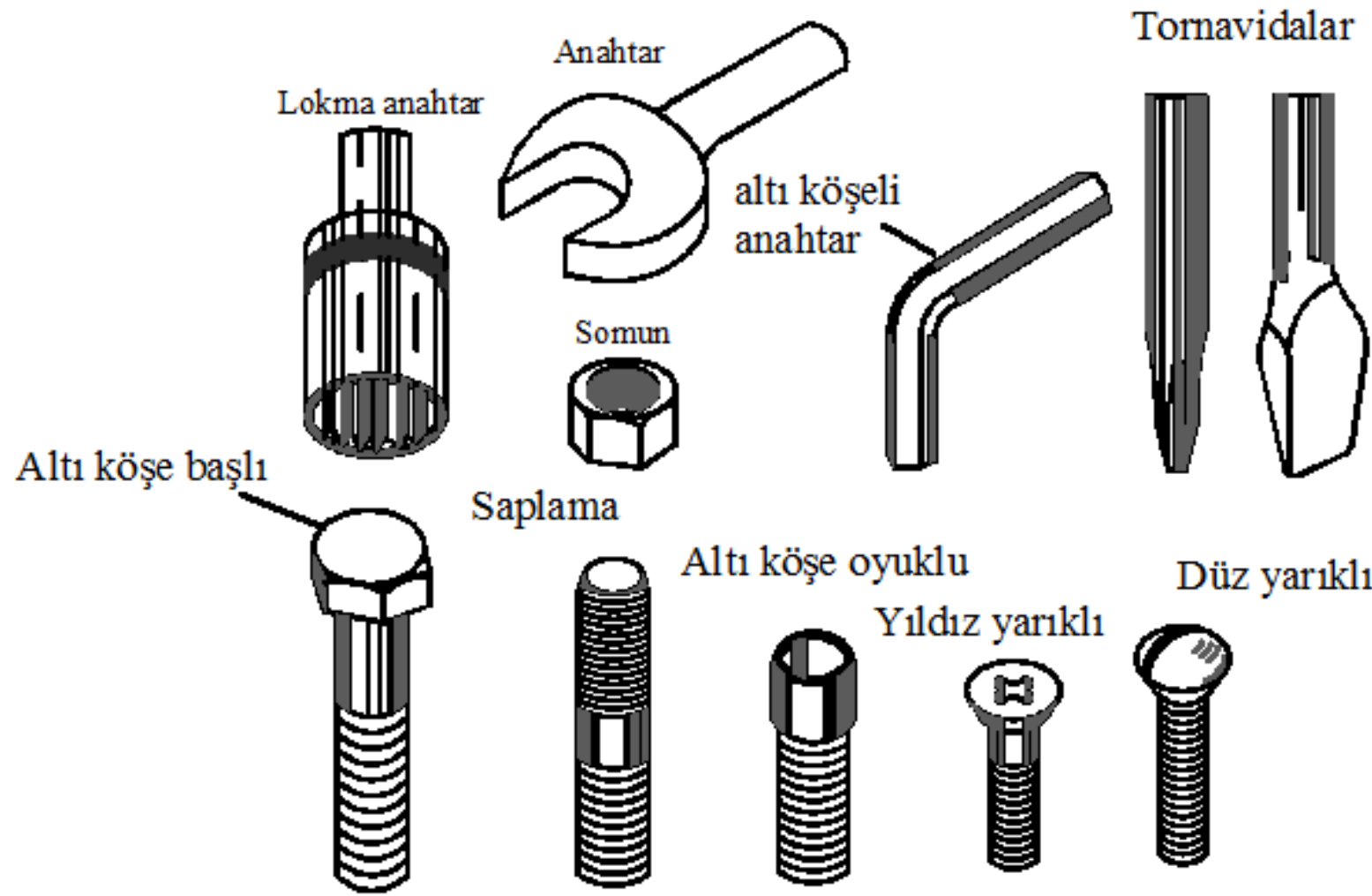
Standart somun tiplerinden bazıları Şekil 13.20'de görülmektedir. Şapkalı somun, sıvı ve toza karşı sızdırmazlık işlerinde, tırtıllı ve kelebek somun elle söküp takmada, yer darlığı olan yerlerde ise yarıkli ve delikli somunlar tercih edilmelidir. Ancak yarıkli ve delikli somunlar özel anahtarlarla sıkılmalıdır.

Kullanılacak civata ve somun tipinin seçiminde montaj olanakları önemli bir husustur. Sıkma işlemi çeşitli anahtarlar ve tornavidalarla yapılmaktadır (Şek.13.21).

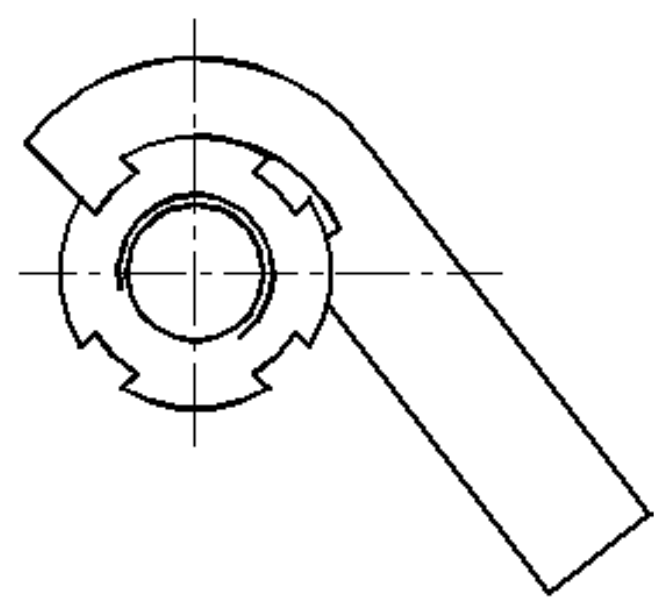
Sıkma işleminde takım seçimi, çalışma sahasının durumuna ve sıkma için uygulanacak kuvvete göre yapılır. Sıkma işlemini yapan takım çok rahat döndürülebilmelidir. Büyük momentlerle sıkılan civatalarda kanca anahtarlar kullanılabilir (Şek.13.22).



Şekil 13.20 Standart somun tipleri



Şekil 13.21 Cıvata ve somunların sıkılması



Şekil 13.22



### 13.5. Cıvata ve Somun Malzemeleri

Cıvata ve somun üretiminde kullanılan malzemeler kullanma yerine göre seçilir. En çok kullanılan malzeme çeliktir. Bağlantı amacı ile üretilen cıvata ve somunlarda çeşitli mukavemet ve uzama özelliklerine sahip sünek çelikler kullanılır.

Cıvata ve somun üretiminde kullanılan çeliklerin çok çeşitli oluşu bunların mukavemet bakımından kalite gruplarına ayrılmasını gerektirmiştir. Cıvatanın mekanik özelliklerini belirten bu kalite grupları iki rakamdan oluşan bir sembol şeklindedir. Birinci rakam çeliğin en küçük kopma mukavemetinin 1/10 unu ( $\text{daN/mm}^2$  olarak), ikinci rakam ise iyi bir yakınsaklıkla en küçük akma sınırının kopma mukavemetine oranının 10 katını gösterir. Örneğin 6.6 kalitesindeki malzemedan yapılmış bir cıvatanın en küçük kopma mukavemeti  $\sigma_K = 6 \times 10 = 60 \text{ daN/mm}^2$  ve akma mukavemeti  $\sigma_{AK} = 6 \times 6 = 36 \text{ daN/mm}^2$  'dir. Aynı semboller, akma sınırı hariç, somunlar için de geçerlidir.

Buhar kazanları ve buhar türbinleri gibi ısı tesislerinde ısıya dayanıklı çeliklerden yapılmış cıvata ve somunlar kullanılmalıdır.

Alüminyum ve alaşımları gibi hafif metallerden yapılan cıvatalar daha çok korozyon etkisi olan bağlantılarda kullanılır. Pirinç ve son zamanlarda özellikle elektrik izolasyonu amacıyla poliamid ve teflon cıvatalar da korozyon önleyici özellikleri nedeniyle oldukça yaygın kullanılır. Yine elektro-korozyonun söz konusu olduğu yerlerde çinko, kadmiyum gibi malzemelerle kaplanmış çelik cıvatalar kullanılır.

**Cetvel 13.9** Cıvata ve somunların mukavemet grupları ve semboller

Sembol	Kopma mukavemeti $\sigma_K$ (daN/mm <sup>2</sup> )	Akma sınırı $\sigma_{Ak}$ (daN/mm <sup>2</sup> )	Minimum kopma uzaması $\delta_s$ (%)
3.6	30.....49	20	25
4.6 4.8	40.....55	24 32	25 14
5.6 5.8	50.....70	30 40	20 10
6.6 6.8 6.9	60.....80	36 48 54	16 8 12
8.8 10.9 12.9 14.9	80....100 100...120 120...140 140...160	64 90 106 126	12 9 8 7

**Cetvel 13.10** Yüksek sıcaklığa dayanıklı civata malzemeleri

Malzeme	Kopma mukavemeti $\sigma_K$ (daN/mm <sup>2</sup> ) 20°C 'de	Çeşitli sıcaklıklarda (°C) akma mukavemeti $\sigma_{Ak}$ (daN/mm <sup>2</sup> )							
		20	200	250	300	350	400	450	500
C 35	50 ... 60	28	22	21	19	17	15		
<u>Çk</u> 35	50 ... 60	28	22	21	19	17	15		
C 45	60 ... 72	36	29	27	25	22	19		
<u>Çk</u> 45	60 ... 72	36	29	27	25	22	19		
24 Cr <u>Mo</u> 5	60 ... 75	45	42	40	37	34	31	28	24
24 Cr <u>Mo</u> V 55	70 ... 85	55	50	48	46	44	41	38	35
21 Cr <u>Mo</u> V5 11	70 ... 85	55	52	51	49	47	44	41	38

## 13.6. Cıvata ve Somunların Üretim Yöntemleri

Cıvatalar genellikle talaş kaldırma ve haddeleme yöntemleri ile üretilirler. Talaş kaldırma işlemi tornalama veya frezeleme yöntemi ile yapılır. Talaş kaldırılarak yapılan işlemde malzemenin kristal yapısındaki süreklilik bozulmakla beraber, şekil bakımından, daha hassas vida dişi elde etmek mümkündür.

Somunlar preste şekillendirildikten sonra iç vida dişleri ancak talaş kaldırma yolu ile açılabilir. Bu nedenle somun üretiminde genellikle otomat çelikleri kullanılır.

## 13.7. Cıvata Bağlantılarında Kuvvet ve Moment Durumları

### 13.7.1. Sıkma ve Çözme Momenti

Cıvata–somun bağlantısı bir ön gerilme kuvveti ( $F_{\bar{o}n}$ ) ile gerçekleşir. Bu kuvvet, somunun sıkılması esnasında cıvata ve somun dişleri arasında meydana gelir. Ön gerilme kuvvetinin oluşturduğu sıkma momenti ise; cıvata vidası ile somun vidası dişleri arasındaki sürtünme momenti ( $M_s$ ) ve cıvata başı veya somun yüzeyi ile bağlanan parça arasındaki sürtünme momenti ( $M_o$ ) toplamına eşittir. Yani toplam sıkma momenti

$$M_{s\ top} = M_s + M_o$$

şeklindedir.

#### 13.7.1.1. Vida Dişleri Arasındaki Sürtünme Momenti

Esasen bir helis olan vida eğrisinin açınımı bir eğik düzlemdir. Bu nedenle somunun bir  $F_{\bar{o}n}$  kuvveti altında sıkılması, bu kuvvete eşdeğer bir yükün eğik düzlem üzerinde yukarıya kaldırılması anlamına gelmektedir. Ancak burada göz önüne alınması gereken eğik düzlem, ortalama çapa karşılık gelen helis eğiminin açınımı ile oluşan eğik düzlemdir (Bak Şekil 13.2). Somunun sıkılması, dolayısıyla yükün eğik düzlem üzerindeki hareketi  $F_t$  çevre kuvveti (teğetsel kuvvet) ile sağlanmaktadır. Söz konusu olayı kare profilli bir vida dışında ele alalım (Şek.13.23). Ön gerilme kuvveti  $F_{\bar{o}n}$  ile teğetsel kuvvet  $F_t$  ve bileşke kuvvet  $F_R$  her koşulda dengede olmalıdır.

## Somunun Sıkılması:

Yüzeyler arasında sürtünme olmadığı kabul edilirse normal kuvvet  $F_N$  ile bileşke kuvvet  $F_R$  üst üste düşer (Şek.13.24a)

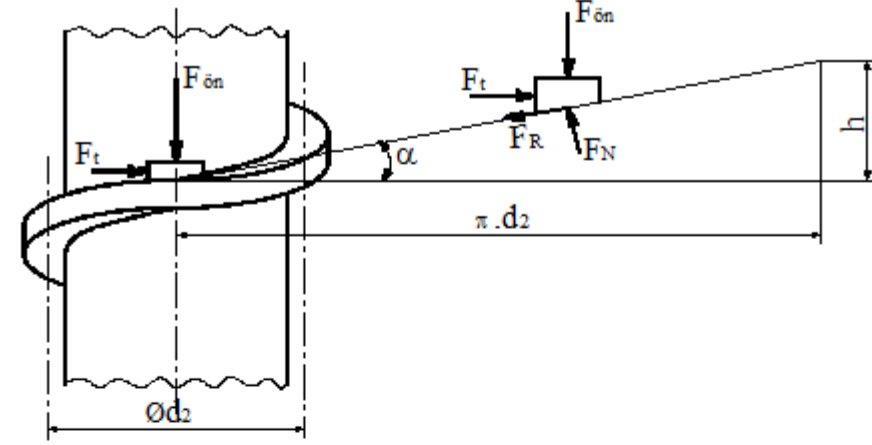
Bu ideal durumda çevre kuvveti

$$F_t = F_{ön} \cdot \tan \alpha$$

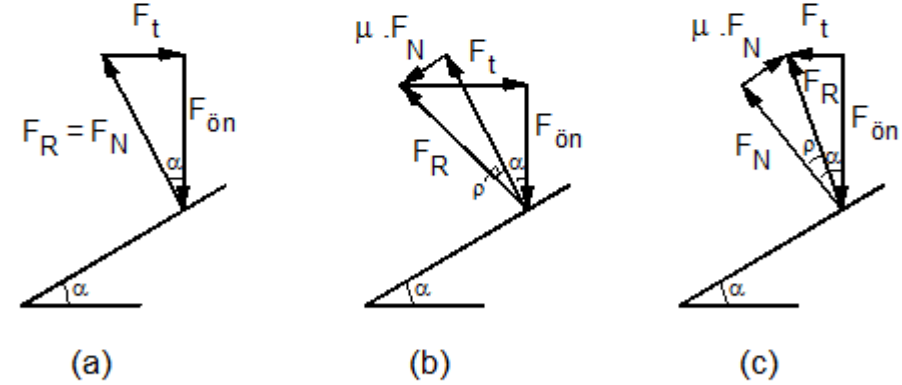
dır. Sürtünmenin sıfır olması mümkün olmadığına göre harekete zıt yönde  $\mu \cdot F_N$  değerinde bir sürtünme kuvveti sistem içinde düşünülmelidir (Şek.13.24b). Sürtünme katsayısı  $\mu = \tan \rho$  olmak üzere sürtünme açısı  $\rho$  ise bu konumdaki çevre kuvveti

$$F_t = F_{ön} \cdot \tan (\alpha + \rho)$$

kadar olmalıdır.



Şekil 13.23 Somunun sıkılması



Şekil 13.24 Kare profilli vidada kuvvet durumları  
a. Sürtünmesiz durumda somunun sıkılması  
b. Sürtüneli durumda somunun sıkılması  
c. Sürtüneli durumda somunun çözülmesi

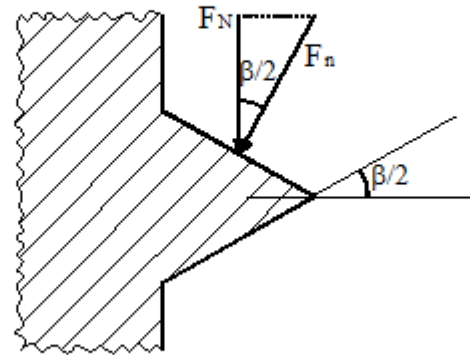
### Somunun çözümlmesi :

Eğik düzlem üzerinde yükün aşağıya hareketi söz konusu olduğundan yine harekete zıt yönde  $\mu \cdot F_N$  sürtünme kuvveti mevcuttur (Şek.13.24c). Somunun sıkılması konumuna göre sürtünme kuvveti yön değiştireceğinden çevre kuvveti

$$F_t = F_{\text{ön}} \cdot \tan (\alpha - \rho)$$

olacaktır.

Yukarıdaki eşitlikler kare profilli vida için yazılmıştır. Şayet tepe açısı  $\beta \neq 0$  olan bir vida (örneğin üçgen veya trapez vida gibi) söz konusu ise, profil eğiminden dolayı vida yüzeyindeki normal kuvvet ve buna bağlı olarak sürtünme kuvveti değişecektir. Kare profilli vidadaki normal kuvvet  $F_N$  ve üçgen profilli vidadaki normal kuvvet  $F_n$  olsun (Şek. 13.25).



**Şekil 13.25** Üçgen vidadaki kuvvet durumu

Bu iki kuvvet arasında

$$F_n = \frac{F_N}{\cos \beta / 2}$$

eşitliği vardır. Kare profilli vidadaki sürtünme kuvveti

$$F_S = \mu \cdot F_N$$

üçgen profilli vidadaki sürtünme kuvveti ise



$$F'_s = \mu F_n = \mu \frac{F_N}{\cos \beta/2} = F_N \cdot \frac{\mu}{\cos \beta/2}$$

şeklindedir. Burada

$$\mu' = \tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta/2}$$

yazılırsa, vida profilinin eğimi sürtünme katsayısının içinde göz önüne alınmış olur. Böylece daha önce yazılmış olan eşitliklerdeki  $\mu$  yerine  $\mu'$  (veya  $\rho$  yerine  $\rho'$ ) yazılmasıyla sıkma ve çözme durumları, tepe açısı  $\beta \neq 0$  olan vidalarda

$$F_t = F_{\text{ön}} \cdot \tan (\alpha \pm \rho')$$

yazılabilir.

Cıvata bağlantısına etkiyen eksenel yükü kaldırmak veya somunu belli bir ön gerilme kuvveti ( $F_{\text{ön}}$ ) ile sıkmak (veya çözmek) için gerekli moment, tepe açısı  $\beta \neq 0$  vidalarda,

$$\begin{aligned} M_s &= F_t \cdot \frac{d_2}{2} \\ &= F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan (\alpha \pm \rho') \end{aligned}$$

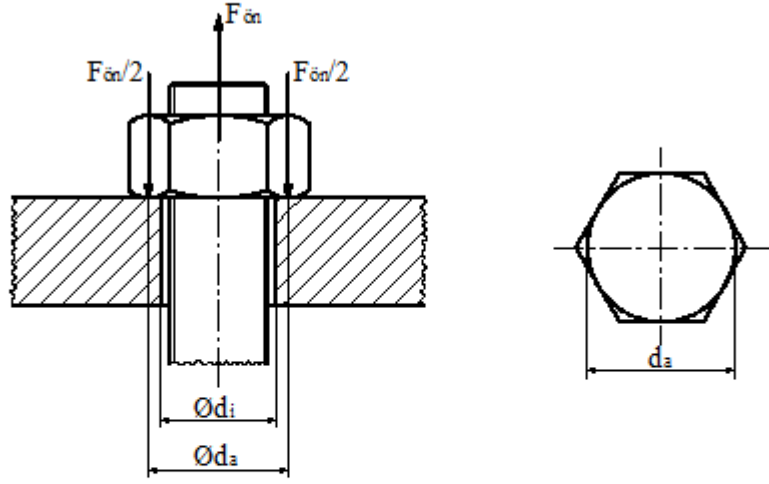
eşitliği ile hesaplanır. Burada  $d_2$  –ortalama vida çapı olup  $\beta = 0$  için (kare vida)  $\rho'$  yerine  $\rho$  alınmalıdır.

### 13.7.1.2. Somun Altı Sürtünmesi Momenti

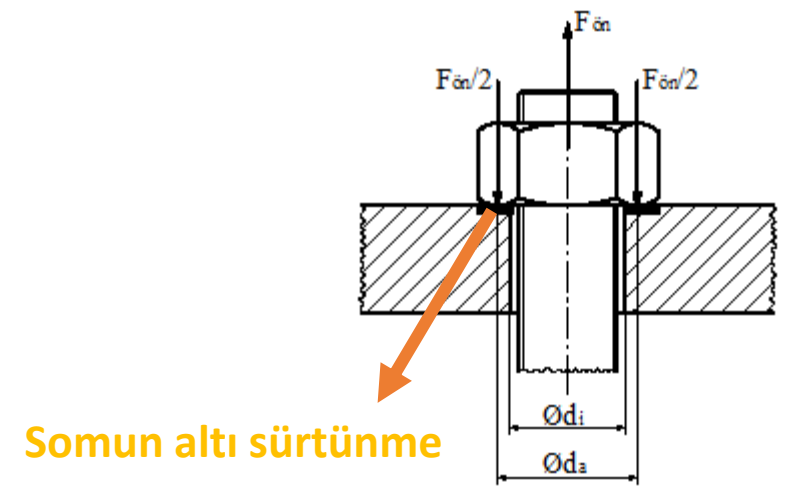
Cıvata bağlantılarında sıkma ve sökme işlemi yapılırken, somunun veya cıvata başının bağlanan parçaya temas etmesinden itibaren temas yüzeyinde bir sürtünme meydana gelecektir. Bağlantıya gereken ön gerilmenin verilebilmesi için cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünme direncine ek olarak somun veya cıvata başı ile bağlanan parça arasındaki sürtünme direncinin de karşılanması gerekir.

Şekil 13.26'da somun (veya cıvata başının) temas çapı  $d_s$  ve civatanın geçmiş olduğu deliğin çapı  $d_i$  olmak üzere temas yüzeyinin ortalama çapı

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2}$$



Şekil 13.26 Somun altı sürtünmesi



Somun altı sürtünme

olarak alınabilir. Standart somun veya cıvatalarda yaklaşık olarak bu büyüklük

$$d_m = 2 r_m \cong 1,4 \cdot d$$

alınabilir. Burada  $d$ -cıvatanın dış üstü çapıdır. Bu durumda somun altı sürtünmesini karşılayacak olan moment

$$\begin{aligned} M_o &= 2 \cdot (\mu_o \cdot \frac{F_{ön}}{2} \cdot r_m) \\ &= F_{ön} \cdot \mu_o \cdot r_m \end{aligned}$$

olarak bulunur. Burada  $\mu_o$ -somun (veya cıvata başı) ile bağlanan parça arasındaki sürtünme katsayısıdır. Cıvata bağlantısının çözülmesi halinde bu momentin harekete ters yönde etki edeceği unutulmamalıdır.

### 13.7.1.3. Toplam Sıkma ve Çözme Momenti

Bir cıvata bağlantısında sıkma veya çözme işlemi için gerekli olan moment, cıvata ve somun vidası dişleri arasındaki sürtünme momenti ( $M_s$ ) ile somun veya cıvata başı ile bağlanan parçaların temas yüzeylerindeki sürtünme momentinin ( $M_o$ ) toplamından ibarettir.

Kare profilli vidalar tepe açısı ( $\beta = 0$ ) için toplam sıkma ve çözme momentini

$$M_{s,\text{çtop}} = F_{\text{ön}} \left( \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha \pm \rho) \pm \mu_0 r_m \right)$$

ve tepe açısı  $\beta \neq 0$  olan vidalar için aynı eşitlik

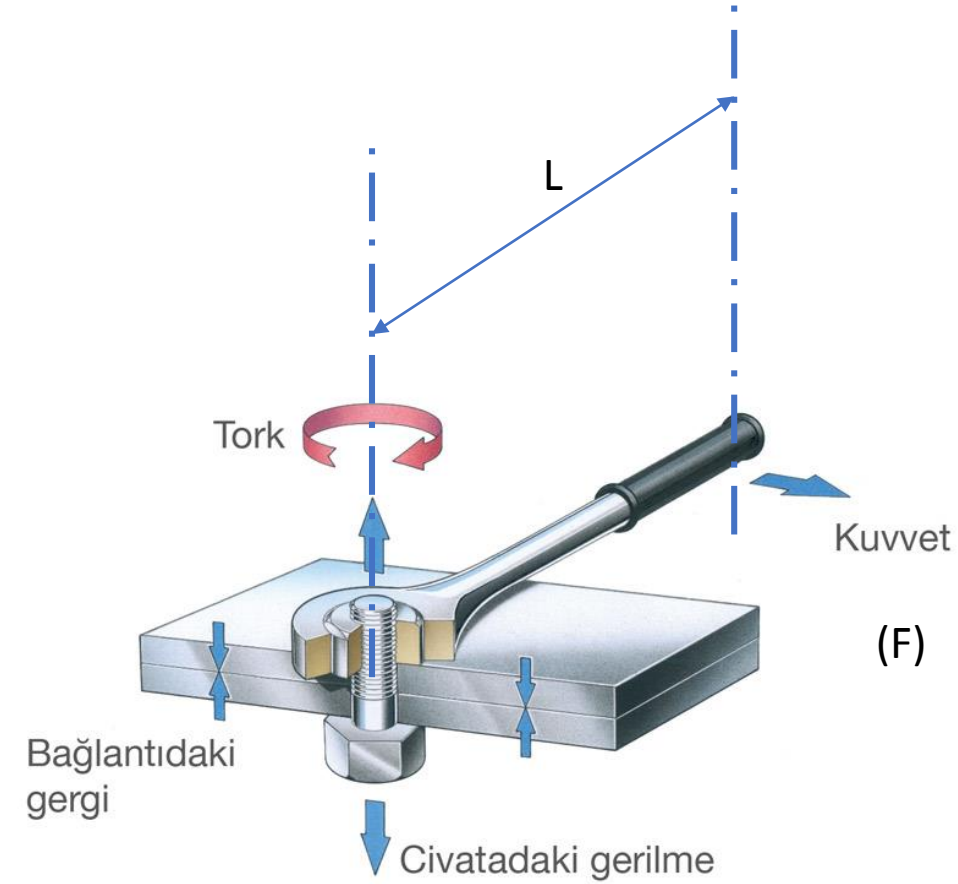
$$M_{s,\text{çtop}} = F_{\text{ön}} \left( \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha \pm \rho') \pm \mu_0 r_m \right)$$

şeklindedir.

Standart vidaların  $\alpha$  helis eğim açıları  $3^\circ$  ve  $\rho$  sürtünme açıları ( $\mu \approx 0,1$  için)  $6^\circ$  dolayındadır. Bu durumda küçük açılar için

$$\tan(\alpha \pm \rho) \cong \tan \alpha \pm \tan \rho$$

eşitliği alınabilir.



$$M_s = F \times L$$

### 13.7.2. Kilitlenme (Otoblokaj)

Otoblokajın kelime anlamı kilitlenme veya kendi kendine çözülmemedir. Bir ön gerilme ile sıkılmış cıvata bağlantısının kendi kendine çözülmemesi bağlantının otoblokajlı olduğunu gösterir. Cıvata bağlantılarında bağlantının çözülmesi için bir kuvvet (veya moment) uygulanıyorsa bağlantı otoblokajlıdır. Yani çözme momenti sıfırdan küçükse bağlantıda otoblokaj vardır denir. Otoblokaj (kilitlenme) için somun altı sürtünmesi göz önüne alınmaz. O halde tepe açısı  $\beta \neq 0$  olan vidada otoblokaj şartı

$$M_{\varphi} = F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') < 0$$

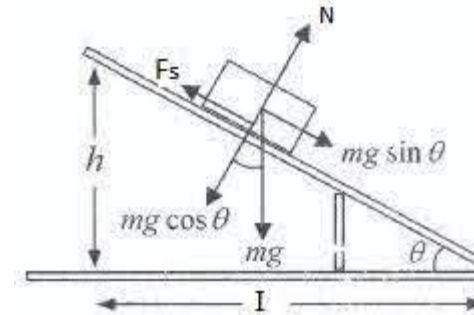
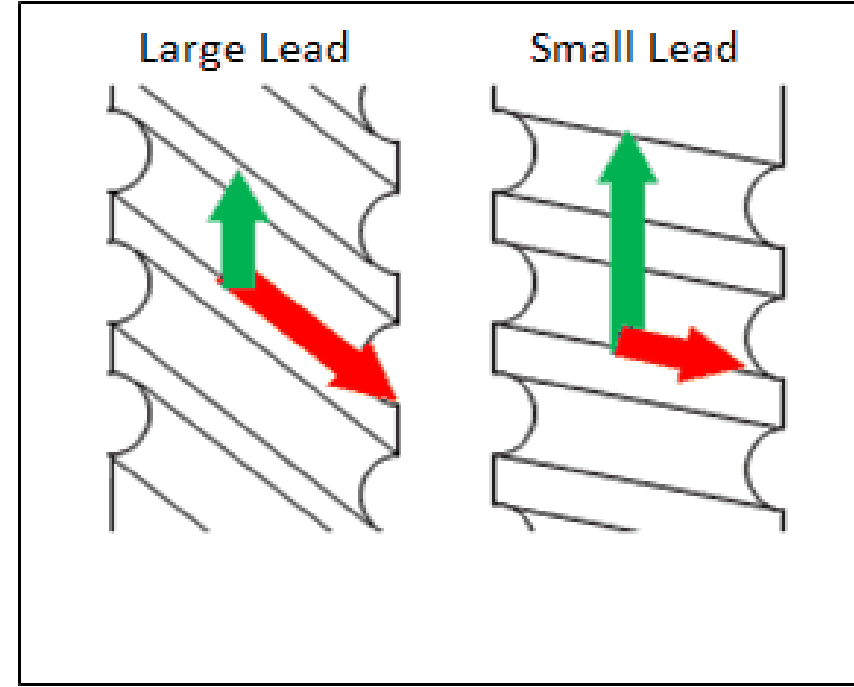
dır. Ancak burada  $F_{\text{ön}}$  ve  $d_2$  değerleri sıfırdan küçük olamayacağına göre

$$\tan(\alpha - \rho') < 0$$

olmalıdır. Ayrıca küçük açılarda açılarının tangente değeri yerine radyan değeri ile işlem yapılırsa büyük bir hata yapılmamış olur. Bu durumda

$$\alpha < \rho'$$

olmaktadır. Görüldüğü gibi cıvata bağlantılarının otoblokajlı olabilmesi için ( $\alpha$ ) helis eğim açısının ( $\rho'$ ) sürtünme açısından küçük olması gerekmektedir.



### 13.7.3. Verim

Verim, alınan işin (faydalı iş) verilen (sarfedilen) işe oranıdır.

#### a) Döndürme momentinden doğrusal hareket oluşturmada

Cıvata bağlantısında sarfedilen iş; sıkma momentini bir tam devir ( $2\pi$ ) kadar döndürmektedir. Yani

$$W_s = M_s \cdot (2\pi)$$

Alınan iş ise;  $F_{\text{ön}}$  kuvvetinin  $h$  mesafede yaptığı iş olur ki bu durum cıvatanın  $F_{\text{ön}}$  yükü altında yaptığı ilerlemedir. Söyleneni formüle edersek

$$W_f = F_{\text{ön}} \cdot h$$

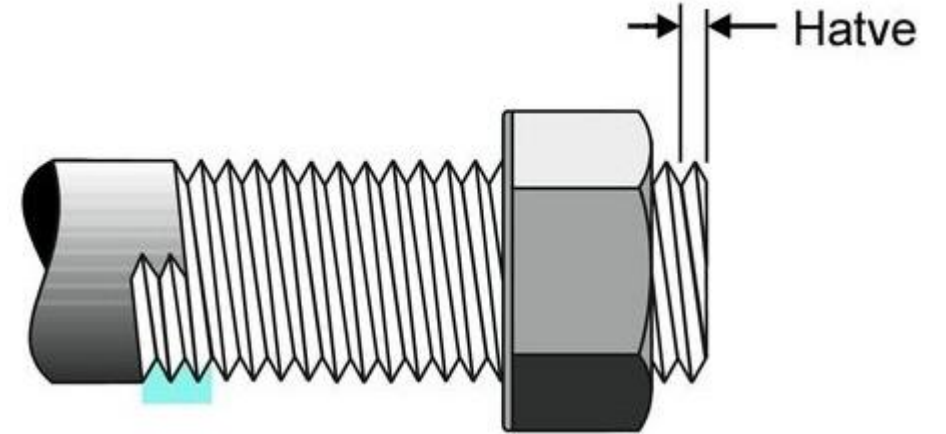
O halde verim

$$\eta = \frac{W_f}{W_s} = \frac{F_{\text{ön}} \cdot h}{F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot 2\pi}$$

Burada  $\tan \alpha = h / \pi \cdot d_2$  olduğuna göre

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')}$$

olur.



## b) Doğrusal hareketten döndürme momenti oluşturmada

Bu durumda verimin hesaplanabilmesi için, vidanın otoblokajsız olması ( $\alpha > \rho'$ ) gerekmektedir. Böylece uygulanan eksenel çözüme kuvveti bir döndürme momenti oluşturur.

$$\text{Sarfedilen iş : } W_s = F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') \cdot 2\pi$$

$$\text{Faydalı iş : } W_f = F_{\text{ön}} \cdot h$$

yazılımlarından verim

$$\eta' = \frac{W_f}{W_s} = \frac{\tan(\alpha - \rho')}{\tan \alpha}$$

olur.

Otoblokajlı bir vidada sınır durumunda  $\alpha = \rho'$  için verim, küçük açılarda  $\tan(\alpha + \rho') = \alpha + \rho' = 2\alpha$  alınabileceğinden,

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = \frac{\alpha}{2\alpha} = \frac{1}{2} = 0,5$$

olur. Buna göre otoblokajlı bir vidada verim en fazla % 50 dir.

## 13.8. Cıvata Bağlantılarının Hesabı

### 13.8.1. Statik Yük Etkisi

#### 13.8.1.1. Yüzey Basıncı

Cıvata bağlantısına uygulanan eksenel kuvvetin ( $F_{\bar{on}}$ ), vida dişlerine düzgün dağıldığı kabul edilir. Vida dişinin taşıma derinliği  $t_2$  (karşılıklı iki vida dişinin temas yüksekliği),  $F_{\bar{on}}$  yükünü taşıyan diş sayısı  $z$  ve ortalama çap  $d_2$  olduğuna göre kuvvet taşıyan dişlerin toplam alanının eksene dik düzlemdeki izdüşümü

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot z$$

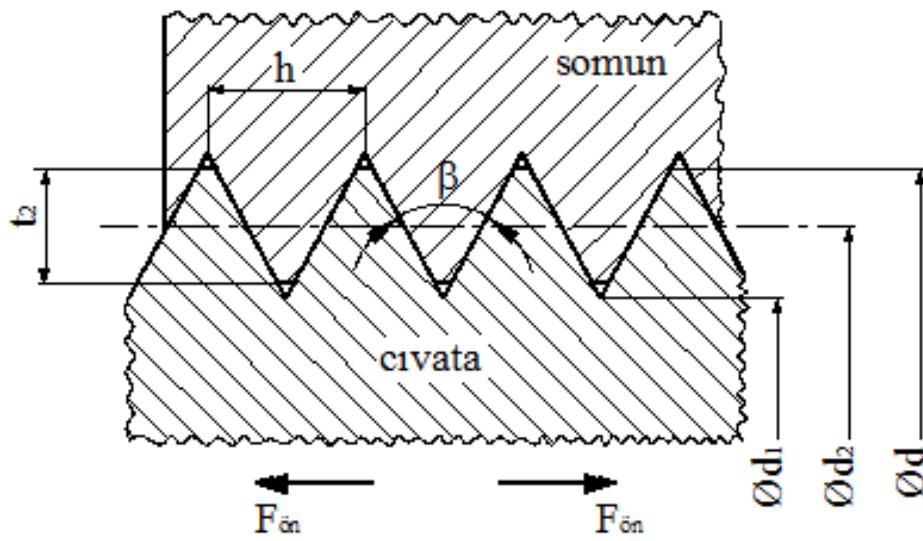
olur.

Eksene eğik olması nedeniyle daha büyük olan gerçek temas alanı bir emniyet teşkil eder. Vida dişlerindeki yüzey basıncı

$$p = \frac{F_{\bar{on}}}{A} = \frac{F_{\bar{on}}}{\pi \cdot d_2 \cdot z \cdot t_2} \leq p_{em}$$

olur. Burada temastaki diş sayısı





Şekil 13.27

$$z = \frac{F_{ön}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}}$$

eşitliğinin her iki tarafı hatve (vida adımı) ile çarpılırsa somun yüksekliği

$$m = z \cdot h = \frac{F_{ön}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}} \cdot h$$

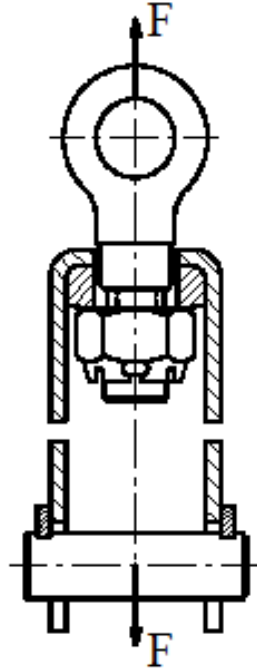
bulunur. Buradaki  $m = z \cdot h$  değeri bağlantıda kullanılması gereken somun yüksekliği veya civatanın parçaya vidalanma derinliğidir. Pratikte standart çelik civataların somun yükseklikleri Cetvel 13.11'deki gibi alınabilmektedir. Cetveldeki  $\sigma_{Ak}$  değeri, civata malzemesinin akma sınırını göstermektedir.

Cetvel 13.11 Çelik civatalarda somun yükseklikleri

Civata	Somun veya karşı parça	Somun yüksekliği (m)	Emniyetli yüzey basıncı ( $p_{em}$ )
Çelik	Çelik, dökme çelik, bronz	$(0,8 \dots 1) \cdot d$	$0,25 \cdot \sigma_{Ak}$
Çelik	Kır dökme demir, <u>temper döküm</u>	$(1,3 \dots 1,5) \cdot d$	$0,15 \cdot \sigma_{Ak}$
Çelik	Hafif metal	$(2 \dots 2,5) \cdot d$	$0,10 \cdot \sigma_{Ak}$

### 13.8.1.2. Yüksüz Sıkılan Cıvatalar

Bağlantı yapılırken somun veya cıvataya herhangi bir yükün etki etmediği durumdur. Yani cıvata-somun bağlantısı yapılırken bir eksenel kuvvet ( $F_{\text{en}}$ ) oluşmaz veya herhangi bir eksenel yük kaldırılmaz. Bu tür cıvatalar için kaldırma makinalarının kanca bağlantıları veya Şekil 13.28'de görülen askı tertibatları örnek gösterilebilir.



Şekil 13.28 Yüksüz sıkılan cıvata

Sisteme uygulanan işletme kuvveti  $F$ , cıvatayı çekmeye zorlar. Çekme gerilmesi

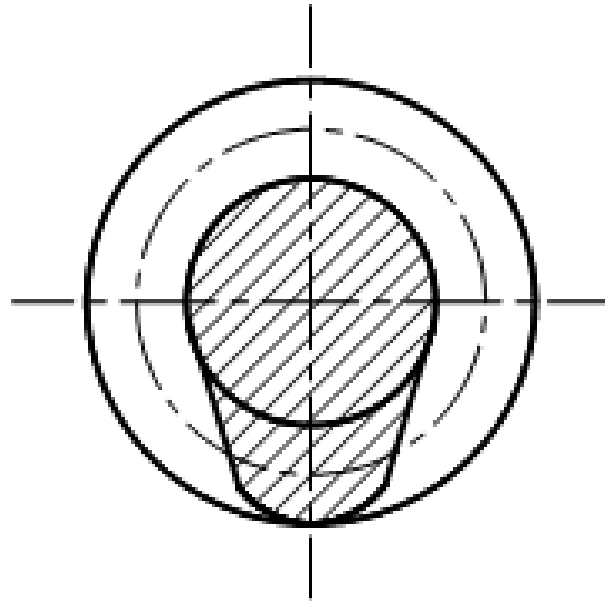
$$\sigma_{\text{ç}} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{\text{em}}$$

eşitliği ile hesaplanır. Helis eğiminden dolayı eksene dik doğrultudaki kesitin, dış dibi kesitinden daha büyük olması ayrı bir emniyet sağlamaktadır (Şek.13.29).

Bu kesit

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2$$

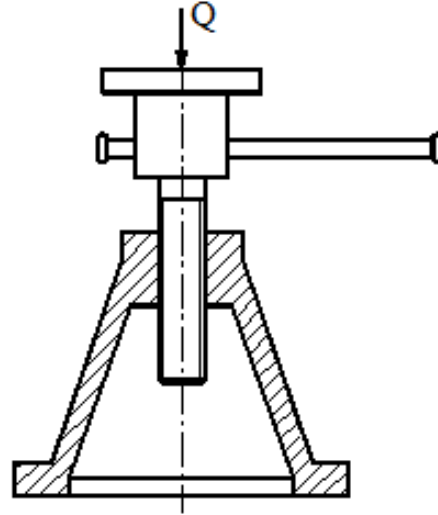
şeklinde bulunabilir.



**Şekil 13.29** Eksene dik doğrultudaki gerilme kesiti

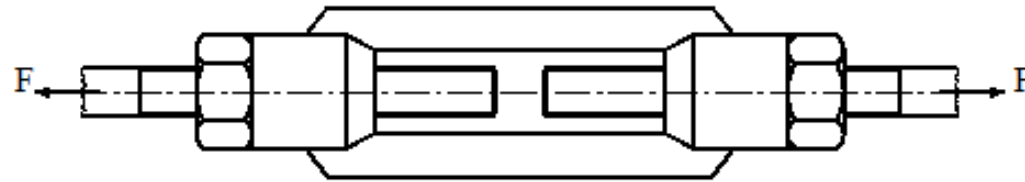
### 13.8.1.3. Yük Altında Sıkılan Cıvatalar

Cıvatanın sıkılması esnasında eksenel bir yükün kaldırılması söz konusu olabileceği gibi bağlantının belli bir ön gerilme kuvveti ( $F_{ön}$ ) ile sıkılması da gerekebilir. Örneğin bir yük kaldırma krikosunda olduğu gibi cıvata yük altında sıkılıyorsa cıvatada hem basma hem burulma gerilmeleri meydana gelir (Şek.13.30).



Şekil 13.30 Ateye krikosu

Bir halat germe tertibatının cıvatasında ise hem çekme hem de burulma gerilmesi vardır (Şek.13.31).



Şekil 13.31 Halat germe tertibatı

Cıvata ön gerilme kuvveti etkisinde çekmeye (veya basmaya)

$$\sigma_{\zeta,b} = \frac{F_{\text{ön}}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}$$

ve sıkma momenti etkisinde burulmaya

$$\tau_b = \frac{M_s}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}}$$

zorlanır. Somun altı sürtünmesi momenti cıvataya etkilediğinden hesaba katılmaz. Bu durumda cıvatadaki bileşik gerilme, maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre,

$$\sigma_{e\zeta} = \sqrt{\sigma_{\zeta,b}^2 + 3\tau_b^2} \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile hesaplanır.

Cıvata bağlantısı bir ön gerilme kuvveti ( $F_{\text{ön}}$ ) ile gerçeklenmekle beraber daha sonra sisteme bir işletme kuvveti ( $F_{\text{iş}}$ ) uygulandığını varsayalım. Statik bir işletme kuvveti söz konusu ise toplam kuvvet etkisinde sadece çekme (veya basma) zorlanması

$$\sigma_{\zeta,b} = \frac{F_{\text{top}}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

göz önüne alınır. Çünkü sıkma esnasında oluşan burulma gerilmesi hem oldukça küçüktür hem de işletme esnasında kuvvetler değişeceğinden burulma gerilmesi yok olabilmektedir.

Cıvata bağlantısında değişken bir işletme kuvveti söz konusu ise hesaplar değişken zorlanmaya göre yapılmalıdır. Cıvataya gelen kuvvetlerin en büyük ve en küçük büyüklükleri

$$F_{\text{maks}} = F_{\text{top}} = F_{\text{ön}} + F_z \quad \text{ve} \quad F_{\text{min}} = F_{\text{ön}}$$

şeklindedir. Burada  $F_z$ -işletme kuvveti nedeniyle cıvataya gelen ek (zam) kuvvettir. Bu kuvvetin hesaplanması 13.8.2 başlığı altında verilecektir.

Cıvataya etkiyen ortalama kuvvet ve kuvvet genliği

$$F_m = \frac{F_{maks} + F_{min}}{2} \quad \text{ve} \quad F_g = \frac{F_{maks} - F_{min}}{2}$$

olmaktadır. Buna bağlı olarak ortalama gerilme ve gerilme genliği

$$\sigma_m = \frac{F_m}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \quad \text{ve} \quad \sigma_g = \frac{F_g}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}$$

olarak bulunur. Genlik kuvveti cıvatada yorulma sonucu kırılmalara neden olacağından, emniyet gerilmesi

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

olduğu hatırlanarak, burada

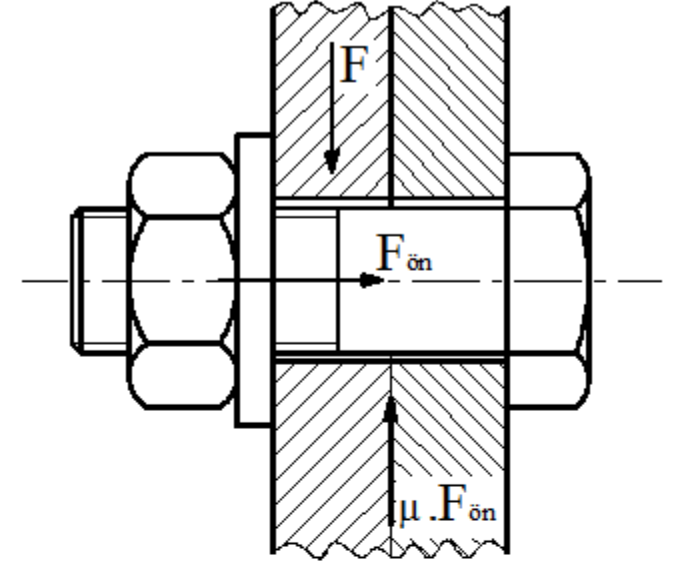
$$\sigma_g \leq \sigma_{em}$$

bağıntısı kontrol edilmelidir.

#### 13.8.1.4. Kesme Gerilmesi

Cıvatalar hiçbir koşulda kesme zorlanması etkisinde bırakılmamaları için, olmayan nedenlerle cıvatanın kesme etkisinde kalması söz konusu bağlantısı özel olarak şekillendirilmelidir. Cıvata eksenine dik doğru kesme kuvvetini karşılamak üzere şekillendirilen bağlantılar için iki yol vardır. Birincisinde cıvata, bağlanacak parçalardan serbest geçirilir. Sıkıştırılmasıyla oluşturulan ön gerilme kuvveti, sisteme bir işletme kuvveti uygulandığında, yüzeyler arasında bir sürtünme kuvveti meydana gelir. Bağlanan parçalar birbirine göre hareket edemez ve dolayısıyla cıvata bir kesme etkisi yaratamaz (Şek. 13.32).

Sıkılan parçaların birbirine göre hareket etmemesi (birbiri üzerinde kaymaması) için



Şekil 13.32 Cıvatanın kesilmeye zorlanması

$$\mu \cdot F_{\text{ön}} \geq F$$

veya  $k > 1$  olmak üzere

$$\mu \cdot F_{\text{ön}} = k \cdot F$$

yazılabilir. Böylece cıvatanın

$$F_{\text{ön}} = k \cdot \frac{F}{\mu}$$

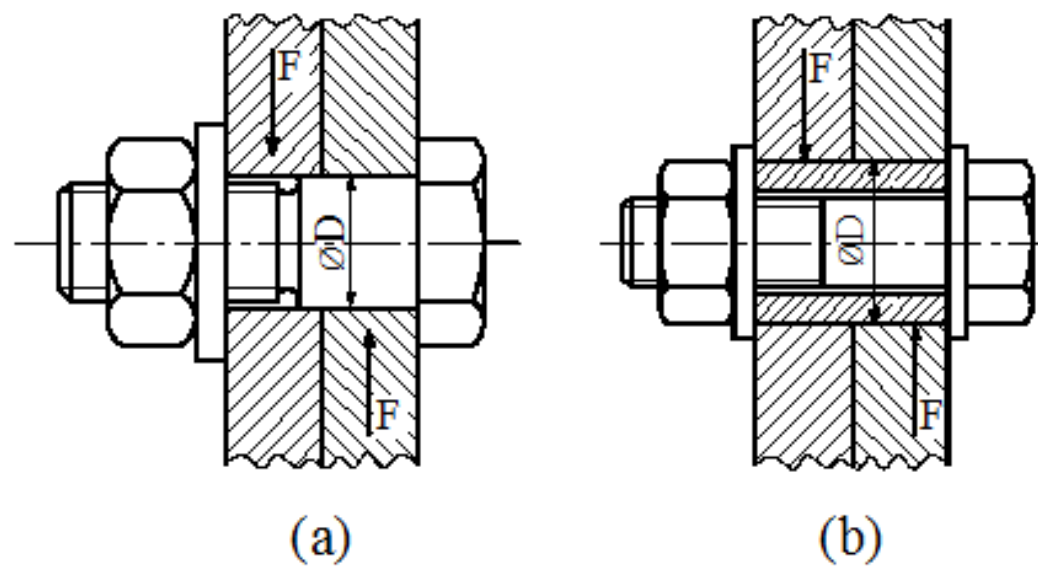


değerindeki bir ön gerilme kuvveti ile sıkılması gerektiği ortaya çıkar. Bu şekilde yapılan bir bağlantıda civata, ön gerilme kuvveti nedeniyle çekmeye ve sıkma momenti nedeniyle de burulmaya zorlanacağından, bileşik gerilmeye göre kontrol edilmelidir.

Eksenine dik kuvvet etkisindeki civata bağlantısının şekillendirilmesinde ikinci olarak civata, bağlanacak parçalardan boşluksuz olarak geçirilir. Bu iş için ya faturalı civata kullanılır veya bağlantıda, kesme kuvvetlerini alacak bir burç kullanılır (Şek.13.33).

Bu durumda civata veya kesme burcu kesilme etkisinde kalacaktır.

Kesme gerilmesi



**Şekil 13.33** Kesme kuvvetinin karşılanması  
 a. Faturalı civata kullanılması  
 b. Kesme burcu kullanılması

$$\tau_k = \frac{F}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \leq \tau_{em}$$

eşitliğinden hesap edilir. Ayrıca civata ile delik veya kesme burcu ile delik arasındaki yüzey ezilmesi

$$p = \frac{F}{s \cdot D} \leq p_{em}$$

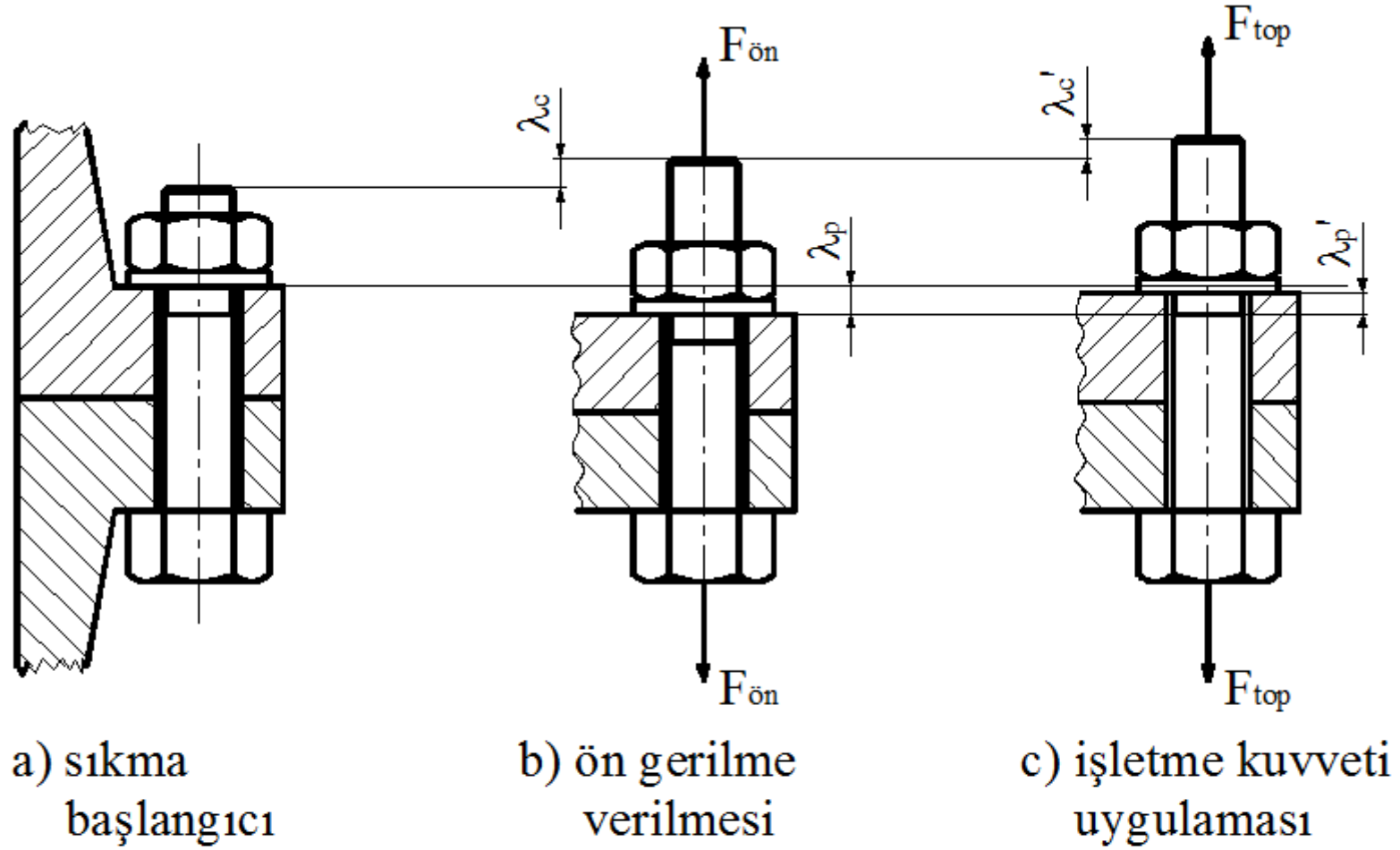
eşitliği ile kontrol edilmelidir. Burada  $s$ -bağlanan parçalardan ince olanın kalınlığıdır.

## 13.8.2. Dinamik Yük Etkisi

### 13.8.2.1. Ön Gerilme ve Ön Gerilme Etkisi

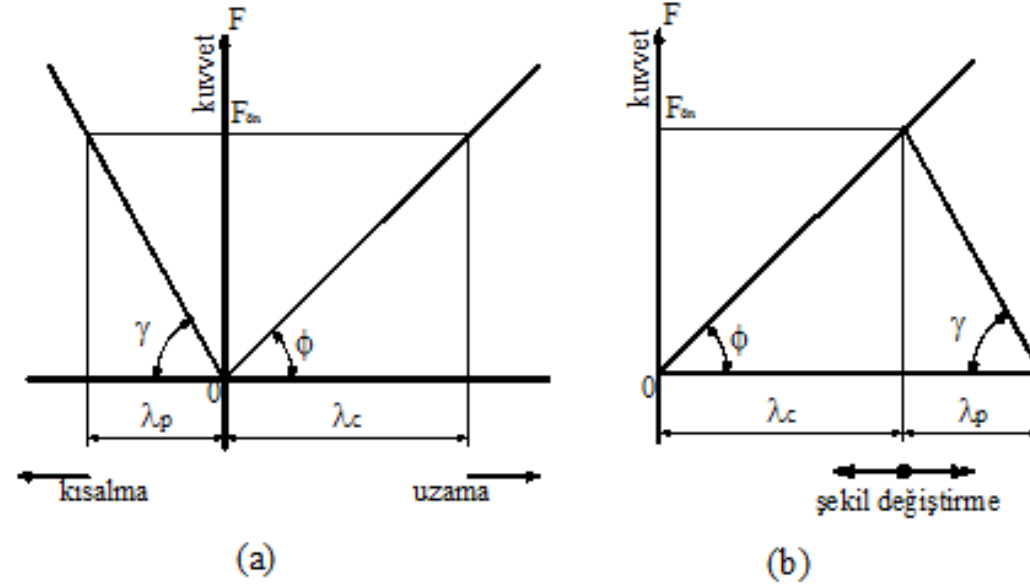
Belirli bir ön gerilme kuvveti ile sıkılan cıvata bağlantılarına, çalışma sırasında, bir işletme kuvveti ( $F_{i\dot{f}}$ ) etki ediyorsa bu durumda hesaplama ve boyutlandırma sürekli mukavemete göre yapılmalıdır.

Şekil 13.34' deki flaş bağlantısında sıkma sonucu  $F_{ön}$  gibi bir ön gerilme kuvveti meydana gelir. Bu durumda sıkılan parçalar kısalır (büzülür) ve buna karşılık cıvata uzar. Sıkılan parçaların kısalması  $\lambda_p$  ve cıvatanın uzaması  $\lambda_c$  ile gösterilirse, elastik bölgedeki şekil değiş tirmeler için, Hooke kanununa göre kuvvet



Şekil 13.34 Cıvata bağlantısında şekil değiştirme

ile şekil değiştirmeler arasındaki bağıntı bir diyagram haline getirilebilir (Şek.13.35).



**Şekil 13.35** a. Cıvata bağlantısında kuvvet-şekil değiştirme durumu, b. Ön gerilme üçgeni

Hooke kanununa göre kuvvetle uzamalar orantılı olduğuna göre

$$\tan \phi = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_c} \quad \text{ve} \quad \tan \gamma = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_p}$$

eşitlikleri yazılabilir. Şekil değiştirme-kuvvet bağıntısına sistemin karakteristiği adı verilirse karakteristiğin eğim açısı sistemin rijitliğini veya yaylanma sayısını gösterir. Yani cıvatanın yaylanma rijitliği

$$C_c = \tan \phi = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_c}$$

ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliği

$$C_p = \tan \gamma = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_p}$$

olmaktadır.

İki ayrı diyagram olarak çizilen şekil değiştirme-kuvvet bağıntısı (Şek.13.35a) aynı diyagramın bir tarafında gösterilebilir. Bu gösterilme şekline “ön gerilme üçgeni” adı verilir (Şek.13.35 b).

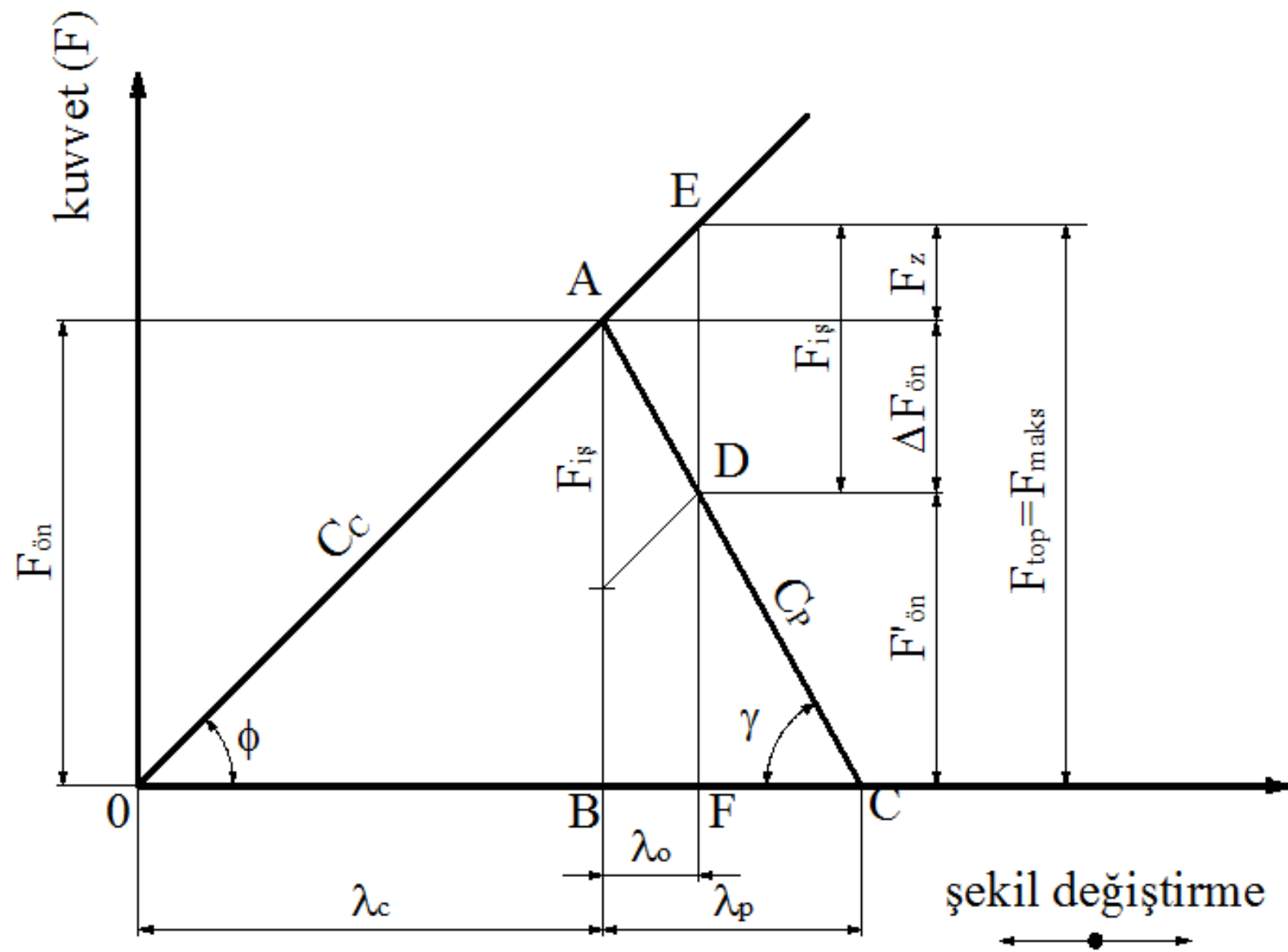
Yukarıda sözü edilen flens bağlantısına  $F_{i\check{s}}$  gibi bir işletme kuvveti etkidiğinde bütün sistemde bir uzama meydana gelir. Şöyle ki önceden uzamış olan civata  $\lambda'_c$  kadar daha uzar, buna karşılık daha önce kısalmış olan sıkılan parçalar  $\lambda'_p$  kadar kendini bırakır. Burada sıkılan parçaların kendini bırakması civatanın uzaması kadar olacaktır. Yani

$$\lambda'_c = \lambda'_p = \lambda_o$$

olur. Bu durumda civatanın toplam uzaması  $\lambda_{c\text{top}} = \lambda_c + \lambda_o$  ve sıkılan parçaların toplam kısalması ise  $\lambda_{p\text{top}} = \lambda_p - \lambda_o$  olmaktadır (Şek.13.36).

Ön gerilme üçgeninin analitik olarak çizim şekli şöyle yapılır: şekil değiştirme-kuvvet eksen takımına ön gerilme etkisindeki uzama ( $\lambda_c$ ) ve kısalma ( $\lambda_p$ ) ile  $F_{\text{ön}}$  kuvveti çizilerek A ve B noktaları bulunur. OA ve CA doğruları çizilerek  $C_c$  ve  $C_p$  karakteristik doğruları bulunur. Daha sonra A noktasından aşağıya doğru işletme kuvveti ( $F_{i\text{ş}}$ ) yerleştirilir. Bu kuvvetin bitim noktasından civatanın karakteristik doğrusuna ( $C_c$ ) bir paralel çizilerek bunun sıkılan parçaların karakteristik doğrusunu ( $C_p$ ) kestiği nokta (D) bulunur. Buradan bir düşey doğru geçirilerek bunun ( $C_c$ ) doğrusunu kesme noktası (E) işaretlenir. İşte bulunan bu son nokta, civataya etkiyen toplam kuvveti vermektedir. Aynı düşey doğru aşağıya uzatılarak yatay eksen ile kesiştirilirse (F) şekil değiştirmelerin son durumu ortaya çıkar.

Ön gerilme üçgeninden de kolayca görülebileceği gibi bağlantıya işletme kuvveti ( $F_{i\text{ş}}$ ) etkidiğinde civataya etkiyen toplam kuvvet  $F_{\text{top}}$  değerine çıkmakta, buna karşı sıkılan parçalardaki toplam kuvvet  $F'_{\text{ön}}$  değerini almaktadır. İşletme kuvveti nedeniyle civataya gelen ek kuvvete ( $F_z$ ) zam kuvvet adı verilir. Yine işletme



**Şekil 13.36** İşletme kuvveti etkisinde ön gerilme üçgeni



kuvveti etkisinde sıkılan parçalardaki  $F'_{\text{ön}}$  kuvvetine kalan ön gerilme kuvveti denir. O halde işletme kuvvetinin bir kısmı sıkılan parçaları etkiler ve ön gerilmeyi azaltır. Şekil 13.36'da görülen bu kuvvete de  $\Delta F_{\text{ön}}$  kayıp ön gerilme kuvveti adı verilmektedir.

Ön gerilme üçgenine göre civatadaki toplam kuvvet

$$F_{\text{top}} = F_{\text{maks}} = F_{\text{ön}} + F_z \quad \text{ve} \quad F_{\text{min}} = F_{\text{ön}}$$

Sıkılan parçalardaki kalan ön gerilme

$$F_{\text{min}} = F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - \Delta F_{\text{ön}} \quad \text{ve} \quad F_{\text{maks}} = F_{\text{ön}}$$

Kayıp ön gerilme kuvveti

$$\Delta F_{\text{ön}} = F_{\text{iş}} - F_z$$

olarak yazılabilir. Diğer taraftan ön gerilme üçgenine göre

$$\lambda_o = \frac{F_z}{C_c} = \frac{\Delta F_{\text{ön}}}{C_p}$$

olduğu görülür. Buradan

$$\Delta F_{\text{ön}} = F_z \cdot \frac{C_p}{C_c}$$

eşitliği

$$\Delta F_{\text{ön}} = F_{i\text{ş}} - F_z$$

eşitliğinde yerine yazılırsa zam kuvvet için

$$F_z = F_{i\text{ş}} \cdot \frac{C_c}{C_c + C_p}$$

veya

$$F_z = F_{i\text{ş}} \cdot \frac{1}{1 + C_p / C_c}$$

bağıntısı bulunmuş olur.

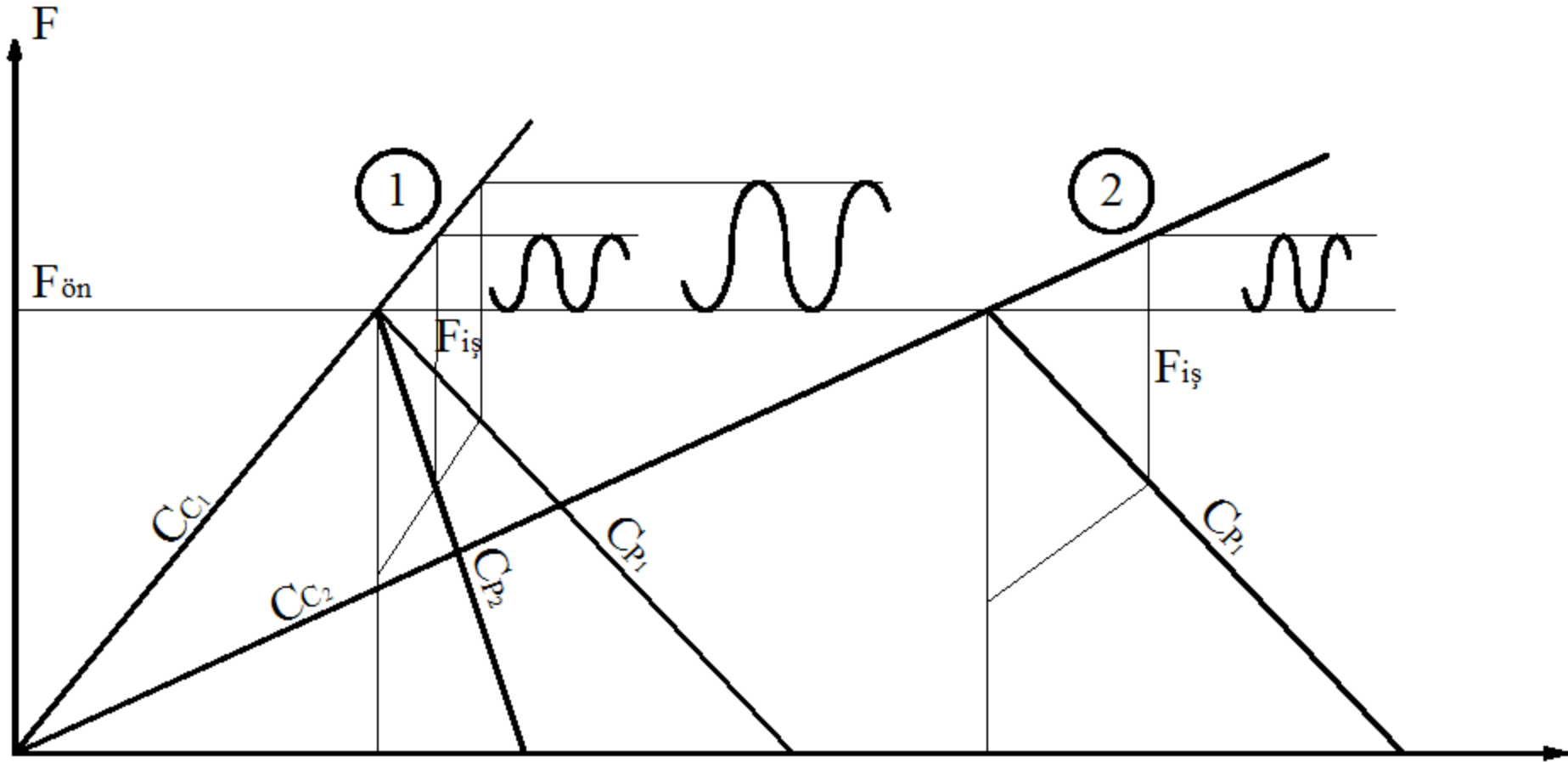
Değişken zorlanmaya maruz ön gerilmeli civata bağlantılarında, sürekli mukavemet bakımından, civataya gelen ek kuvvet ( $F_z$ ) mümkün olduğunca küçük olmalıdır. Çünkü değişken olan bu kuvvetin genliği

$$F_g = \frac{F_{maks} - F_{min}}{2} = \frac{F_{maks} - F_{ön}}{2} = \frac{F_z}{2}$$

olduğuna göre civatanın ömrü bu ek kuvvetin buyukluğuna bağlıdır. Yukarıdaki  $F_z$  eğitliğinden de görülebileceği gibi, değiğken iğletme kuvveti nedeniyle, civataya gelen zam kuvvet civata ve sıkılan parçaların rijitliklerine bağlıdır. Eğitliklerin incelenmesinden de anlağılacağı gibi civatanın elastikliği ne kadar fazla ise zam kuvvet o kadar kuuk olacaktır.

Bir an için aynı ön gerilme ve aynı iğletme kuvveti etkisindeki bir bağlantıda önce civatanın yaylanma rijitliğini ( $C_{c1}$ ) sabit tutarak sıkılan parçaların yaylanma rijitliğini değiğken ( $C_{p1}$  ve  $C_{p2}$ ), daha sonra sıkılan parçaların yaylanma rijitliğini ( $C_{p1}$ ) sabit tutarak civatanın yaylanma rijitliğini değiğken ( $C_{c1}$  ve  $C_{c2}$ ) alalım (Şek.13.37). Birinci durumda sıkılan parçaların yaylanma rijitlikleri arttıa  $F_z$  kuvvetinin genliği azalmığ, ikinci durumda ise civatanın yaylanma rijitliği azaldıkça yine  $F_z$  kuvvetinin genliği azalmığtır.

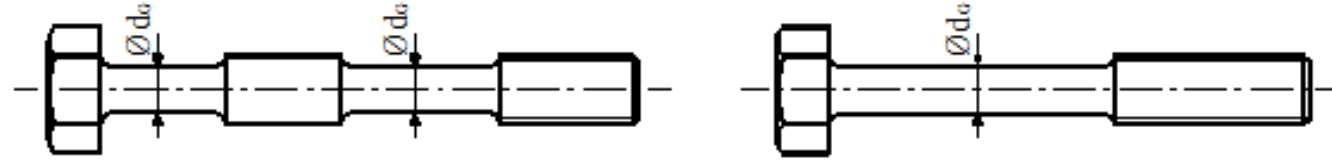
Bu sonuca göre değiğken yük etkisindeki ön gerilmeli civata bağlantılarında civatanın elastik (esnek), sıkılan parçaların ise rijit (sert) olması gerekmektedir. Bu nedenle ön gerilmeli sistemlerde uzar civata adı verilen esnek civatalar kullanılır. Uzar civatanın bağlıca özelliği, uzama etkisindeki gövde çapının ( $d_G$ ) diğ dibi çapından ( $d_1$ ) daha kuuk olmasıdır (Şek.13.38).



**Şekil 13.37** Yaylanma rijitliklerinin ön gerilme üçgeni üzerindeki etkisi

Eksenel kuvvet etkisindeki bir çubukta gerilme ve boyutsuz uzama

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{ve} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$$



**Şekil 13.38** Uzar civata

ve elastik bölgede Hooke kanununa göre

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

yazılabilir. Bu eşitliklerden söz konusu çubuğun yaylanma rijitliği

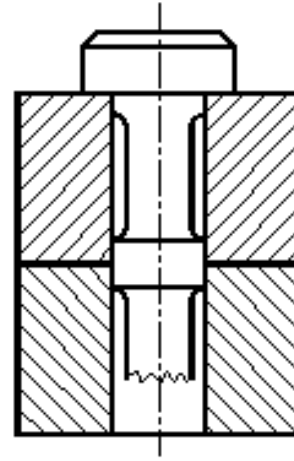
$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{A.E}{l}$$

olarak bulunur. O halde ön gerilmeli civatadaki yaylanma rijitliği ise

$$C_c = \frac{A_c.E_c}{l_c}$$

eşitliği ile hesaplanır. Yaylanma rijitliğinin ( $C_c$ ) küçük olabilmesi için civata kesintinin ( $A_c$ ) küçük ve civata boyunun ( $\ell_c$ ) uzun olması gerekmektedir. Yüksek kaliteli civataların küçük kesitte yapılması olanak dahilindedir. Çentik etkisi nedeniyle belirli değerin altına düşürülemeyen civata çapı, vida kısmı dışında, gövde çapı (0,6... 0,8).d dolayında inceltilir. Vidalı kısımlara uygun geçiş ve temiz yüzey işçiliği ile çentik etkisi en aza indirilir.

Uzar civataların fatura kısmı, bağlanan parçaların ayrılma yüzeylerine getirilerek faturalı civata gibi kesme kuvvetleri de taşınabilir (Şek.13.39).



Şekil 13.39

Ön gerilmeli civata bağlantılarında; özellikle yüksek basınç etkisi altındaki kazan, tank, boru ve motorların silindir kapakları gibi yerlerde sızdırmazlık ön plandadır. Sızdırmazlık işlemi sisteme verilen ön gerilme kuvveti ile temin edilir. Çünkü işletme kuvveti etkidiğinde sistemde halen bir ön gerilme ( $F'_{ön}$ —kalan ön gerilme) bulunmalıdır. Bu şekilde sıkılan parçalarda bir deformasyon meydana gelecek, dolayısıyla sızdırmazlık sağlanacaktır. Sızdırmazlığı sağlamak için gerekli şart

$$F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - \Delta F_{\text{ön}} > 0$$

veya

$$F_{\text{ön}} > \Delta F_{\text{ön}}$$

olmalıdır. Sistemdeki kayıp ön gerilme kuvveti

$$\Delta F_{\text{ön}} = F_{\text{iş}} - F_z$$

eşitliği nedeniyle zam kuvvete, dolayısıyla cıvata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerine bağlıdır. Kayıp ön gerilmenin küçük olabilmesi,  $F_z$  kuvvetinin büyük olmasını gerektirir. Cıvatadaki zam kuvvetin büyük olması ise sistemdeki sıkılan parçaların esnek olmasını (özellikle kullanılan contaların esnek olmasını)

gerektirmektedir. Ancak yukarıda gördük ki cıvatanın ömrü bakımından zam kuvvetin, dolayısıyla kuvvet genliğinin küçük olması zorunludur. Bu nedenle bağlantıda sıkılan parçalar rijit, cıvata ise esnek seçilir. Sisteme yeterli büyüklükte bir ön gerilme kuvveti uygulanırsa kalan ön gerilmenin sürekliliği sağlanmış olur. Yüzey pürüzlerini kapatarak sızdırmazlık temin etmek için bağlantıda esnek (elastik) conta kullanılıyorsa ön gerilme kuvveti işletme kuvvetinin 2...5 katı kadar seçilmelidir.

Sonucu özetlemek gerekirse, ön gerilmeli cıvata bağlantılarının iki önemli özelliği olduğu söylenebilir :

- 1.Cıvataya gelen ek kuvveti (değişken etkiyen zam kuvveti) azaltarak cıvatanın, dolayısıyla bağlantının ömrü arttırılır,
- 2.Yüksek basınç etkisinde sızdırmazlık temin edilir.

|



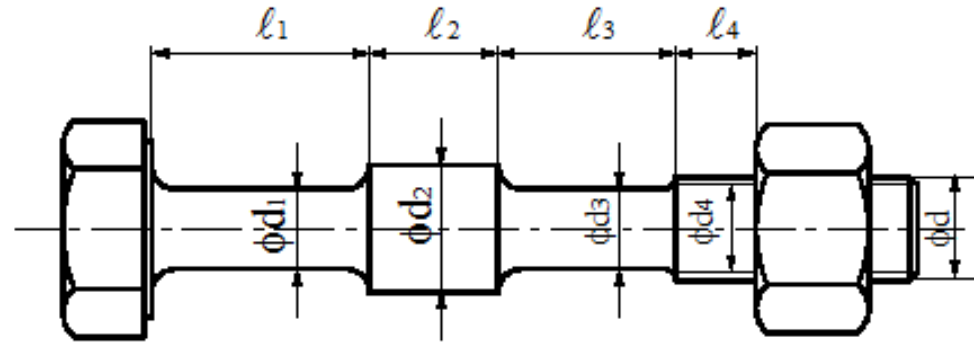
### 13.8.2.2. Yaylanma Rijitliklerinin Hesabı

Ön gerilmeli civata bağlantılarında sistemi etkileyen faktörlerden birisi de civata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitlikleridir. Genel olarak bir elemanın yaylanma rijitliği

$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{A.E}{l}$$

bağıntısı ile verilmiştir. Burada C (N/mm)–yaylanma sayısı veya rijitlik, F (N)–uzama veya kısalmaya neden olan dış kuvvet,  $\Delta l$  (mm)–F kuvveti etkisindeki şekil değiştirme, A (mm<sup>2</sup>)–şekil değiştiren elemanın deformasyon kesiti, E (N/mm<sup>2</sup>)–şekil değiştiren elemanın elastiklik modülü,  $l$  (mm)–şekil değiştiren elemanın deformasyon uzunluğudur.

Cıvatanın çapı değişken ise, örneğin uzar civata kullanılıyorsa, (Şek.13.40), her çap ve uzunluk için yaylanma rijitlikleri ( $C_{c1}, C_{c2}, \dots, C_{cn}$ ) ayrı ayrı hesaplanarak buradan



Şekil 13.40 Uzar civatada boyutlar

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{E_c} \left( \frac{l_{c1}}{A_{c1}} + \frac{l_{c2}}{A_{c2}} + \dots + \frac{l_{cn}}{A_{cn}} \right)$$

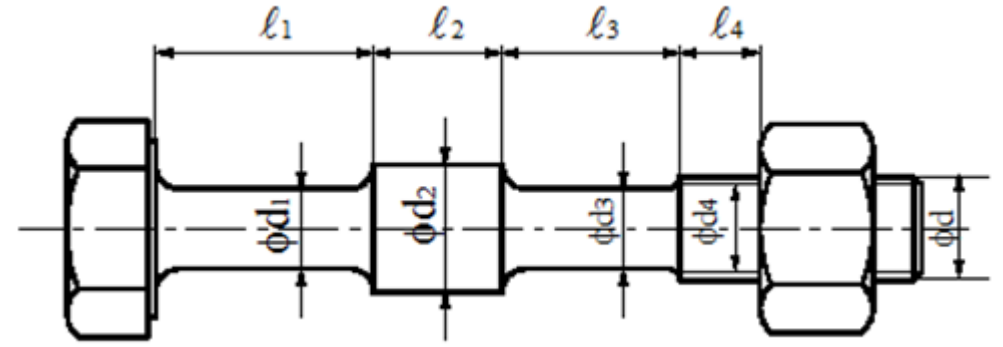
veya

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{C_{c1}} + \frac{1}{C_{c2}} + \dots + \frac{1}{C_{cn}}$$

toplam yaylanma rijitliği bulunur.

Cıvatanın yaylanma uzunluğu sıkılan parçaların kalınlığı kadar alınırsa büyük bir hata yapılmamış olur. Yani somun yüksekliğine karşılık gelen deformasyon göz önüne alınmayabilir.

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerinin hesabı oldukça zordur. Çünkü sıkılan parçaların ön gerilme etkisinde deformasyona uğrayan kesitini tam olarak belirlemek olanaksızdır. Bu konu ilk defa F. Rötcher tarafından ele alınmış ve sıkma esnasında parçalardaki şekil değiştirmelerin yayılışı, tepe açısı 90° olan bir koni olarak kabul edilmiştir (şek.13.41).



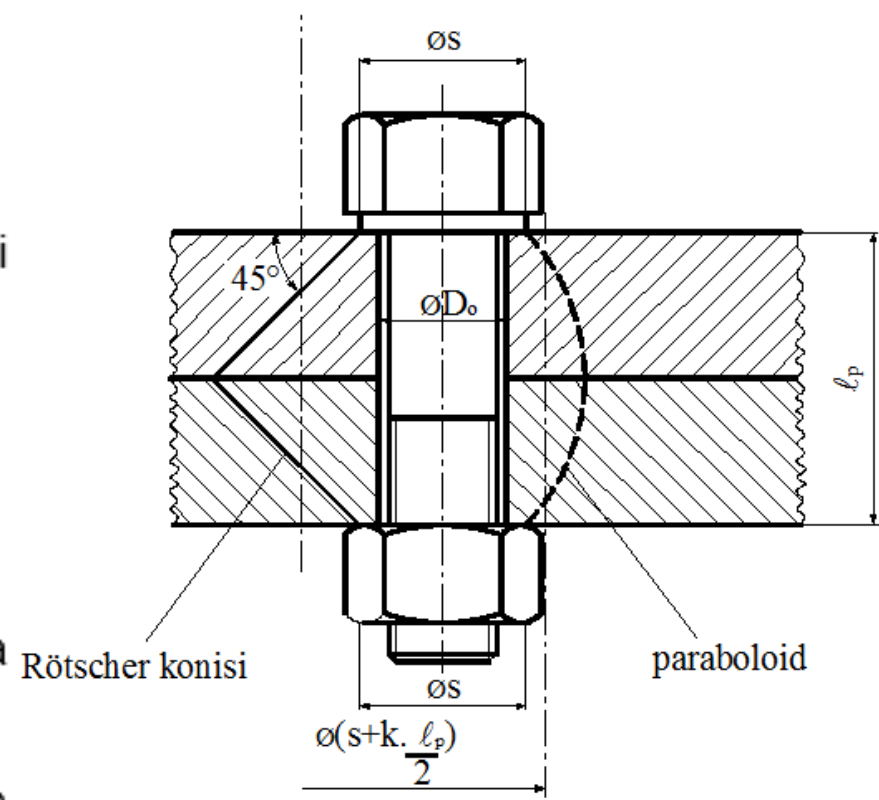
Hesaplarda kolaylık temin etmesi bakımından koni yerine aynı yaylanma değerini veren ve kesiti

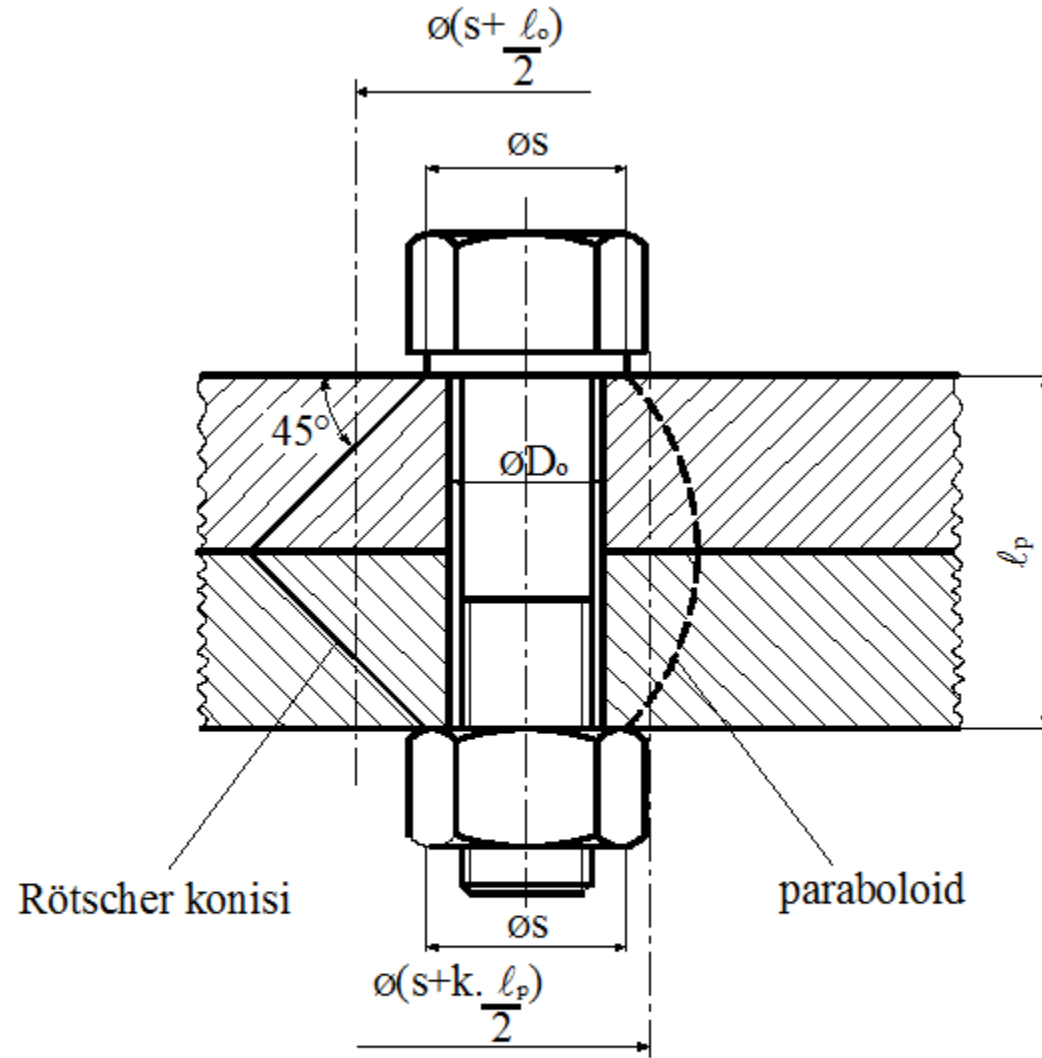
$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( s + \frac{\ell_p}{2} \right)^2 - D_o^2 \right]$$

olan eşdeğer bir silindir göz önüne alınmıştır. Burada s–somun veya civata başının anahtar ağızı açıklığı olup yaklaşık  $s \approx 1,5 \cdot d$  alınabilir.  $D_o$ –delik çapıdır.

Son zamanlarda, oldukça rijit sonuç veren Rötischer konisi yerine, daha uygun deformasyon yayılımı veren ve paraboloid benzeyen bir şekil benimsenmiştir (Şekil 13.41'de sağ taraf). Bu durumda da kolaylık olması bakımından, çapı  $\left( s + k \cdot \frac{\ell_p}{2} \right)$  olan eşdeğer bir silindir kabul edilerek hesaplar buna göre yapılmıştır. Eşdeğer silindirin kesit alanı

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( s + k \cdot \frac{\ell_p}{2} \right)^2 - D_o^2 \right]$$





**Şekil 13.41** Sıkılan parçaların yaylanma rijitliğinin hesabı için kabul edilen model

şeklindedir. Burada k–malzemeye bağlı bir katsayı olup değeri

Çeliklerde	: k = 1/5
Dökme demirde	: k = 1/4
Alüminyum ve alaşımlarında	: k = 1/3

mertebesindedir.

### 13.8.3. Cıvataların Boyutlandırılması

Dinamik yük etkisindeki cıvata bağlantılarında tam olarak bilinen değer işletme kuvvetidir. Diğer büyüklükler buna göre seçilir. Ancak ilk yaklaşık boyutlandırma için ön gerilme kuvveti ( $F_{ön}$ ) kullanılabilir. Ön gerilme kuvveti etkisinde cıvatada oluşan çekme gerilmesi

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{ön}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

eşitliğinden vidanın standart çapı seçilebilir. Bağlantıda uzar cıvata kullanılıyorsa, kesit alanı

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot d_G^2$$

alınmalıdır. Cıvataya iyi bir ön gerilme verebilmek ve malzemedan mükemmel şekilde yararlanabilmek bakımından

$$\sigma_{em} = 0,7 \cdot \sigma_{0,2}$$

sınır değeri alınabilir. Özellikle uzar cıvatalarda yüksek kaliteli çelik kullanıldığından  $\sigma_{0,2}$  teknik akma sınırı değeri kullanılmalıdır.

Cıvatayı bu şekilde kabaca boyutlandırdıktan sonra ek kuvvet ( $F_z$ ) hesaplanarak cıvataya gelen toplam kuvvetin

$$F_{top} = F_{ön} + F_z$$

oluşturduğu en büyük çekme gerilmesi

$$\sigma_{maks} = \frac{F_{top}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}$$

ve

$$M_s = F_{ön} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho')$$

sıkma momentinin oluşturduğu

sıkma momentinin oluşturduğu

$$\tau_b = \frac{M_s}{W_b} = \frac{M_s}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}}$$

kayma gerilmesi hesaplanır. Maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre bileşik gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_{maks}^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \sigma_{em}$$

olmalıdır. Ancak dinamik yük söz konusu olduğunda en önemli kontrol, sürekli mukavemet bakımından değişken gerilme genliğine göre yapılanıdır.  $F_g = F_z / 2$  kuvvet genliğine göre gerilme genliği

$$\sigma_g = \frac{F_g}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_G \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

eşitliği ile emniyet gerilmesi hesaplanmalıdır. Emniyet katsayısı  $s=1,25 \dots 1,5$  arasında seçilir.



#### **13.8.4. Yüksek Sıcaklıklarda Çalışan Cıvatalar**

Yüksek sıcaklıklarda (yaklaşık 150°C'in üstünde) çalışan ön gerilmeli cıvatalarda, sürünme (creep: sıcaklık nedeniyle sabit yük etkisinde şekil değiştirmelerin zamanla artması) olayının sebep olduğu bir takım gevşeme ve dolayısıyla sistemde sızdırma olabilir. Çünkü sıcaklık etkisinde malzemenin mukavemeti ve elastiklik modülü azaldığından sürünme olayı hızlanmaktadır.

Yüksek sıcaklıklarda çalışan bağlantılarda sıcağa dayanıklı çeliklerden yapılmış cıvatalar ve akma sınırı olarak da çalışma sıcaklığındaki değerler alınmalıdır (Bak Cetvel 13.10).

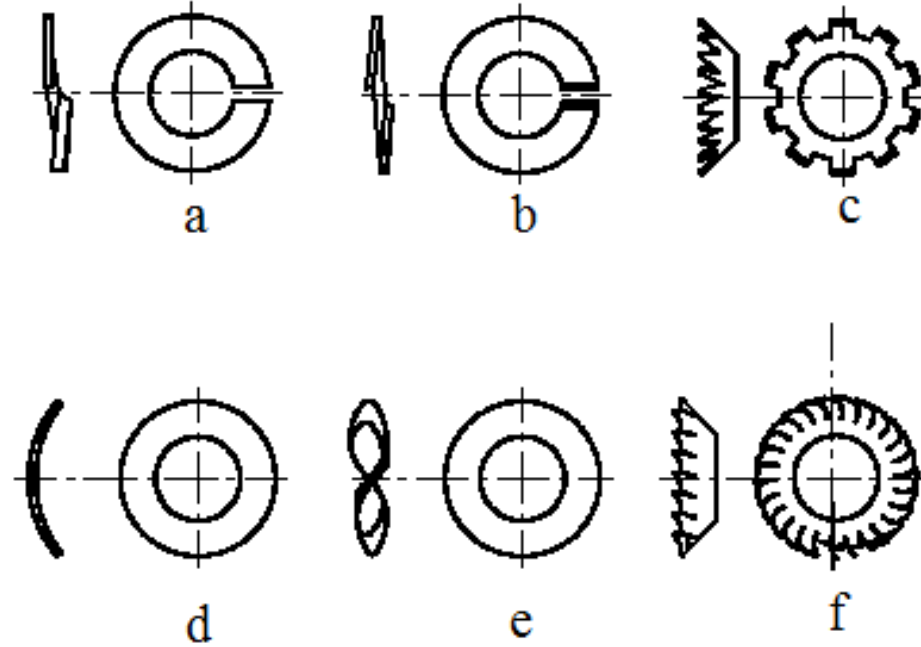
#### **13.9. Cıvata ve Somun Bağlantılarının Emniyeti**

Cıvata ve somun bağlantılarında, cıvata başının veya somunun oturacağı yüzey cıvata eksenine dik olmalıdır. Böylece cıvata çekme zorlanmasına göre seçilerek bağlantı gerçekleşir.

Teorik olarak kilitleme (otoblokaj) şartı yerine getirilmekle beraber işletmedeki dinamik zorlanmalar veya titreşimler cıvatanın gevşemesine neden olur. Bu

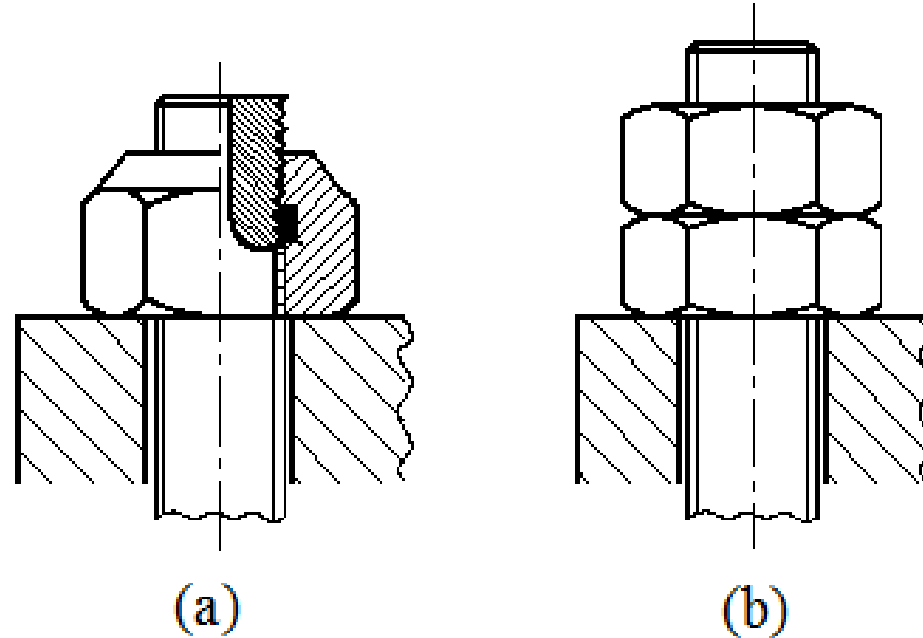
gevşemeler, özellikle sızdırmazlık istenen sistemlerde, bağlantıdan beklenen özelliği kötü yönde etkiler. Bazı durumlarda cıvata–somun bağlantısının tamamen çözülmesi kaçınılmaz bir sonuç olarak ortaya çıkar. Bu olayları önlemek bakımından cıvata bağlantılarında ek emniyet tertipleri kullanılır. Bu emniyet tertipleri, kullanılan ara elemanın şekli veya uygulayacağı ek kuvvet esasına dayanır.

Kuvvet bağlı emniyet tertibinde ise cıvata ile somun dişleri arasında ek bir gerilme oluşturularak somunun gevşemesi önlenir. Çeşitli profillerdeki yaylı rondelalar basit fakat etkili emniyet elemanlarıdır (Şek.13.42).



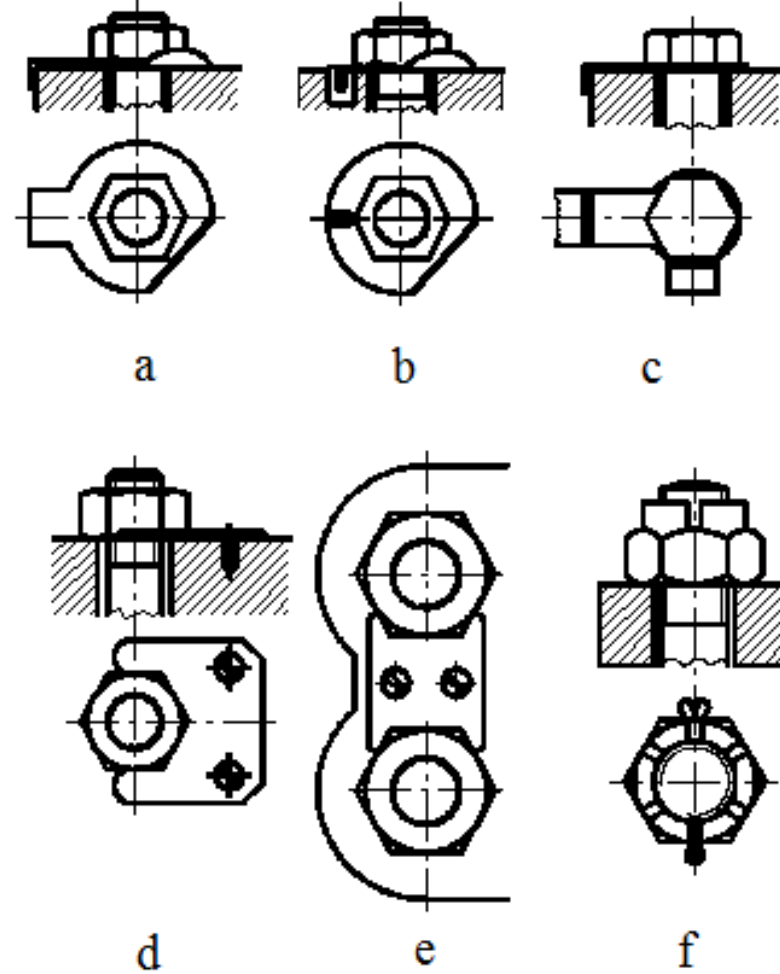
**Şekil 13.42** Kuvvet bağlı emniyet tertiplerinde kullanılan rondelalar

Somun içine açılan kanala fiber veya plastikten diş açılmamış bir halka konur (Şek.5.43a). Somun sıkıldığında civata dişleri bu parçada diş açarak civataya radyal yönde ek bir baskı yapar ve çözülme önler. Ancak bu tip somunlar yalnız bir defa kullanılabilir. Çift somun veya kontra somun (Şek.13.43b) tertibi de basit fakat kullanışlı bir emniyet tertibidir.



**Şekil 13.43** Civatalarda kuvvet bağlı emniyet tertipleri  
a.plastik halka, b.kontra somun

Şekil bağı emniyet tertipleri (Şek.13.44), somunun konumunu tespit etmeye yarar. Bu maksatla, sıkılan parçalara tespit edilen profilli emniyet sacları (Şek.13.44a,b,c,d,e) ve gupilya (Şek.13.44f) kullanılabilir. Burada emniyeti sağlayan parça bozulmadan somunun dönmesi olanaksızdır.



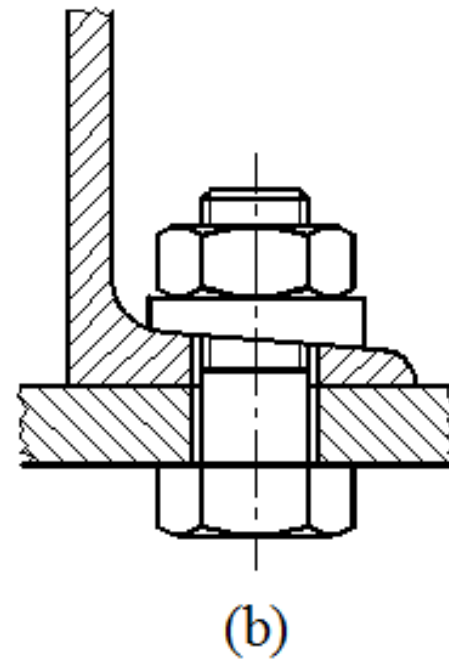
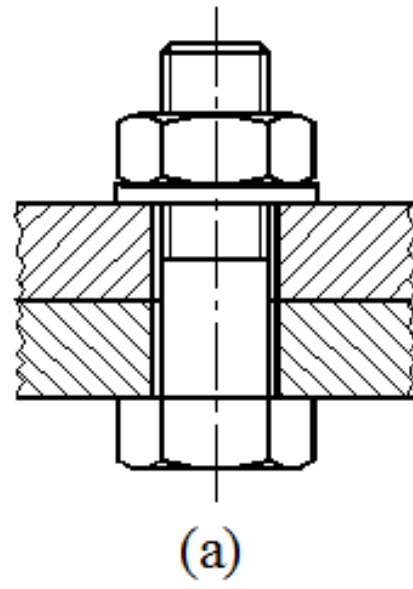
Şekil 13.44 Şekil bağı emniyet tertipleri

### 13.10. Cıvata Bağlantılarında Şekillendirme Özellikleri

Cıvata başı ve somunun oturduğu yüzey pürüzlü veya yumuşak malzemedenden ise (hafif metal, ahşap vb.) sünek çelik malzemedenden rondela kullanılmalıdır (Şek.13.45a). Cıvata başı veya somunun temas yüzeyleri eğik konumda ise (örneğin çelik yapılarda kullanılan L, I ve benzeri profillerde olduğu gibi) eğik rondela kullanılarak cıvata gövdesinin eğilmesi önlenmelidir (Şek.13.45b).

Enine kuvvet (kesme zorlanması oluşturan kuvvet) etkisindeki cıvata bağlantılarında faturalı cıvata veya kesme burcu kullanılması gerektiği daha önce vurgulanmıştı. (Bak paragraf 13.8.1.4). Hafif metal veya dökme demir gibi malzemelerde vida dişlerinin kolay aşınması nedeniyle, vidalanacak karşı parça içine bronz veya çelikten bir burç geçirilerek vida dişleri bu burca açılır (Şek. 13.46).

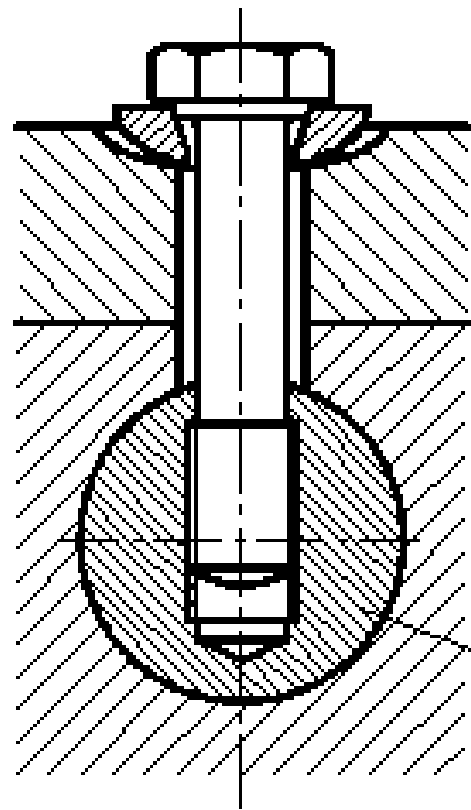
Cıvata bağlantılarında gerilmelerin dağılımı önemli bir husus olup genellikle gerilme birikimlerine sebep olur. Deneyimlere göre bir cıvata–somun bağlantısında



**Şekil 13.45** Cıvata bağlantılarında rondela kullanılması

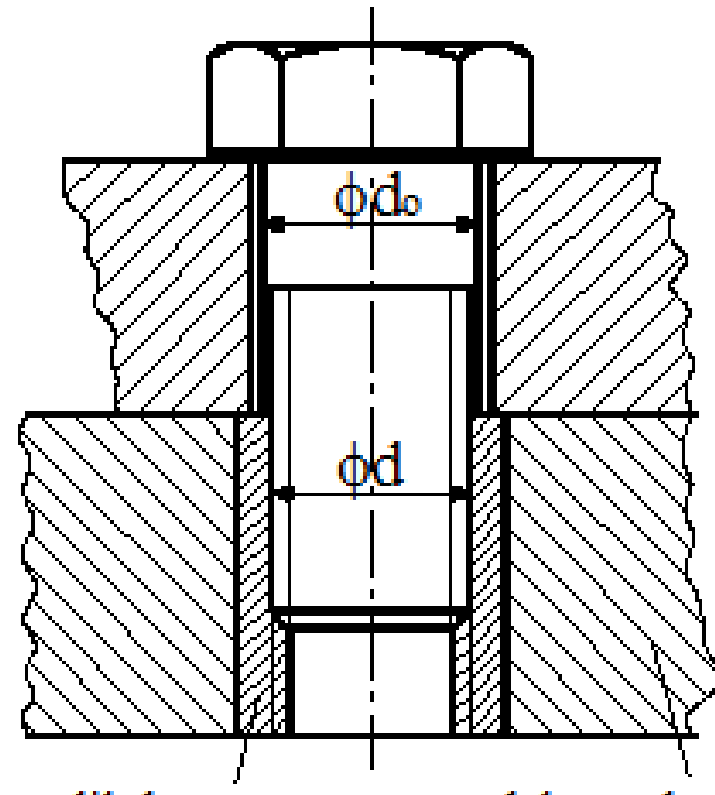
- a. Düz yüzey
- b. Eğik yüzey

kırılmaların %15'i cıvata başı ile gövdenin geçiş bölgesinde, %20'si vida dişinin bitim bölgesinde ve %65'i ise somun altında meydana gelmektedir. Bu nedenle cıvata başı ile gövdenin ve vida dişlerinin bittiği bölgelerde uygun ve esnek bir geçiş yapılmalıdır. Somun altındaki kırılmaların nedeni ise bağlantıya etkileyen eksenel kuvvetin, standart somunlarda, %35'inin hemen ilk vida dişlerinde iletilmesi ve buna çentik etkisinin de eklenmesidir. 5. ve 6. dişler kuvvetin ancak %5'ini taşımaktadırlar. Ancak hesaplarda kuvvetin dişler arasında eşit dağıldığı kabul edilmektedir. Normal bir cıvata-somun bağlantısında cıvata çekmeye, somun ise basmaya zorlanır (Şek.13.47).



(a)

çelik burç



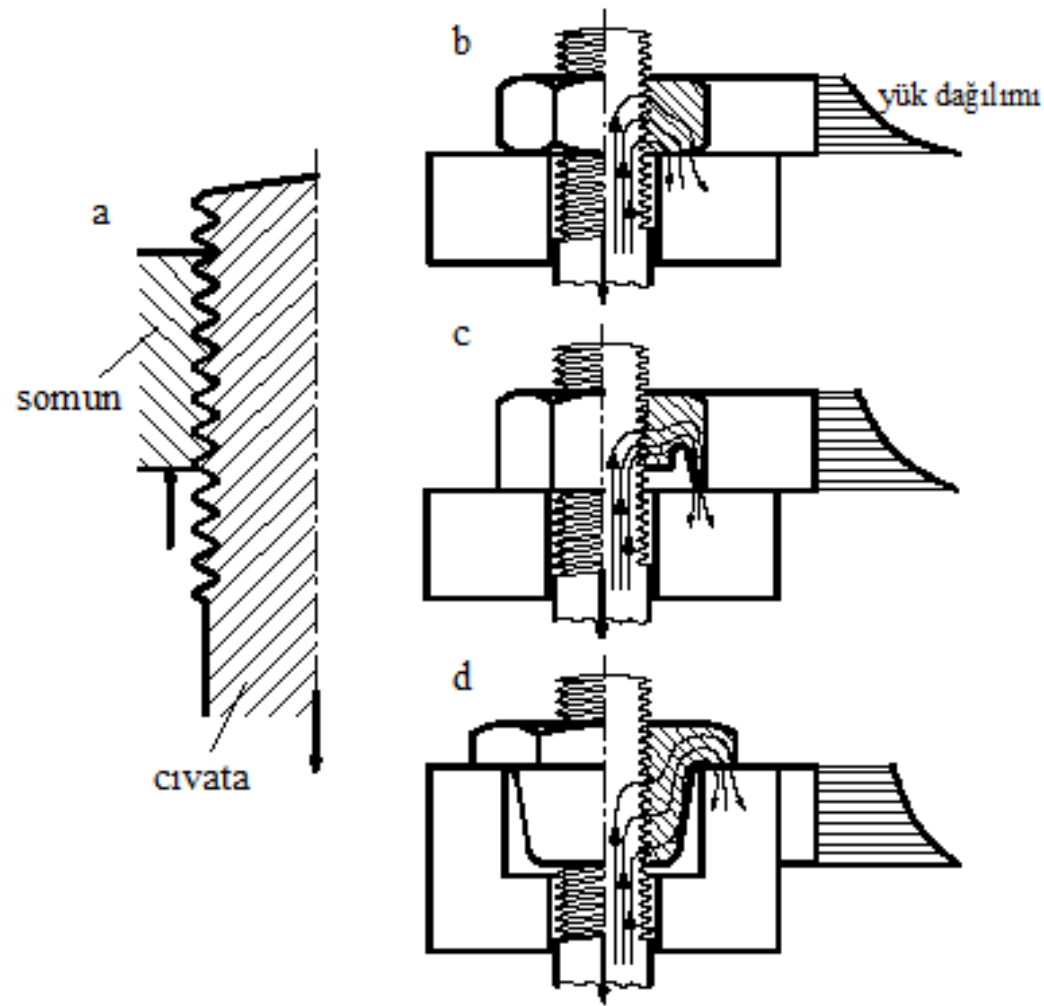
çelik burç

dökme demir  
veya hafif metal

(b)

**Şekil 13.46** Hafif metal elemanların civata bağlantısı

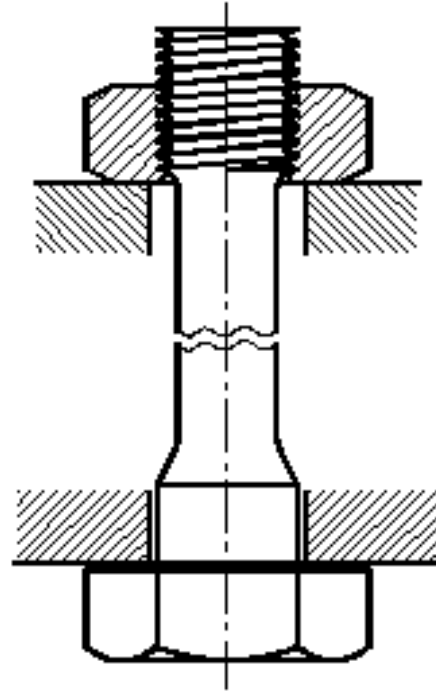
- a. Küresel burç kullanılması
- b. Silindirik burç kullanılması



**Şekil 13.47** Somun dişlerindeki yük dağılımı  
a) Civata ve somuna gelen yük  
b) Normal (standart) somun  
c) Elastik somun  
d) Çekmeye çalışan somun



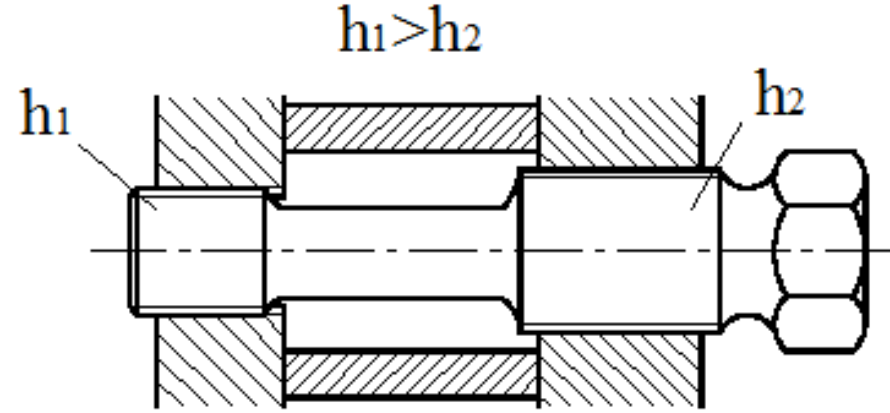
Şekil 13.47b'de standart civata–somun bağlantısında kuvvet akış çizgileri ve vida dişlerinde kuvvetin dağılışı görülmektedir. Şekil 13.47c'de somuna bir kanal açılarak (elastik somun) kuvvet etkisinde somunun esnemesi ve dolayısıyla kuvvetin üst dişlere doğru yayılışı temin edilmiştir. Şekil 13.47d'de ise somuna verilen özel şekil nedeniyle somun çekmeye zorlanmakta ve yük dağılımı daha düzgün olmaktadır.



**Şekil 13.48** Gerilme yayılışını iyileştirmek için tasarlanmış özel civata

Cıvata–somun bağlantılarındaki gerilme yayılışını düzgün hale getirmek için diğer bir şekillendirme tasarımı da vidadan cıvata gövdesine geçiş yerinin tamamen somun içinde kalması ve geçiş yerlerinde büyük yuvarlatmaların yapılmasıdır (Şek. 13.48).

İki veya daha çok parçanın birbirine kolayca bağlanmasında diferansiyel cıvata kullanılır. Şekil 13.49'daki diferansiyel cıvata bağlantısında aynı yönlü (sağ veya sol) farklı adımlı (örneğin  $h_1 > h_2$ ) iki vida vardır.



Şekil 13.49 Diferansiyel cıvata

Cıvata döndürüldüğü taktirde parçalar birbirine adım farkı kadar yaklaşır veya uzaklaşır. Şekildeki cıvatanın birbirine yaklaşması  $\Delta h = h_1 - h_2$  kadar olup bu büyüklük bağlantıda gereken ön gerilmeyi temin eder.

## 14. CIVATA PROBLEMLERİ

### Problem 14.1

Bir baskı presinin kare vidasına ait ölçü ve özellikler şöyledir:

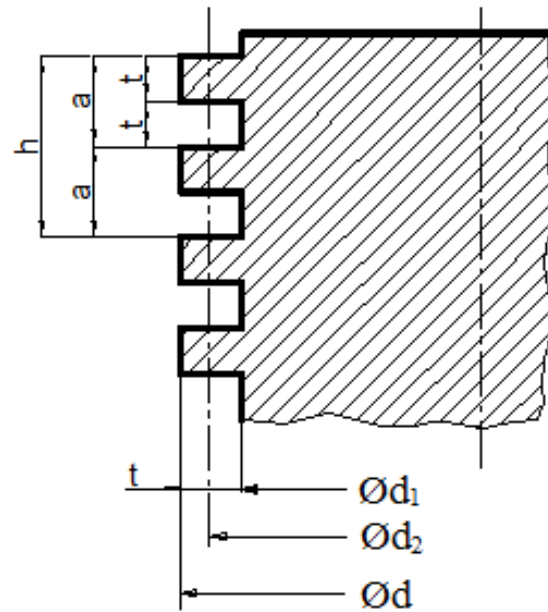
Vida ortalama çapı	: $d_2 = 66,6$ mm
Vida diş derinliği	: $t = 8$ mm
Vida ağız sayısı	: $g = 2$
Emniyetli yüzey basıncı	: $p_{em} = 200$ <u>daN/cm<sup>2</sup></u>
Presin en büyük basma gücü (vidaya <u>eksenel olarak gelen en büyük kuvvet</u> )	: $Q = 200$ <u>kN</u>

Verilen bu büyüklüklere göre;

- Vidanın eksenel kesitini yarı görünüşte kroki olarak çiziniz. Bu krokide gerekli büyüklükleri gösteriniz.
- Bu preste kullanılan somunun yüksekliği en az ne olmalıdır?

## Çözüm 14.1

a) Vidanın eksenel kesiti



**Şekil 14.1**

Burada

$$a = 2 \cdot t = 2 \cdot 8 = 16 \text{ mm}$$

$$h = 2 \cdot a = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm (hatve = adım)}$$

$$d_2 = 66,6 \text{ mm}$$

$$d = d_2 + t = 66,6 + 8 = 74,6 \text{ mm (vida çapı)}$$

$$d_1 = d_2 - t = 66,6 - 8 = 58,6 \text{ mm (diş dibi çapı)}$$

b) Somun yüksekliği

$$m = \frac{F_{\text{ön}} \cdot \frac{h}{g}}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot p_{em}}$$

Burada  $F_{\text{ön}} = Q = 20000$  daN ve  $t_2 = t = 8$  mm alınacağına göre

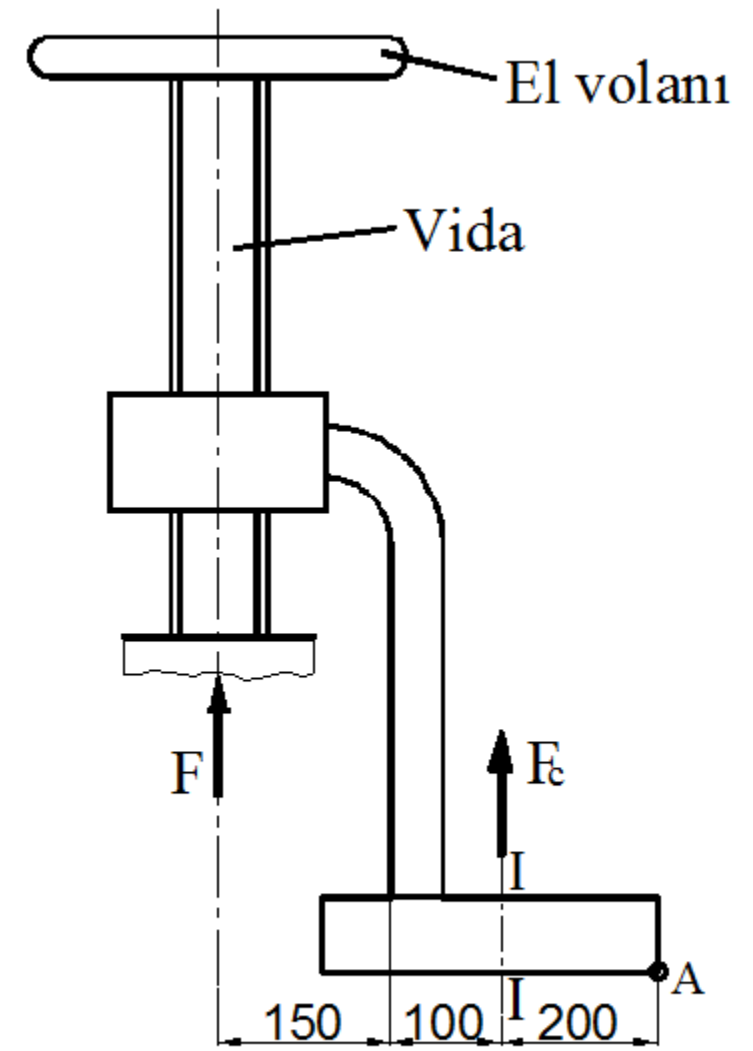
$$m = \frac{20000 \cdot \frac{32}{2}}{\pi \cdot 66,6 \cdot 8 \cdot 2} = 95,6 \text{ mm}$$

Böylece somun yüksekliği olarak  $m = 100$  mm değeri alınabilir.

### Problem 14.2

Şekil 14.2' de bir mil düzeltme krikosunun basit şeması görülmektedir.  $F = 3000$  daN basma kuvveti uygulayacak olan tek ağızlı kare profilli vidanın hatvesi 6 mm ve dış çapı 70 mm dir. Vida dişleri ve tabla ile mil arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = \mu_o = 0,12$  ve tabla sürtünme yarıçapı 40 mm olduğuna göre;

- Vida milindeki bası gerilmesi ne kadardır?
- 3000 daN'lık kuvvetin elde edilmesi için 500 mm çaplı el volanı çevresine uygulaması gereken kuvveti hesaplayınız.
- Kriko döşemeye I – I eksenli iki adet cıvata ile bağlanmıştır. Cıvatalar 6.6 kalitesinde olduğuna göre büyüklüğünü hesaplayınız.



Şekil 14.2

## Çözüm 14.2

a) Vidadaki bası gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{F}{\pi \frac{d_1^2}{4}}$$

Burada  $F = 3000$  daN,  $d_1 = d - h = 70 - 6 = 64$  mm olduğuna göre

$$\sigma_b = \frac{3000}{\pi \frac{6,4^2}{4}} = 93,2$$
 daN/cm<sup>2</sup>

b) Vidayı sıkma momenti

$$M_s = F_{\text{ön}} \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho) + r_m \cdot \mu_0 \right]$$

Burada

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{70 + 64}{2} = 67 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{6}{\pi \cdot 67} = 0,0285, \quad r_m = 40 \text{ mm}, \quad \mu_0 = 0,12 \quad \text{ve} \quad \tan \rho = \mu$$

olup  $\text{tg}(\alpha + \rho) \cong \text{tg}\alpha + \text{tg}\rho$  alınırsa civatadaki sıkma momenti

$$M_s = 3000 \cdot \left[ \frac{6,7}{2} \cdot (0,0285 + 0,12) + 4 \cdot 0,12 \right] = 2932,4 \text{ daNcm}$$

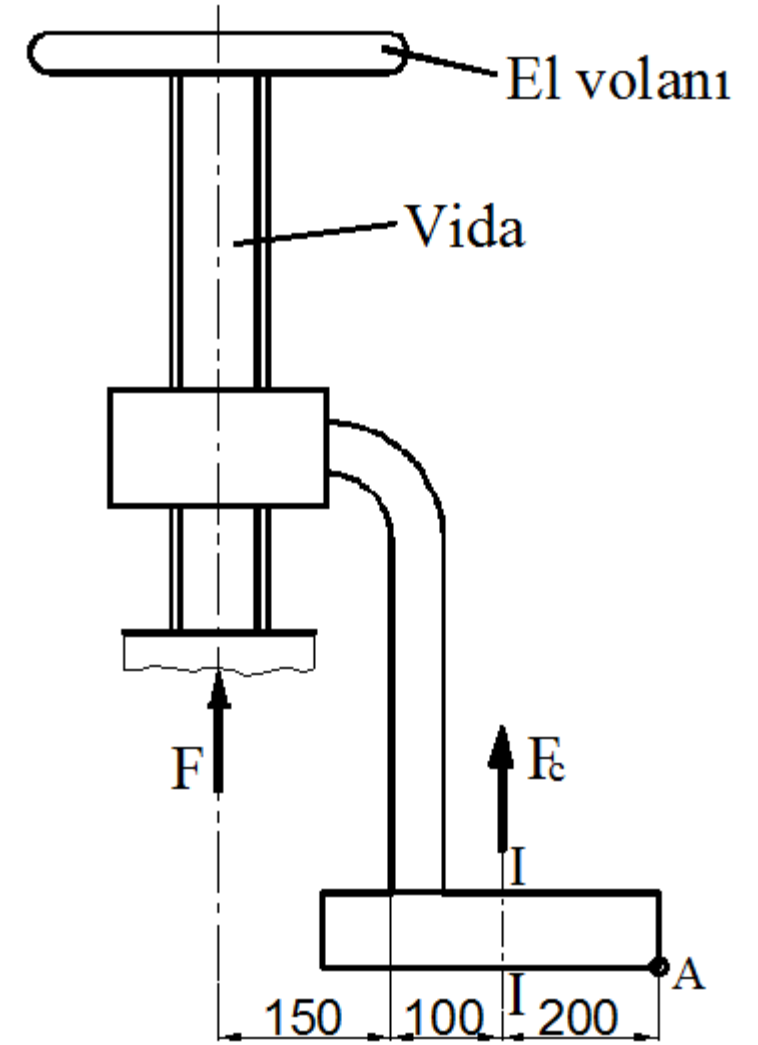


bulunur. Volan çapı  $D = 500$  mm olduğundan, iki el ile sıkma durumunda kuvvet çifti nedeniyle,

$$M_s = D \cdot K$$

yazılır ve böylece volana uygulanması gereken kuvvet

$$K = \frac{M_s}{D} = \frac{2932,4}{50} = 58,65 \text{ daN}$$



Şekil 14.2

c) Cıvata büyüklüğünün bulunması

A noktasına göre moment alınırsa, cıvatalara etkiyen toplam kuvvet,

$$-F_c \cdot 20 + F \cdot 45 = 0$$

$$F_c = \frac{45}{20} \cdot 3000 = 6750 \text{ daN}$$

Bir cıvataya etkiyen kuvvet ise

$$F_{c1} = \frac{F_c}{z} = \frac{6750}{2} = 3375 \text{ daN}$$

Bağlantıdaki cıvatalar çekmeye zorlanacağından

$$\sigma_\zeta = \frac{F_{c1}}{\pi \frac{d_1^2}{4}} \leq \sigma_{em}$$

Cıvata malzemesi 6.6 kalitesinde olduğuna göre  $\sigma_{Ak} = 6 \cdot 6 = 36$  daN/mm<sup>2</sup> ve emniyet katsayısı  $S = 2,5$  alınırsa

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = \frac{3600}{2,5} = 1440 \text{ daN/cm}^2$$

Bilinenler yukarıda yerine yazıldığında

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{c1}}{\pi \cdot \sigma_{em}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3375}{\pi \cdot 1440}} = 1,7274 \text{ cm}$$

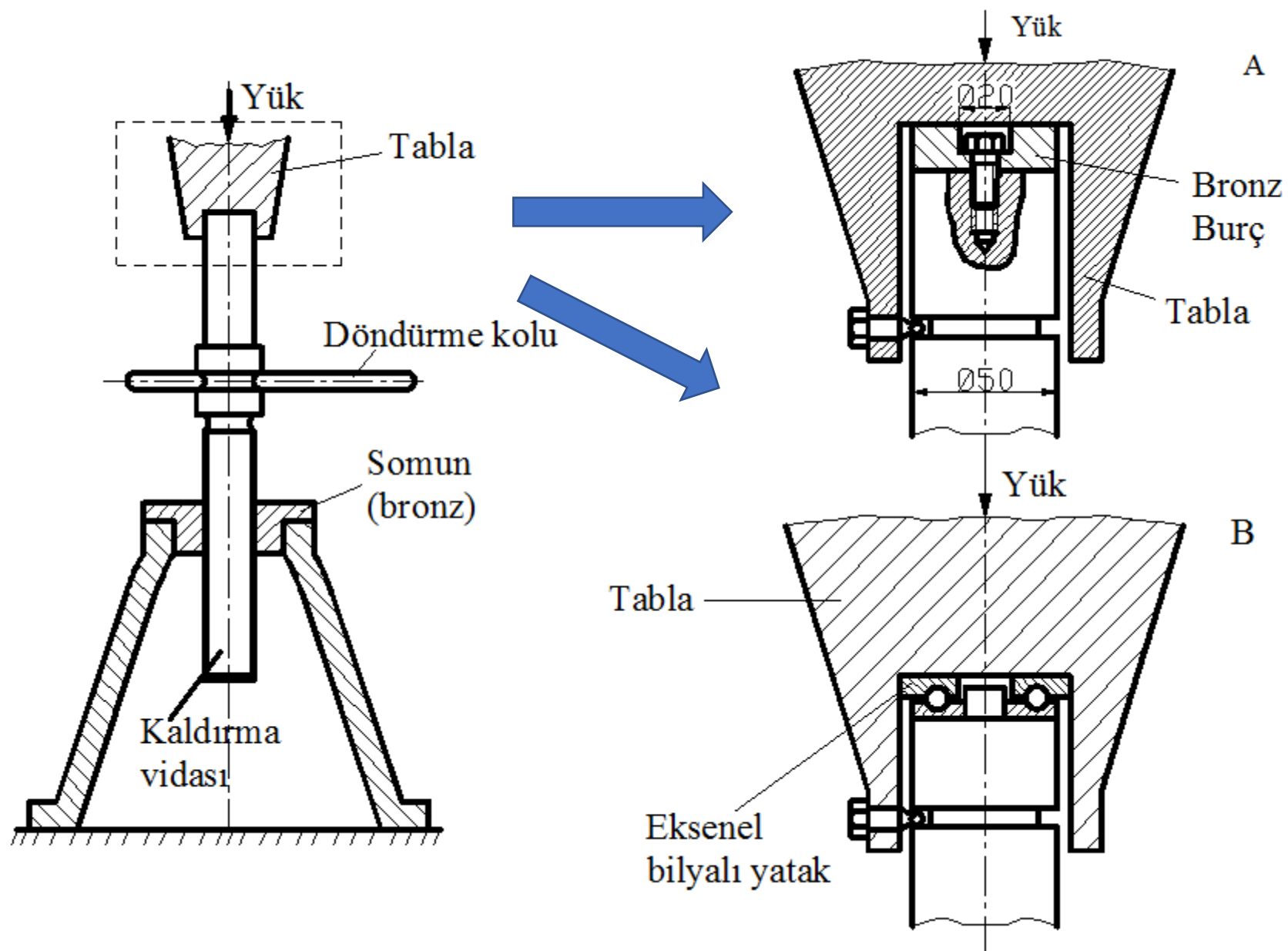
Böylece metrik vida cetvelinden  $d_1 = 18,752$  mm için M22 vidası seçilir.

### **Problem 14.4**

Şekil 14.4' de şematik olarak gösterilen vidalı kriko ile 3500 daN ağırlığında bir yükün kaldırılması ve krikonun A ve B gibi iki ayrı tipte tasarlanması durumunda her bir yapım şekli için;

- a) Yükün kaldırılması esnasında döndürme koluna uygulanması gereken moment ne kadar olmalıdır?
- b) Yükün indirilmesi durumundaki moment ne kadardır?
- c) B tipi tasarımda sistem otoblokajlı mıdır?
- d) A ve B tipi tasarımlar için yükün kaldırılması esnasında krikonun verimi ne kadardır?

Bilinenler: Kaldırma vidası tek ağızlı trapez profilli olup dış üstü çapı 50 mm dir. Vida ve somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısı 0,12 olup A tipi tasarımda vida tepesindeki bronz burç ile başlık arasındaki sürtünme katsayısı da 0,12 alınacaktır. B tipi tasarımda yuvarlamalı yataktaki sürtünme kaybı yok kabul edilecektir.

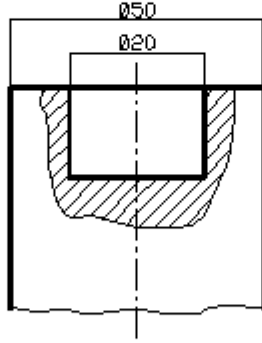


## Çözüm 14.4

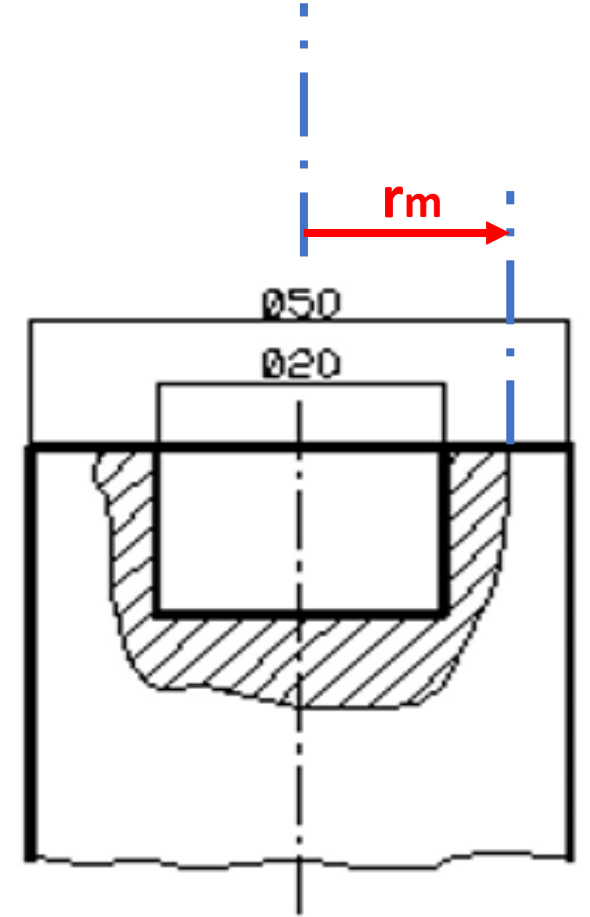
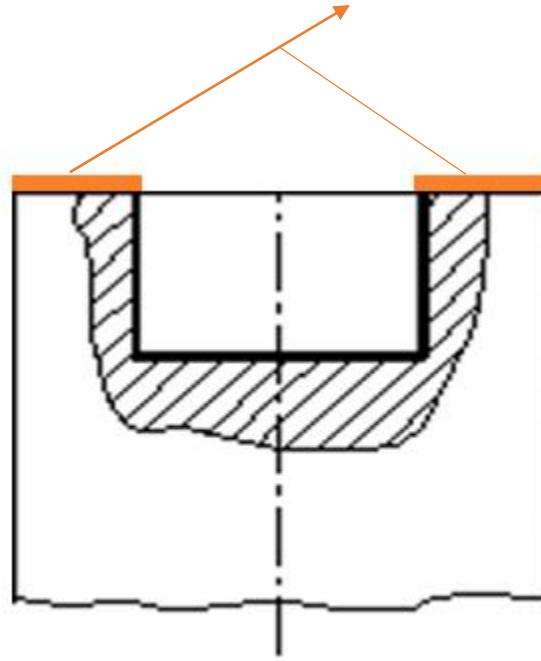
a) Yükü kaldırma momenti (vidayı sıkma momenti)

$$M_s = Q \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right]$$

Burada  $Q = 3500$  daN, trapez vida için Cetvel 13.4'den  $d = 50$  mm,  $d_2 = 46$  mm,  $d_1 = 41,5$  mm,  $h = 8$  mm ve  $\beta = 30^\circ$



Somun altı sürtünme alanı



$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{8}{\pi \cdot 46} = 0,055$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,12}{\cos 15} = 0,1242$$

ve  $\mu_o = 0,12$  olduğuna göre A tipi tasarımda:

$$d_m = \frac{50 + 20}{2} = 35 \text{ mm}$$

$$M_s = 3500 \cdot \left[ \frac{4,6}{2} \cdot (0,055 + 0,1242) + 0,12 \cdot \frac{3,5}{2} \right] = \underline{\underline{2177,6 \text{ daNcm}}}$$

B tipi tasarımda:

Başlık (tabla) altı sürtünmesi yoktur. Bu durumda sıkma momenti

$$\begin{aligned} M_s &= Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \\ &= 3500 \cdot \frac{4,6}{2} \cdot (0,055 + 0,1242) = 1442,56 \text{ daNcm olur.} \end{aligned}$$

b) Yükün indirilmesi durumundaki moment  
A tipi tasarımda:

$$\begin{aligned}M'_s &= Q \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') - r_m \cdot \mu_o \right] \\ &= 3500 \cdot \left[ \frac{4,6}{2} \cdot (0,055 - 0,1242) - \frac{3,5}{2} \cdot 0,12 \right] = -1292 \text{ daNcm}\end{aligned}$$

B tipi tasarımda:

$$\begin{aligned}M'_s &= Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') \\ &= 3500 \cdot \frac{4,6}{2} \cdot (0,055 - 0,1242) = -557 \text{ daNcm}\end{aligned}$$



c) Otoblokaj (kilitlenme) durumu

B tipi tasarımda:

$M_s' < 0$  olduğundan sistem otoblokajlıdır yani kilitlenme vardır. Diğer bir yoldan

$$\tan \alpha = 0,055 \text{ ve } \alpha = 3,148^\circ$$

$$\tan \rho' = 0,1242 \text{ ve } \rho' = 7,080^\circ$$

olduğundan

$$\alpha = 3,148^\circ < \rho' = 7,080^\circ \text{ olup otoblokaj vardır.}$$

d) Verim

A tipi tasarımda:

$$\eta = \frac{Q \cdot h}{M_s \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{Q \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \alpha}{Q \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right] \cdot 2 \cdot \pi}$$

ve buradan

$$\eta = \frac{d_2 \cdot \tan \alpha}{\left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right] \cdot 2}$$
$$= \frac{4,6 \cdot 0,055}{\left[ \frac{4,6}{2} \cdot (0,055 + 0,1242) + 1,75 \cdot 0,12 \right] \cdot 2} = 0,2033 = \%20,33$$

B tipi tasarımda:

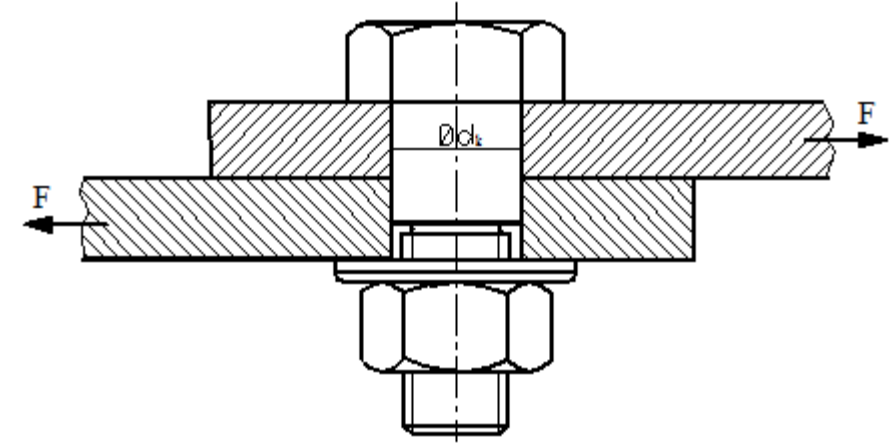
$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = \frac{0,055}{(0,055 + 0,1242)} = 0,306 = \%30,6$$

bulunur.

### Problem 14.6

10 mm kalınlığında ve 100 mm genişliğinde iki sac levha 2 adet cıvata ile birbirine bağlanmıştır. Sac levhalar, boyuna etkiyen 800 daN'lık bir kuvvet ile çekilmektedir. Levhalar arasındaki sürtünme katsayısı 0,13 ve cıvataların emniyetli gerilmeleri  $\sigma_{em} = 1800$  daN/cm<sup>2</sup> ve  $\tau_{em} = 200$  daN/cm<sup>2</sup> olduğuna göre:

- Cıvataların büyüklüğünü bulunuz. Cıvataların kesmeye çalışmamaları için ne kadarlık bir kuvvetle sıkılması gerektiğini söyleyiniz.
- Bir emniyet önlemi olmak üzere, bu bağlantıda cıvataların kesilmeye de çalışabileceğini düşünerek cıvataları tekrar boyutlandırınız.

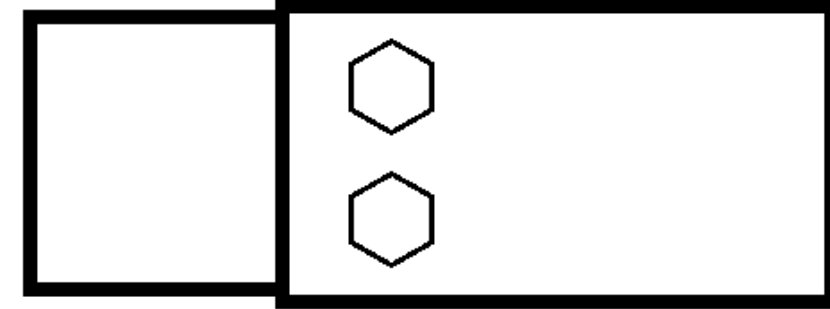


### Çözüm 14.6

a) Cıvatayı sıkma kuvveti

$$F_s = F_{\text{ön}} \cdot z \cdot \mu$$

Burada  $F_s$  – sürtünme kuvveti, sınır durumda  $F_s = F = 800$  daN olur.  $F_{\text{ön}}$  – ön gerilme (sıkma) kuvveti,  $z = 2$  cıvata sayısı ve  $\mu = 0,13$  olduğuna göre



$$F_{\text{ön}} = \frac{F_s}{z \cdot \mu} = \frac{800}{2 \cdot 0,13} = 3077 \text{ daN}$$

Cıvata bu kuvvet etkisinde çekmeye zorlanacağından, dış dibi kesiti

$$A_1 = \frac{F_{\text{ön}}}{\sigma_{\text{em}}} = \frac{3077}{1800} = 1,709 \text{ cm}^2 = 170,9 \text{ mm}^2$$

Cıvatalar metrik vida türünden seçilecek olursa, Cetvel 13.3'den,

$$A_1 = 225 \text{ mm}^2 \text{ için M20 vidası bulunur.}$$

b) Kesme kontrolü

cıvata bağlantısında oluşacak kesme gerilmesi

$$\tau_k = \frac{F}{z \cdot A'_1} \leq \tau_{\text{em}}$$

buradan

$$A'_1 = \frac{800}{2 \cdot 200} = 2 \text{ cm}^2$$

ve kesilme için emniyetli civata çapı

$$d_k = \sqrt{\frac{4.A'_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.2}{\pi}} = 1,595 \text{ cm} \cong 16 \text{ mm}$$

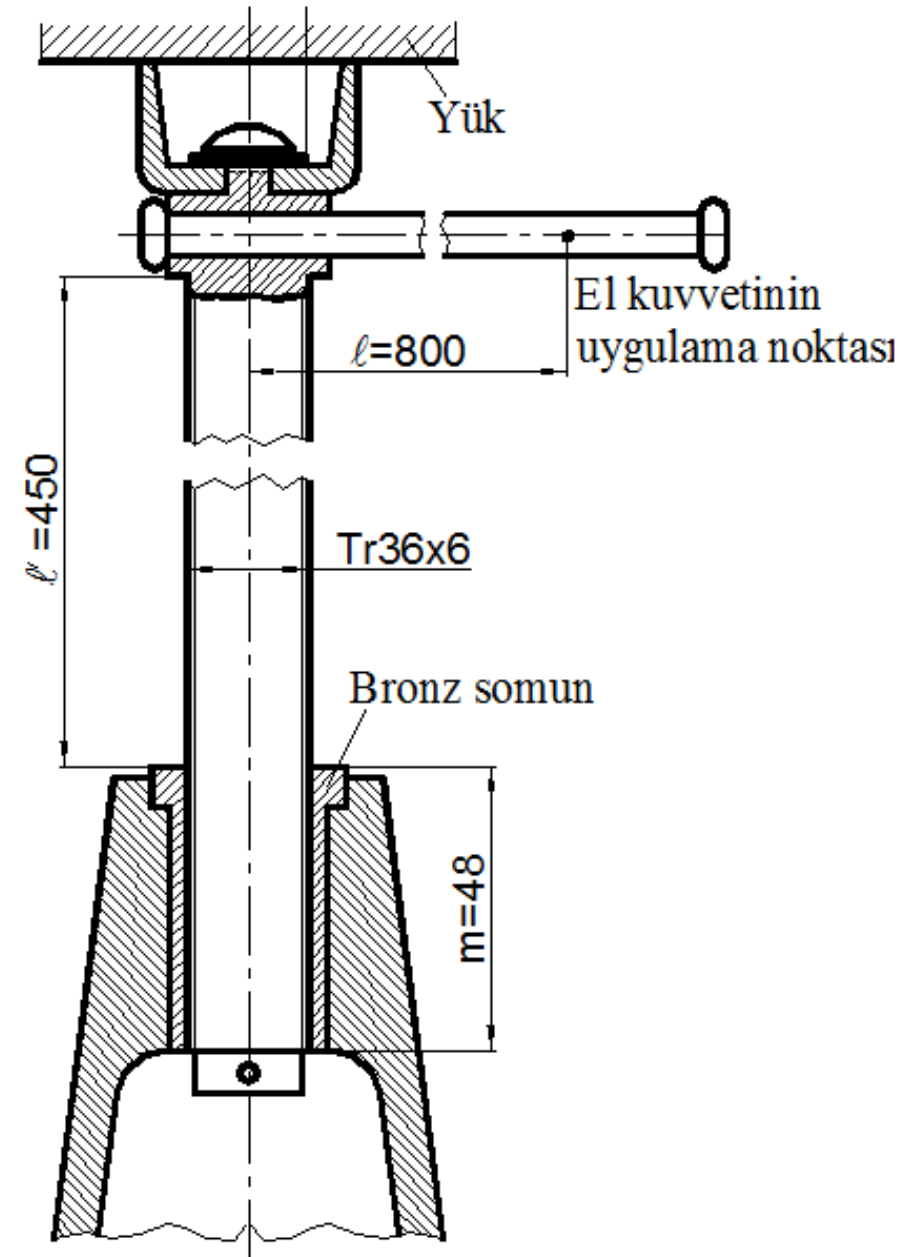
Görüldüğü gibi kesmeye göre çap küçük çıkmaktadır. Ancak kesme kuvveti etkisindeki bu tür bağlantılarda faturalı civata kullanılması gerekmekte olup civatadaki faturanın çapı yukarıda bulunan M20 vidasının diş üstü çapından (20 mm) daha küçük olmamalıdır.

### Problem 14.7

Şekil 14.7' de 3000 daN yük kaldırma kapasitesindeki bir atelye krikosunun şeması görülmektedir. Krikonun vidalı mili Fe 50 (4.8 kalitesindeki cıvata malzemesi) çeliğinden yapılmış olup üzerine Tr36x6 vidası açılmıştır. Somun malzemesi 4.6 kalitesinde ( $p_{em} = 400$  daN/cm<sup>2</sup>) ve bütün yüzeylerdeki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,1$  alınabileceğine göre;

- Vida milini burkulmaya (flambaja) göre kontrol ediniz.
- Vida milindeki gerilmeyi hesaplayarak emniyetli olup olmadığını söyleyiniz.
- Yükün kaldırılması durumunda krikonun verimi nedir? Yükü istenilen yükseklikte tutabilir miyiz?
- Yükün kaldırılması için kola uygulanması gereken kuvvet ne kadardır?
- Krikonun somun yüksekliği yeterli midir?

Tr36x36 vidasında  $d_1 = 29,5$  mm,  $d_2 = 33$  mm,  $h = 6$  mm,  $t_2 = 2,5$  mm ve  $A_1 = 683$  mm<sup>2</sup> (Cetvel13.4).



b) Bası gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{Q}{A_1} = \frac{3000}{6,83} = 439,2 \text{ daN/cm}^2$$

Burulma momenti

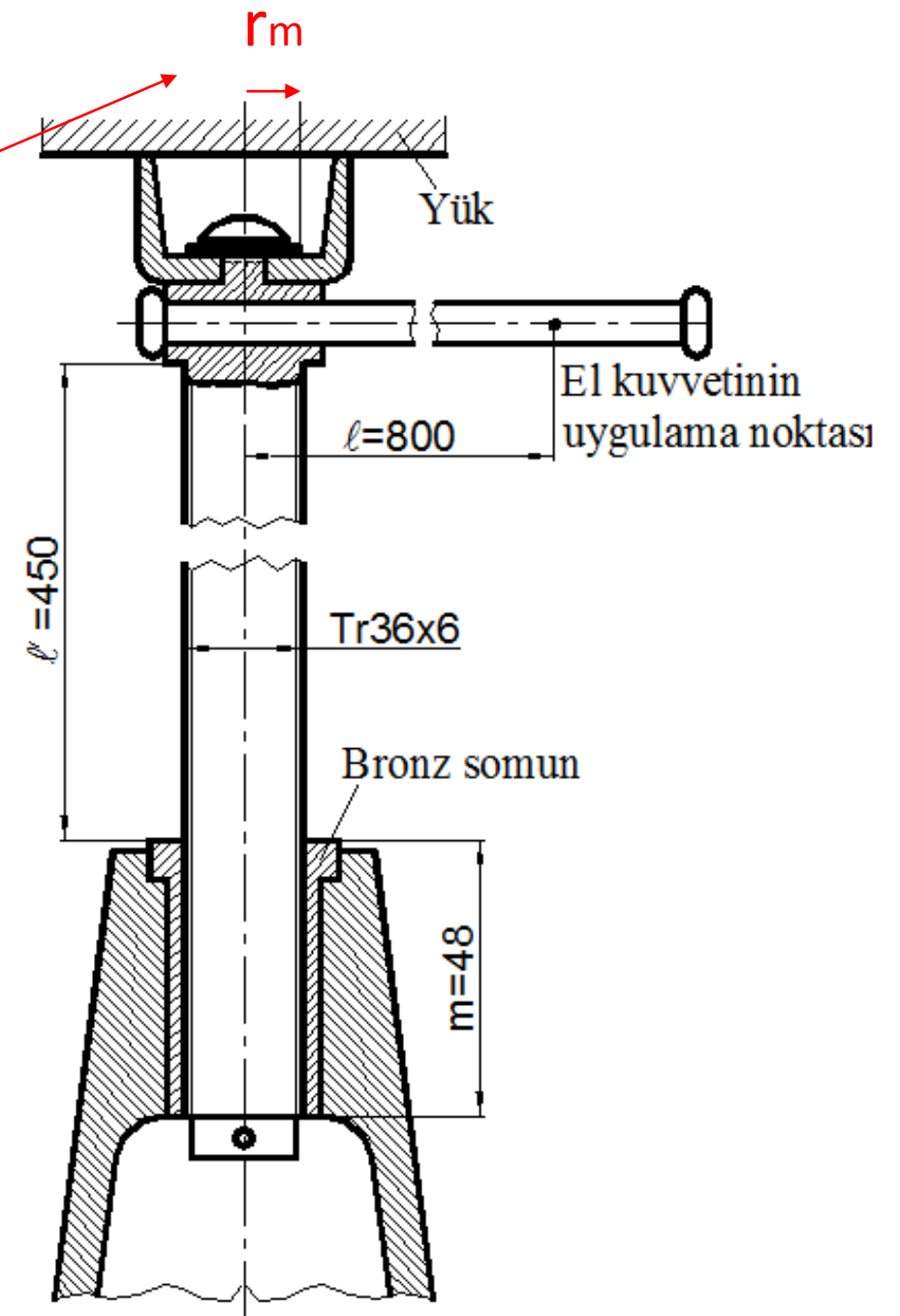
$$M_s = Q \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_0 \right]$$

Burada

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{6}{\pi \cdot 33} = 0,0578$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,1}{\cos 15} = 0,1035$$

$$\tan(\alpha + \rho') \cong \tan \alpha + \tan \rho' = 0,1613$$



$$r_m = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$$

olduğuna göre

$$M_s = 3000 \cdot \left[ \frac{3,3}{2} \cdot 0,1613 + 1,6 \cdot 0,1 \right] = 1278,4 \text{ daNcm}$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_s}{W_b} = \frac{1278,4}{\frac{\pi \cdot 2,95^3}{16}} = 253,6 \text{ daN/cm}^2$$

Eşdeğer (bileşik) gerilme, maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre,

$$\begin{aligned} \sigma_{eş} &= \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \sigma_{em} \\ &= \sqrt{(439,2)^2 + 3 \cdot (253,6)^2} = 621 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

Emniyet gerilmesi

---



Emniyet gerilmesi

$$\begin{aligned}\sigma_{em} &= 0,7 \cdot \sigma_{0,2} \text{ (Teknik akma sınırı } \sigma_{0,2} \cong \sigma_{Ak} \text{ alınarak)} \\ &= 0,7 \cdot 32 = 22,4 \text{ daN/mm}^2\end{aligned}$$

olup  $\sigma_{eş} = 621 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 2240 \text{ daN/cm}^2$  olduğundan vida mili emniyetlidir.

c) Yükün kaldırılması durumunda verim

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = \frac{0,0578}{0,1613} = 0,36$$

Otoblokaj durumu

$$\tan \alpha = 0,0578 \quad (\alpha = 3,3^\circ) < \tan \rho = 0,1035 \quad (\rho' = 5,9)$$

olduğundan kriko otoblokajlıdır, dolayısıyla yük kaldırılan yükseklikte kendi kendine durabilir.

d) Kaldırma esnasında kola uygulanan kuvvet

$$K = \frac{M_s}{l} = \frac{1278,4}{80} = 16 \text{ daN}$$

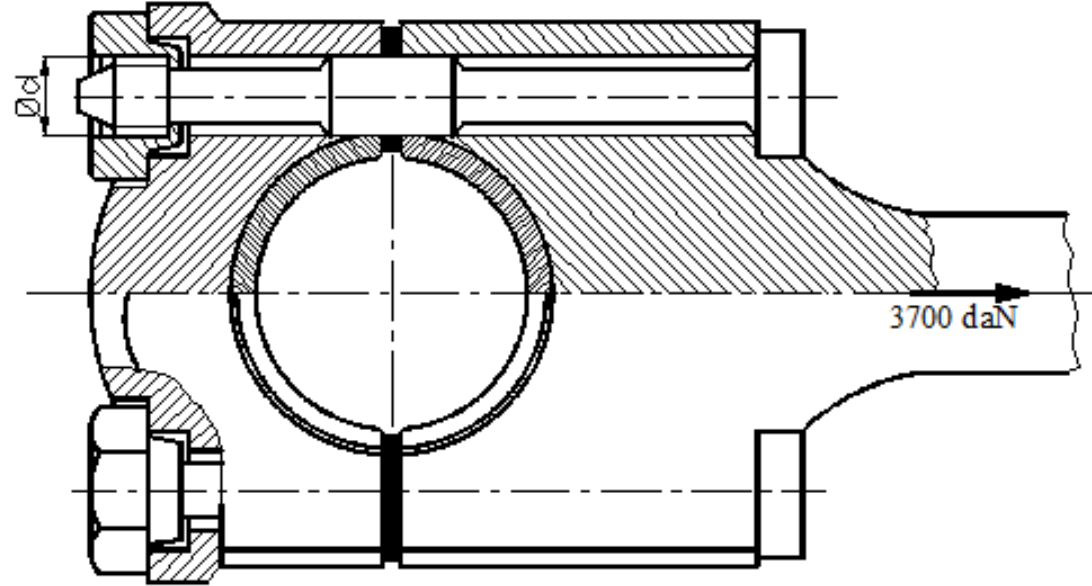
e) Somun yüksekliği

$$m = \frac{Q.h}{\pi.d_2.t_2.p_{em}} = \frac{3000.6}{\pi.33.2,5.4} = 17,4 \text{ mm}$$

Ancak vida milinin eğilmeye karşı daha emniyetli olabilmesi bakımından somun yüksekliği çok daha büyük ( $m = 48 \text{ mm}$ ) alınmıştır.

### **Problem 14.9**

Şekil 14.9' da bir biyel kolunun baş kısmı görülmektedir. Periyodik olarak çalışan biyel koluna  $3700 \text{ daN}$ ' luk bir kuvvet etkimektedir. Bağlantıdaki her cıvataya, işletme kuvvetinin 1,5 misli bir ön gerilme verilmiş olup bu ön gerilme etkisinde cıvata  $0,8 \text{ mm}$  uzamış, sıkılan kısım ise  $0,2 \text{ mm}$  kısalmıştır. Bağlantı işlemini gerçekleştiren cıvata 6.9 ve somun 6.8 kalitesindeki malzemeden yapıldığına göre cıvatanın büyüklüğünü bulunuz.



**Şekil 14.9**

### Çözüm 14.9

Her bir cıvataya etkiyen işletme kuvveti

$$F_{i\dot{s}} = \frac{3700}{2} = 1850 \text{ daN}$$

Ön gerilme kuvveti

$$\begin{aligned} F_{\ddot{o}n} &= 1,5 \cdot F_{i\dot{s}} \\ &= 1,5 \cdot 1850 = 2775 \text{ daN} \end{aligned}$$

Cıvata bu ön gerilme etkisinde çekiye zorlanır.

$$\sigma_{\check{\varsigma}} = \frac{F_{\ddot{o}n}}{A_1} \leq \sigma_{em}$$

6.9 kalitesi için  $\sigma_{ak} = 6 \cdot 9 = 54 \text{ daN/mm}^2$  dir. Ön gerilmeli cıvata bağlantılarında emniyet değeri olarak  $\sigma_{em} = 0,7 \cdot \sigma_{0,2}$  değeri alınabilir. Burada  $\sigma_{0,2} \cong \sigma_{Ak}$  alınırsa

$$\sigma_{em} = 0,7 \cdot 54 = 37,8 \text{ daN/mm}^2$$

olur. Böylece civatanın dış dibi kesiti

$$A_1 = \frac{F_{\text{ön}}}{\sigma_{\text{em}}} = \frac{2775}{37,8} = 73,4 \text{ mm}^2$$

Cıvataı metrik vida türünden seçecek olursak, Cetvel 13.3' den,  $A_1 = 76,2 \text{ mm}^2$  için M12 vidası bulunur.

Ancak değişken yük altındaki cıvatalarda en önemli kontrol, sürekli mukavemete göre yapılmalıdır. Cıvatanın yaylanma rijitliği

$$C_c = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_c} = \frac{2775}{0,8} = 3468,8 \text{ daN/mm}$$

Sıkılan parçanın yaylanma rijitliği

$$C_p = \frac{F_{\text{ön}}}{\lambda_p} = \frac{2775}{0,2} = 13875 \text{ daN/mm}$$

olduğuna göre cıvataya etkiyen zam kuvveti

$$F_z = F_{i\dot{s}} \cdot \frac{1}{1 + C_p / C_c} = 1850 \cdot \frac{1}{1 + 13875 / 3468,8} = 370 \text{ daN}$$

Genlik kuvveti

$$\begin{aligned} F_g &= \frac{F_{\text{maks}} - F_{\text{min}}}{2} = \frac{F_z}{2} \\ &= \frac{370}{2} = 185 \text{ daN} \end{aligned}$$

Cıvatadaki gerilme genliğı

$$\sigma_{\text{og}} = \frac{F_{\text{og}}}{A_1} = \frac{185}{76,2} = 2,43 \text{ daN/mm}^2$$

Cıvatanın emniyet gerilmesi

$$\sigma'_{em} = \frac{\sigma_G \cdot b_1 \cdot b_o}{\beta_k \cdot S}$$

6.9 kalitesi için değişken gerilme genliği, Cetvel 13.12' den,  $\sigma_G = \pm 3,5$  daN/mm<sup>2</sup> dir. Kullanılan cıvatanın dış dibi çapı  $d_1 = 9,853$  mm ( $\approx 10$  mm) olduğundan  $b_o = 1$  ve uzar cıvatanın yüzeyi çok temiz işlenmesi gerektiğinden  $b_1 = 1$  alınabilir. Üçgen profilli vida için  $\beta_k = 2,2$  olup emniyet katsayısı  $S = 1,25$  alınırsa

$$\sigma'_{em} = \frac{3,5 \cdot 1 \cdot 1}{2,2 \cdot 1,25} = 1,27 \text{ daN/mm}^2$$

Bu duruma göre  $\sigma_g = 2,43$  daN/mm<sup>2</sup>  $>$   $\sigma'_{em} = 1,27$  daN/mm<sup>2</sup> olduğundan cıvata sürekli mukavemet bakımından emniyetli değildir, kırılır.

### **Problem 14.10**

Şekil 14.10' da vida yardımıyla hareket temin eden bir kaldırma düzeni görülmektedir. Bir elektrik motorunun verdiği güç, kaldırma vidasına, motorun dönme sayısını azaltan bir dişli çark mekanizması üzerinden iletilmektedir. Bu düzende  $F_{maks} = 5000$  daN' luk bir yükün  $v = 1$  m/dak' lık hızla kaldırılması istenmektedir.

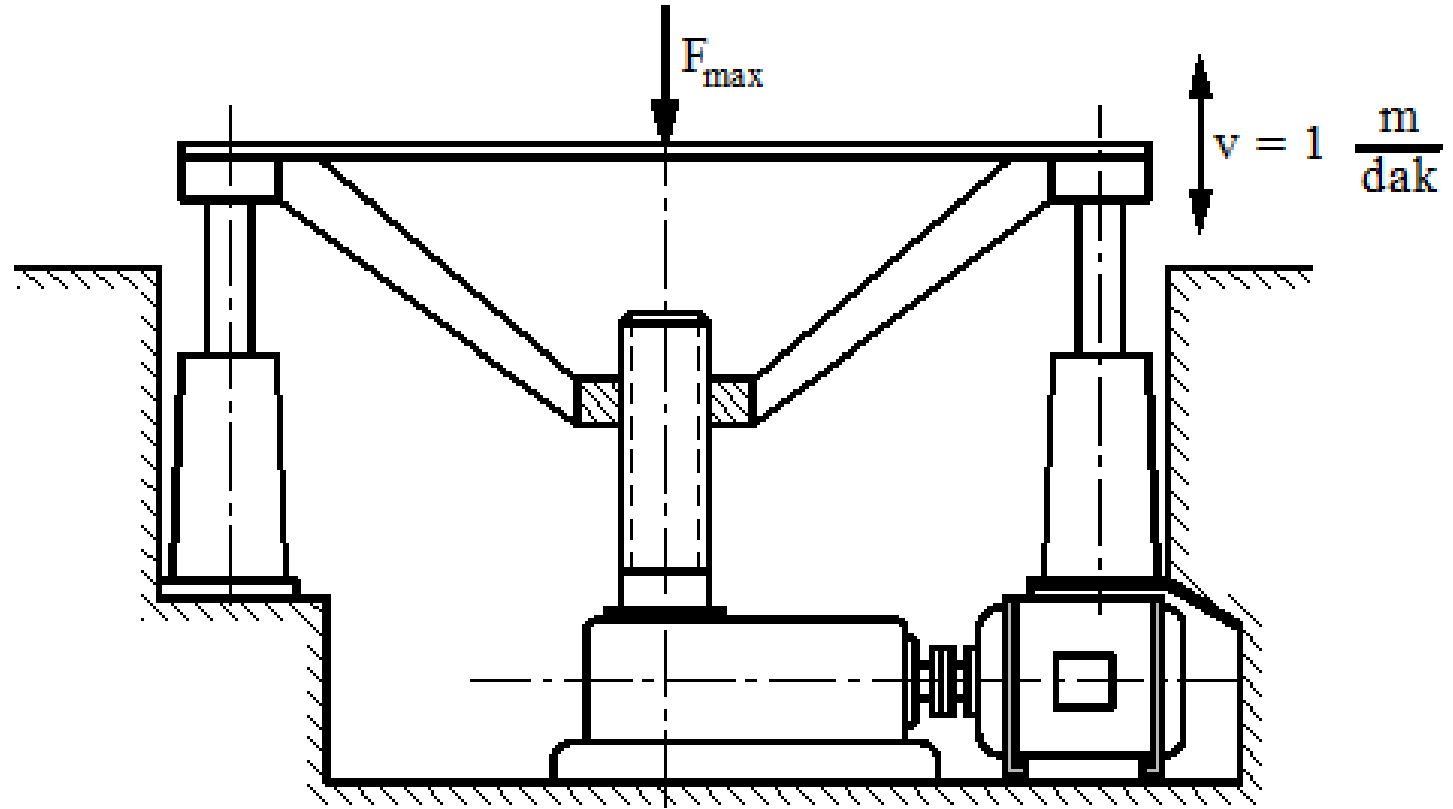
#### **Kaldırma düzeni ile ilgili büyüklükler:**

Dişli çark mekanizmasının çevrim oranı  $i = 15$  ve verimi  $\eta_d = 0,90$  kaldırma vidası trapez profilli olup diş başı dairesi çapı  $d = 80$  mm, diş dibi dairesi çapı  $d_1 = 70$  mm, vida adımı  $h = 10$  mm, vida dişleri arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,1$  olduğuna göre:

- Elektrik motorunun gücü ve dönme sayısı ne olmalıdır?
- Bu kaldırma düzeni yükün istenilen herhangi bir yükseklikte tutulmasını sağlayabilir mi? Yükün tutulması için ayrıca bir fren tertibatına ihtiyaç var mıdır?
- 5000 daN' luk yükün indirilmesi esnasında kaldırma vidasında meydana gelen en büyük gerilme nedir?

Not: Gerilme hesabı için diş dibi dairesi esas alınacak ve şekildeki kılavuz sütunlar sürtünmesiz kabul edilecektir.





Şekil 14.10

### Çözüm 14.10

a) Elektrik motorunun gücü,  $F_{maks}$  yükünün  $v$  hızı ile kaldırılması için gerekli güç olup vida ve dişli çark verimleri de göz önüne alınarak hesaplanmalıdır. Böylece

$$P = \left( \frac{F_{maks} \cdot v}{75} \right) \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\eta_d}$$

Vida mekanizmasının verimi

$$\eta_v = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')}$$

Burada

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{10}{\pi \cdot 75} = 0,04245 \quad \left( d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{80 + 70}{2} = 75 \text{ mm} \right)$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,1}{\cos 15} = 0,1036$$

ve  $\tan(\alpha + \rho') \cong \tan \alpha + \tan \rho' = 0,146$  alınırsa

$$\eta_v = \frac{0,04245}{0,146} = 0,29$$

Böylece elektrik motorunun gücü

$$P = \frac{5000 \cdot (1/60)}{75} \cdot \frac{1}{0,29} \cdot \frac{1}{0,9} = 4,26 \text{ BG} \quad \underline{\text{olmalıdır.}}$$

Yükün dakikada 1 m yol alabilmesi için adımı 10 mm (0,01 m) olan vida

$$n_v = \frac{1}{0,01} = 100 \text{ d/dak}$$

dönmelidir. Motorun devir sayısı ise

$$n_m = i \cdot n_v = 15 \cdot 100 = 1500 \text{ d/dak}$$

olur.

b) Sistem otoblokajlı ise ek bir fren tertibatına ihtiyaç yoktur.

$$\text{Burada } \tan \alpha = 0,04245 \quad \text{ve} \quad \alpha = 2,43^\circ \\ \tan \rho' = 0,1036 \quad \text{ve} \quad \rho' = 5,92^\circ$$

Otoblokaj şartına göre

$$\alpha = 2,43^\circ < \rho' = 5,92^\circ$$

olduğundan yük istenilen yükseklikte kendi kendine durabilmektedir.

c) Yükün indirilmesi esnasında vida milinde bası ve burulma zorlanması meydana gelmektedir. Bası gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{F_{\text{maks}}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{5000}{\frac{\pi \cdot 7^2}{4}} = 130 \text{ daN/cm}^2$$

Yükün indirilmesi için gerekli moment

$$\begin{aligned} M'_s &= F_{\text{maks}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') \\ &= 5000 \cdot 3,75 \cdot (0,04245 - 0,1036) = -1147 \text{ daNcm} \end{aligned}$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{1147}{\frac{\pi \cdot 7^3}{16}} = 17 \text{ daN/cm}^2$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre vida milinde meydana gelen en büyük gerilme (bileşik gerilme)

$$\begin{aligned}\sigma_{eş} &= \sqrt{\sigma_b^2 + 3.\tau_b^2} \\ &= \sqrt{(130^2 + 3.(17)^2)} = 133,3 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

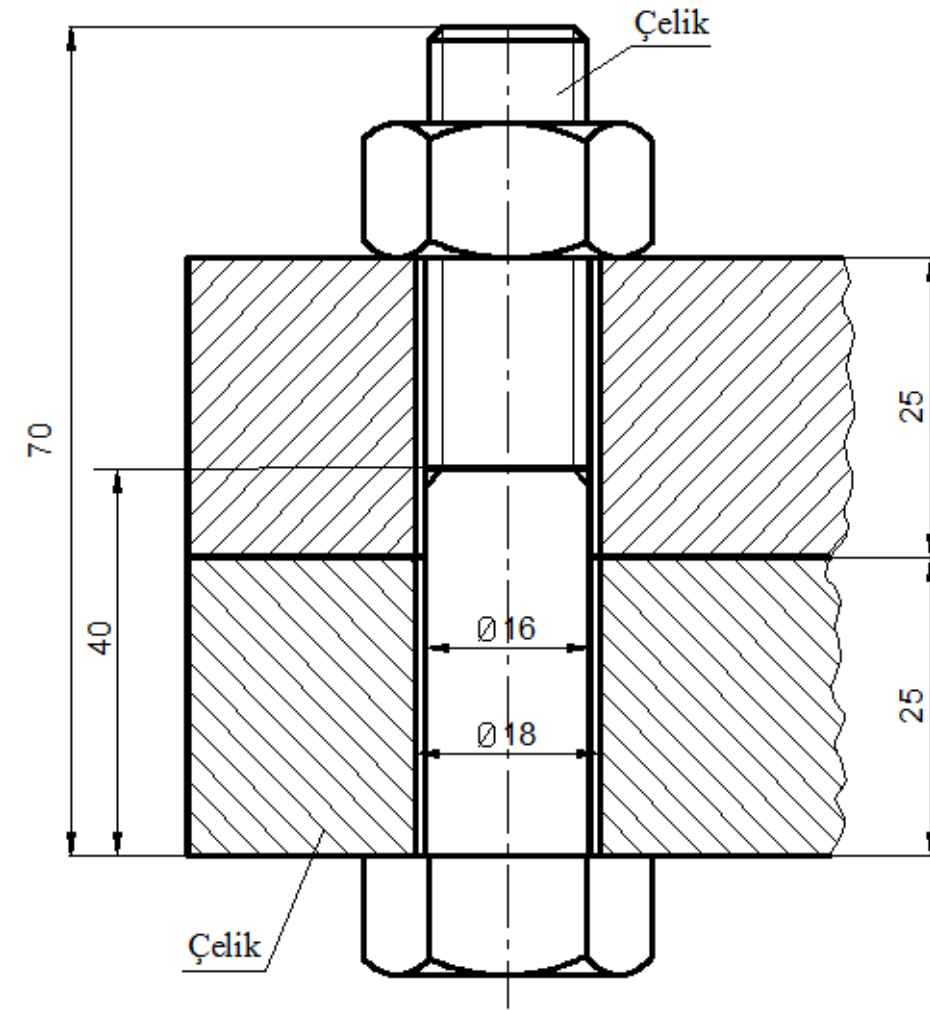
olmaktadır.

### Problem 14.11

Şekil 14.11' de bütün boyutları ile verilen cıvata bağlantısı  $F_{\text{ön}} = 3000$  daN'luk bir ön gerilme kuvveti ile sıkıştırılmıştır. Bağlantıya etkiyen işletme kuvveti  $-500$  daN ile  $+1000$  daN arasında periyodik olarak değişmektedir. Vida dişleri arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,15$  ve somun altı ile sıkılan parça arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_o = 0,1$  olduğuna göre;

- Cıvatayı sıkmak için gerekli momenti hesaplayınız.
- Cıvataya etkiyen en büyük kuvveti ve cıvatanın gerilme genliğini hesaplayınız.

M16 vidası için, Cetvel 13.3' den,  $d = 16$  mm,  $d_1 = 13,402$  mm,  $d_2 = 14,701$  mm,  $h = 2$  mm, anahtar ağızı açıklığı  $s = 24$  mm, vidanın dış dibi kesiti  $A_1 = 141$  mm<sup>2</sup>' dir.



Şekil 14.11

### **Çözüm 14.11**

a) Sıkma momenti

c)

$$M_s = F_{\text{ön}} \left[ \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right]$$

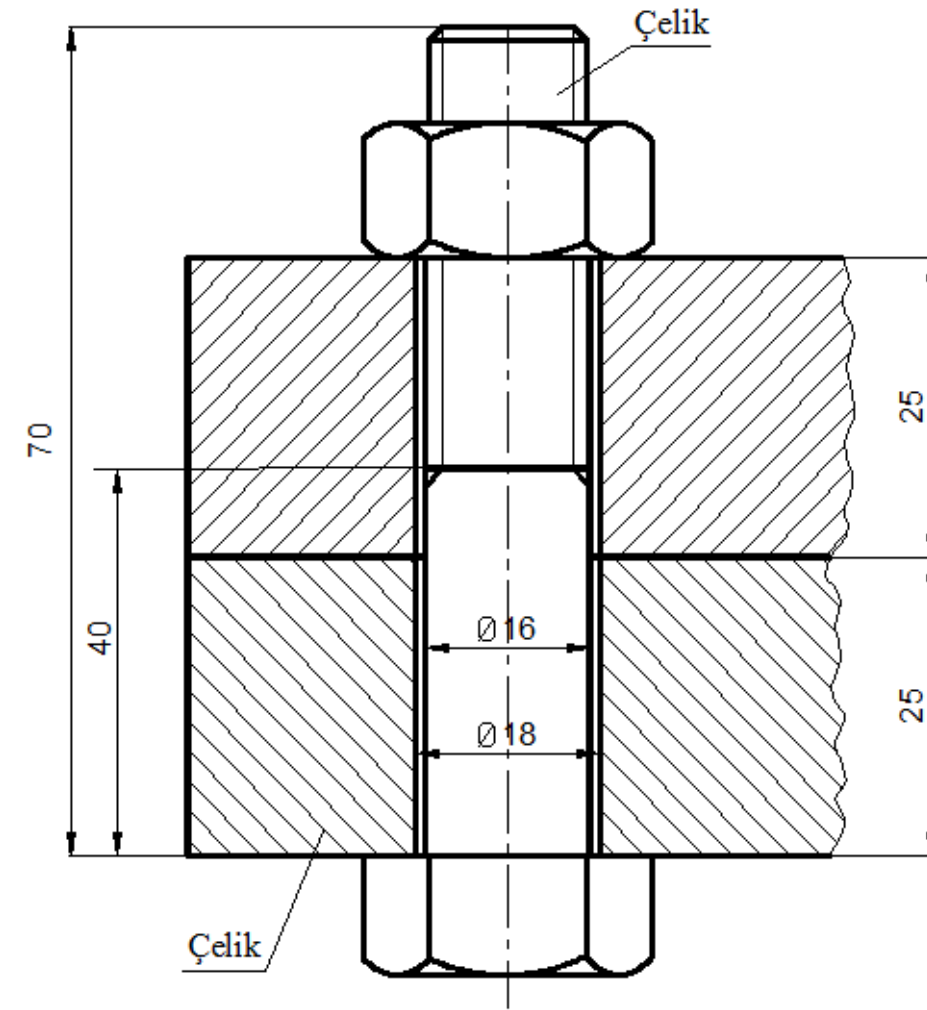
Burada  $\mu = 0,15$ ,  $\mu_o = 0,1$  ve  $r_m = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 16 = 11,2$  mm

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 0,0433$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0,15}{\cos 30} = 0,1732$$

$$\tan(\alpha + \rho') \cong \tan \alpha + \tan \rho' \cong 0,2165$$

Böylece



**Şekil 14.11**

$$M_s = 3000 \cdot \left( \frac{1,4701}{2} \cdot 0,2165 + 1,12 \cdot 0,1 \right)$$

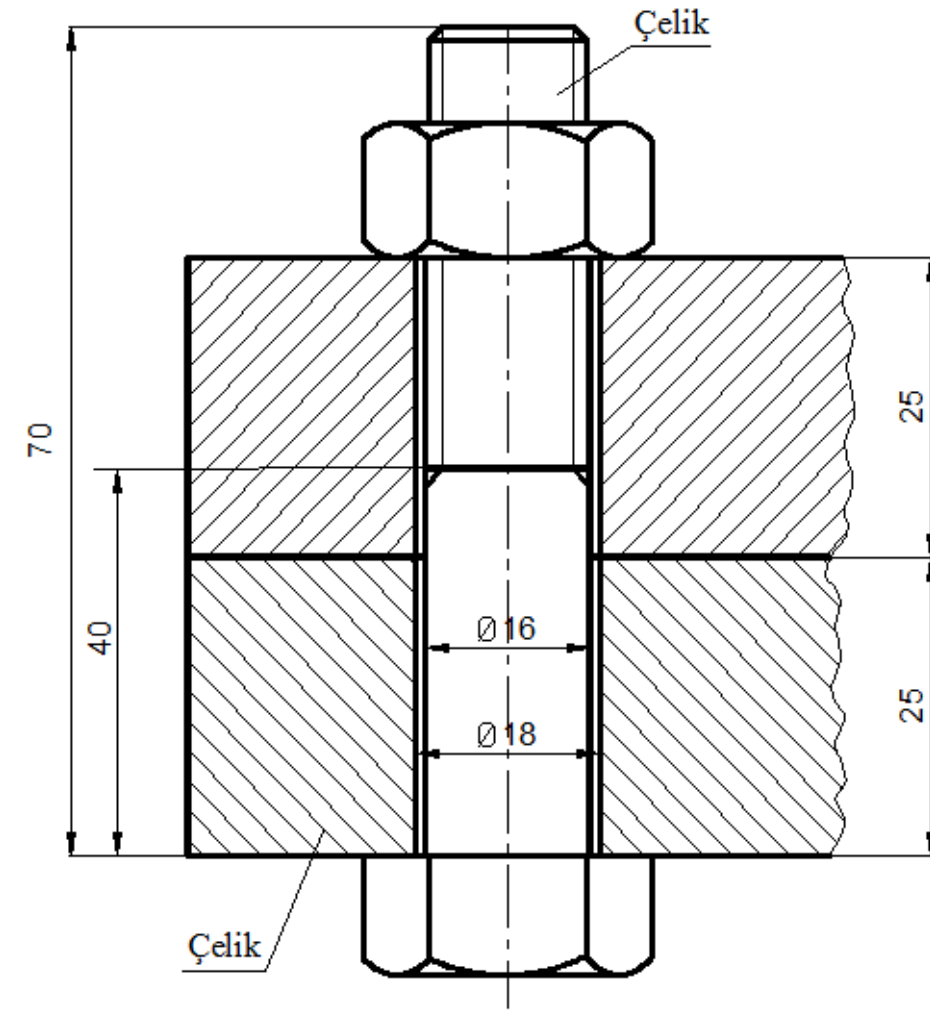
$$= 813,4 \text{ daNcm}$$

b) Civatanın yaylanma rijitliği

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{1}{E} \left( \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right)$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^6} \left[ \frac{1}{(1,41)} + \frac{4}{\frac{\pi \cdot (1,6)^2}{4}} \right] = 1,285 \cdot 10^{-6}$$

buradan  $C_c = 0,778 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$



Şekil 14.11



Sıkılan parçaların yaylanma rijitliği:  
Deformasyon kesiti

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( s + k \cdot \frac{\ell_p}{2} \right)^2 - D_o^2 \right]$$

Burada  $s = 24$  mm,  $k = 1/5$  (çelik),  $\ell_p = 50$  mm ve  $D_o = 18$  mm olduğundan

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 2,4 + \frac{1}{5} \cdot \frac{5}{2} \right)^2 - (1,8)^2 \right] = 4,06 \text{ cm}^2$$

Böylece

$$C_p = \frac{A_p \cdot E_p}{\ell_p} = \frac{4,06 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{5} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

En büyük işletme kuvveti (çekme yönünde) 1000 daN nedeniyle civataya gelen ek kuvvet

$$F_z = F_{i\dot{s}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C_c}} = 1000 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,7}{0,778}} = 314 \text{ daN}$$

Basma kuvveti nedeniyle civatanın ön gerilmesini azaltan kuvvet

$$F'_z = -500 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,7}{0,778}} = -157 \text{ daN}$$

Cıvataya etkiyen en büyük kuvvet (çekme yönünde)

$$\begin{aligned} F_{maks} &= F_{ön} + F_z \\ &= 3000 + 314 = 3314 \text{ daN} \end{aligned}$$

Cıvataya etkiyen en küçük kuvvet (basma yönünde)

$$\begin{aligned} F_{min} &= F_{ön} + F'_z \\ &= 3000 - 157 = 2843 \text{ daN} \end{aligned}$$

Cıvatanın gerilme genliği

$$\sigma_g = \frac{F_z - F'_z}{2 \cdot A_1} = \frac{314 - 157}{2 \cdot 141} = 0,556 \text{ daN/mm}^2$$

olarak bulunur.

### **Problem 14.12**

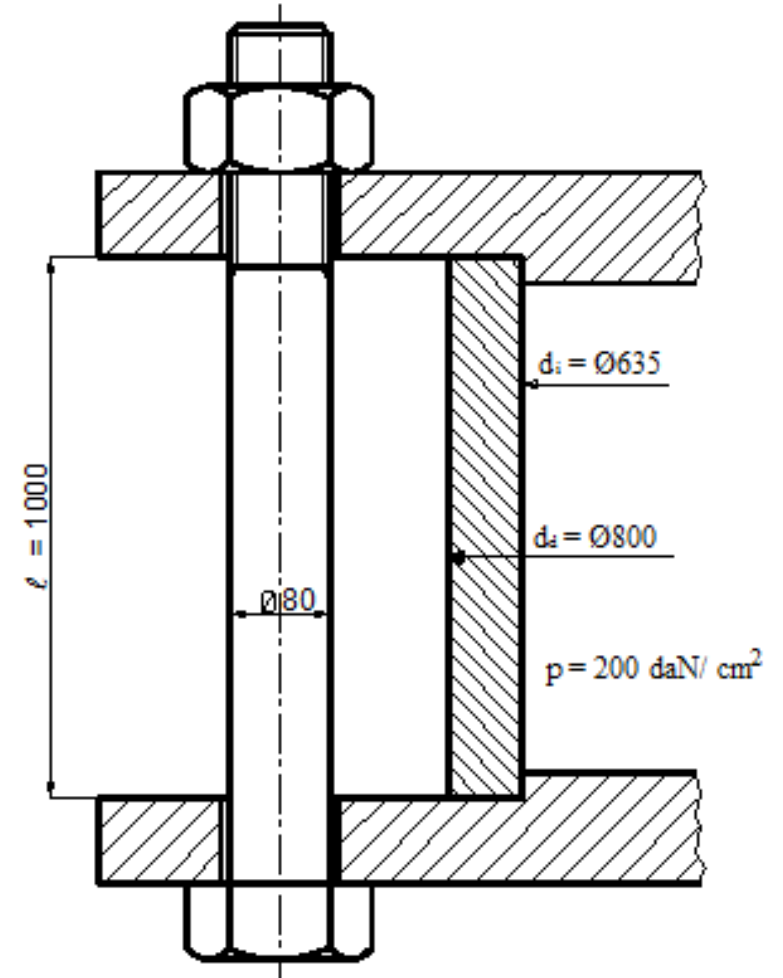
Şekil 14.12’de bir hidrolik pres silindirinin civatalı bağlantısı ölçüleri ile verilmiştir. Silindir kapakları 4 adet civata ile sıkılmıştır. Civata ve silindir, kopma mukavemeti  $8000 \text{ daN/cm}^2$  olan çelikten yapılmıştır. Civatalar, etkisinde buldukları işletme kuvvetinin iki misli bir ön gerilme kuvveti ile sıkılmıştır. Uzama için civatanın sadece  $\varnothing 80 \text{ mm}$  ve  $1000 \text{ mm}$  lik kısmı, büzülme için ise silindirin gövdesi göz önüne alınacaktır. Buna göre:

- Civataya gelen en büyük kuvveti hesaplayınız. Civatalar kaç mi emniyetle çalışmaktadır?
- Bağlantının ön gerilme üçgenini çiziniz.

### **Çözüm 14.12**

- Civataya gelen işletme kuvveti

$$F_{i\dot{s}} = \left( \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot p \right) \cdot \frac{1}{z}$$
$$= \left( \frac{\pi \cdot 63,5^2}{4} \cdot 200 \right) \cdot \frac{1}{4} = 158346 \text{ daN}$$



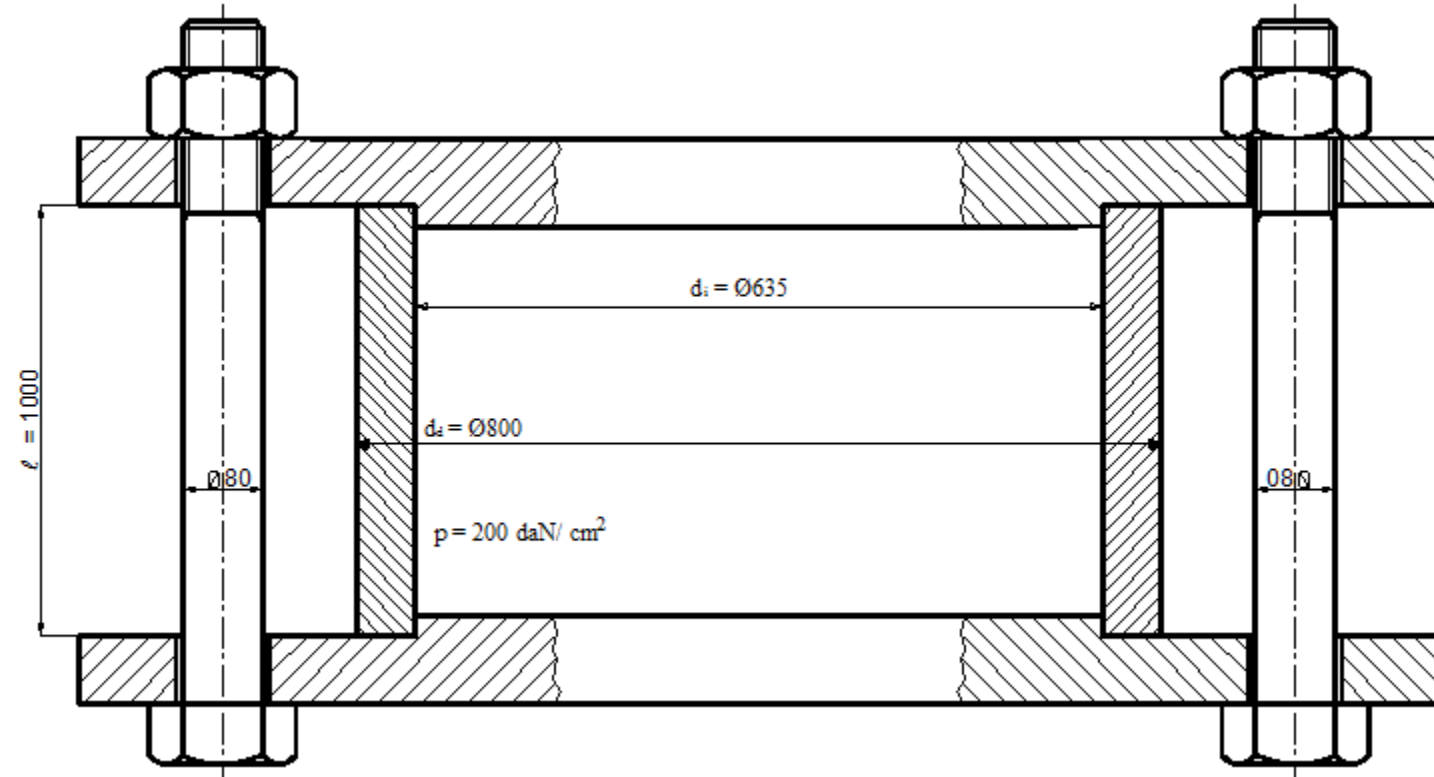
Ön gerilme kuvveti

$$F_{\text{ön}} = 2 \cdot F_{i\dot{s}} \\ = 2 \cdot 158346 = 316692 \text{ daN}$$

Cıvatanın yaylanma rijitliği ( $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ - çelik için)

$$C_c = \frac{A_c \cdot E_c}{\ell_c} = \frac{\pi \cdot 8^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{4 \cdot 100} = 1,055 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Silindirin yaylanma rijitliği



$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_d^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (80^2 - 63,5^2) = 1860 \text{ cm}^2$$

olduğundan

$$C_p = \frac{A_p \cdot E_p}{\ell_p} = \frac{1860 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{100} = 39,06 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Cıvataya gelen ek kuvvet

$$F_z = F_{i\grave{s}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C_c}} = 158346 \cdot \frac{1}{1 + \frac{39,06}{1,055}} = 4164 \text{ daN}$$

Böylece cıvataya etkiyen toplam kuvvet

$$\begin{aligned} F_{top} &= F_{\acute{o}n} + F_z \\ &= 316692 + 4164 = 320856 \text{ daN} \end{aligned}$$

olur. Cıvatada oluşan gerilme (çekme gerilmesi)

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{top}}{A} = \frac{320856}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 6383 \text{ daN/cm}^2$$

Cıvata malzemesinin kopma mukavemeti  $\sigma_K = 8000 \text{ daN/cm}^2$  olduğuna göre, cıvatanın çalışma emniyeti

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_\varphi} = \frac{8000}{6383} = 1,25$$

olur.

b) Ön gerilme üçgeni  
Hooke kanunu

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F_{\text{ön}}}{A.E}$$

ve boyutsuz uzama

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

olduğuna göre bu iki eşitlikten

$$\Delta l = \frac{F_{\text{ön}} \cdot l}{A.E}$$

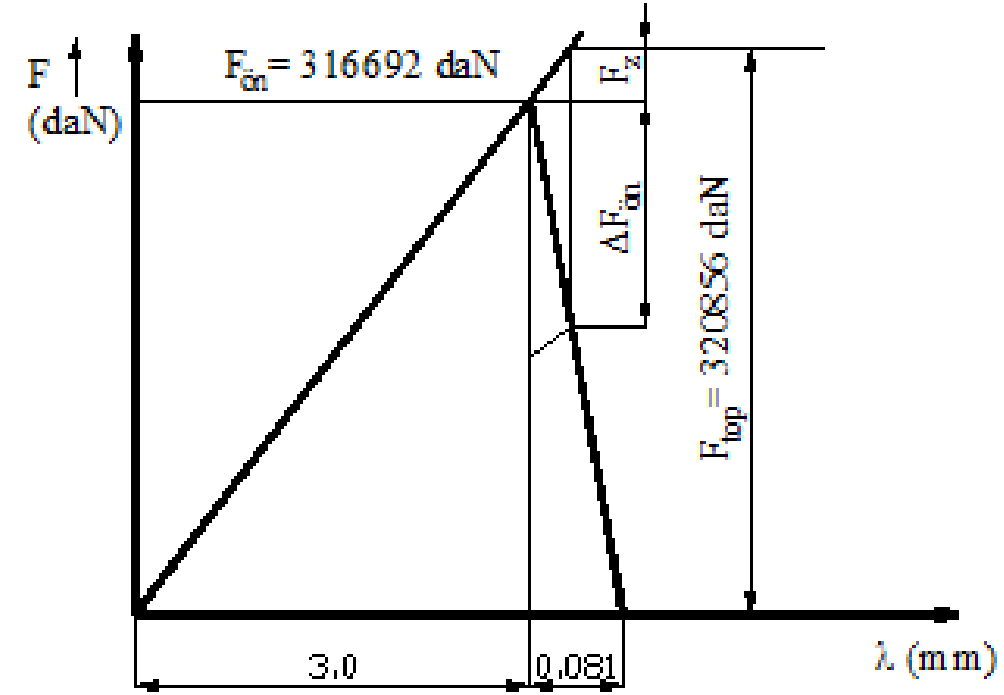
yazılır. Böylece civatanın uzaması

$$\Delta l_1 = \frac{3166921000}{\frac{\pi \cdot 80^2}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^4} = 3 \text{ mm}$$

Silindirdeki kısıalma

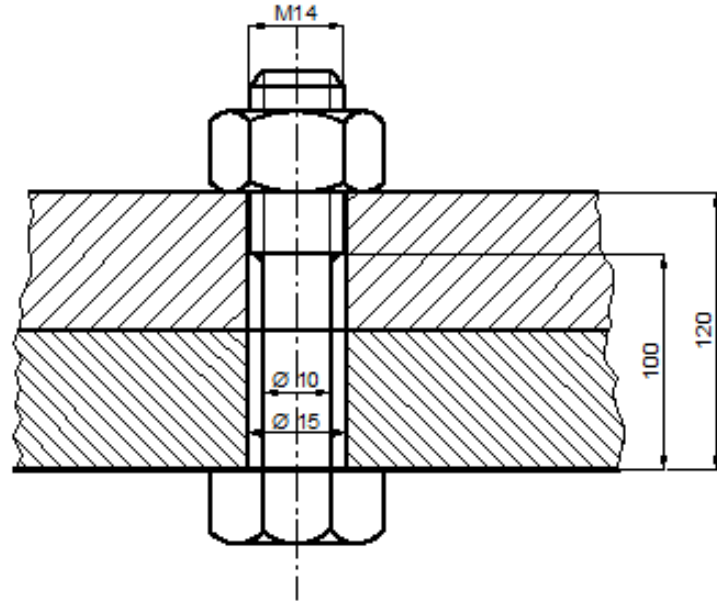
$$\Delta l_2 = \frac{3166921000}{\frac{\pi}{4} \cdot (800^2 - 635^2) \cdot 2,1 \cdot 10^4} = 0,081 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Ön gerilme üçgeni ise aşağıdaki gibidir.



**Problem 14.13**

Şekil 14.13'deki bağlantıda cıvata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerini hesaplayınız. Bütün parçalar çeliktir.



Şekil 14.13

**Cözüm 14.13**

Genel anlamda yaylanma rijitliği

$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{E \cdot A}{l}$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Bağlantıda uzar cıvata söz konusu olduğuna göre cıvatanın yaylanma rijitliği

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}$$

Burada

$$C_1 = \frac{A_1 \cdot E_1}{\ell_1} \quad \underline{\text{ve}} \quad C_2 = \frac{A_2 \cdot E_2}{\ell_2}$$

Ancak burada  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup> dir.

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ cm}^2$$

M14 civatasında diş dibi çapı  $d_1 = 11,4$  mm için

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,14^2}{4} = 1,02 \text{ cm}^2$$

$\ell_1 = 10$  cm ve  $\ell_2 = 2$  cm olduğuna göre

$$C_1 = \frac{0,785 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{10} = 0,165 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

ve

$$C_2 = \frac{1,02 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{2} = 1,07 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Böylece civatanın toplam yaylanma rijitliği

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{0,165 \cdot 10^6} + \frac{1}{1,07 \cdot 10^6} = 6,995 \cdot 10^{-6}$$

veya

$$C_c = \frac{1}{6,995 \cdot 10^{-6}} = 0,143 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

olarak bulunur.



olarak bulunur.

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliği;

$$C_p = \frac{A_p \cdot E_p}{\ell_p}$$

Burada  $E_p = E_{\text{çelik}} = 2,1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( s + k \cdot \frac{\ell_p}{2} \right)^2 - D_o^2 \right]$$

Eşitlikte  $s \cong 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 14 = 21$  mm,  $k = 1/5$  (çelik malzeme),  $\ell_p = 120$  mm,  $D_o = 15$  mm olduğuna göre parçaların deformasyon kesiti

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 2,1 + \frac{1}{5} \cdot \frac{120}{2} \right)^2 - (1,5)^2 \right] = 6,7858 \text{ cm}^2$$

ve yaylanma rijitliği

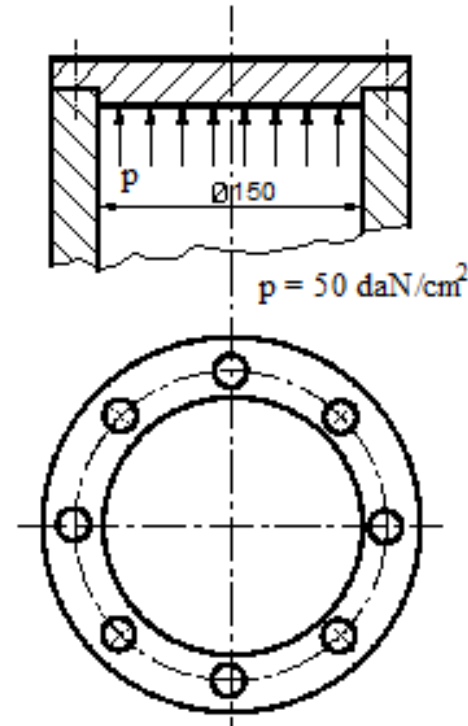
$$C_p = \frac{6,7858 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{12} = 1,187 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

olmaktadır.

### **Problem 14.14**

Şekil 14.14'de şematik olarak gösterilen hidrolik silindirin kapağı, silindire 8 adet M12 civata ile bağlanmıştır. Her bir civataya 1400 daN'luk bir ön gerilme verilmiştir. Vida dişleri arasında ve somun altında sürtünme katsayısı  $\mu = 0,12$  'dir.

- Gerekli ön gerilmeyi verebilmek için civataya uygulanması gereken sıkma momenti ne kadar olmalıdır?
- Cıvatayı sökmek gerekirse sökme momenti ne olur?
- Sıkılan parçalar ile civatanın yaylanma rijitlikleri oranı 4 olduğuna göre, silindire basınç uygulandığı zaman her bir civatadaki yük artışı ve sıkılan parçalarda kalan ön gerilme ne kadardır? (Basınçtan ileri gelen yükün civatalar arasında eşit paylaşıldığı varsayılacaktır).



Şekil 14.14

### Cözüm 14.14

a) Sıkma momenti

$$M_s = F_{\text{ön}} \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_o r_m \right]$$

Burada M12 vidasında  $d_2 = 10,863$  mm,  $h = 1,75$  mm (Cetvel 13.3) olduğuna göre

$$\begin{aligned} \tan(\alpha + \rho') &\cong \tan \alpha + \tan \rho' \\ &= \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + \frac{0,12}{\cos 30} = 0,19 \end{aligned}$$

Somun altı sürtünmesi için yarı çap  $r_m = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 12 = 8,4$  mm olduğundan

$$M_s = 1400 \cdot \left[ \frac{1,0863}{2} \cdot 0,19 + 0,12 \cdot 0,84 \right] = 285,6 \text{ daNcm}$$

b) Sökme momenti

$$\begin{aligned} M_s' &= F_{\text{ön}} \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha - \rho') - \mu_o r_m \right] \\ &= 1400 \cdot \left[ \frac{1,0863}{2} \cdot (0,051 - 0,139) - 0,12 \cdot 0,84 \right] = -208 \text{ daNcm} \end{aligned}$$

Burada  $\tan(\alpha - \rho') \cong \tan \alpha - \tan \rho'$  olarak alınmıştır.

c) Her bir cıvataya etkiyen işletme kuvveti

$$F_{i\dot{z}} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{z \cdot 4} = 50 \cdot \frac{\pi \cdot (15)^2}{8 \cdot 4} = 1104 \text{ daN}$$

Buna göre her bir cıvatadaki yük artışı (zam kuvvet)

$$F_z = F_{i\dot{z}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C_c}} = 1104 \cdot \frac{1}{1 + 4} = 221 \text{ daN}$$

Böylece bir cıvatadaki toplam kuvvet

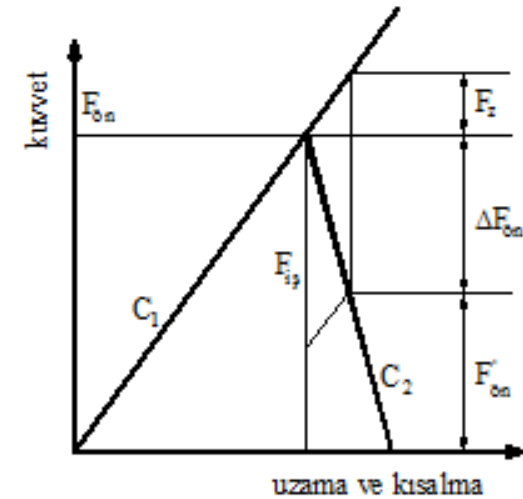
$$F_{top} = F_{\dot{o}n} + F_z = 1400 + 221 = 1621 \text{ daN}$$

Kayıp ön gerilme kuvveti

$$\Delta F_{\dot{o}n} = F_{i\dot{z}} - F_z = 1104 - 221 = 883 \text{ daN}$$

Sıkılan parçalardaki kalan ön gerilme kuvveti

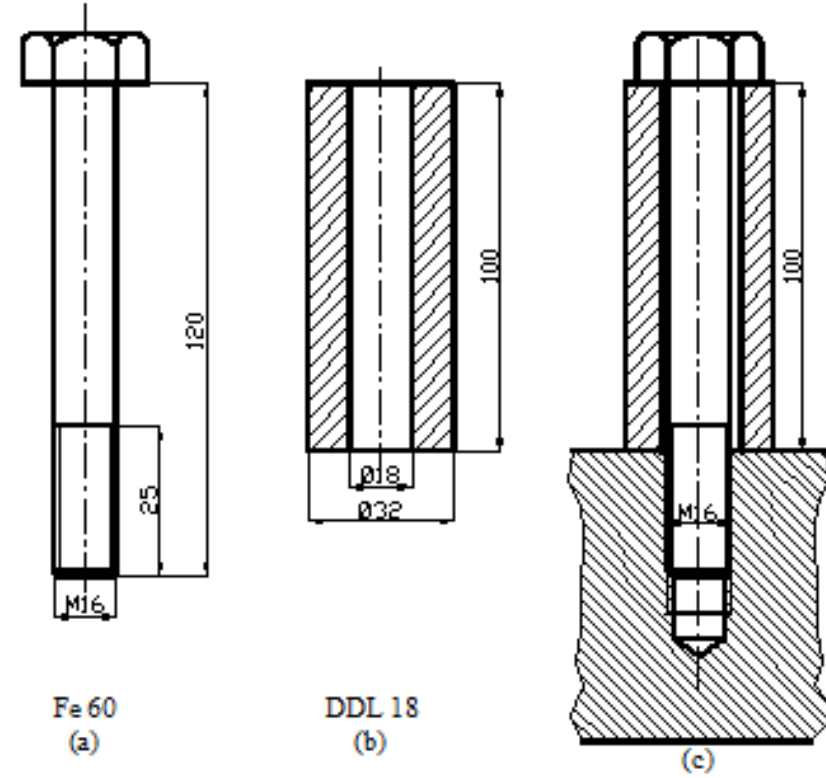
$$F'_{\dot{o}n} = F_{\dot{o}n} - \Delta F_{\dot{o}n} = 1400 - 883 = 517 \text{ daN olur.}$$



Şekil 14.14a

### Problem 14.16

Şekil 14.16'da boyutları ve malzemeleri verilmiş olan a ve b parçalarının yaylanma rijitliklerini hesaplayınız. Hesaplarda civata başının deformasyonu göz önüne alınmayacaktır. a civatası, b manşonunun içinden geçirilip kalın bir sac levhaya vidalanmaktadır. Sistemin boşluğu alındıktan sonra civataya bir devir daha yaptırılırsa  $l_o = 100$  mm olan manşon boyu ne kadar kısalır? Civatanın levha içinde kalan kısmının deformasyona iştirak etmediği kabul edilecektir. Ayrıca döndürme sonunda civatanın serbest uzunluğundaki değişikliğin, civatanın yaylanma rijitliğine olan etkisi de göz önüne alınmayacaktır.



Şekil 14.16

### Cözüm 14.16

Yaylanma rijitlikleri:

Yaylanma rijitliği eşitliği  $C = \frac{A \cdot E}{\ell}$  olduğuna göre

(a) parçası – cıvata: problemimizdeki cıvata için,

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}$$

eşitliği geçerlidir. Burada M16 vidası için (Cetvel 13.3'den)  $d_1=13,402$  mm,  $h=2$  mm olduğuna göre

$$C_1 = \frac{\pi \cdot (1,3402)^2}{4} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{0,5} = 5,92 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

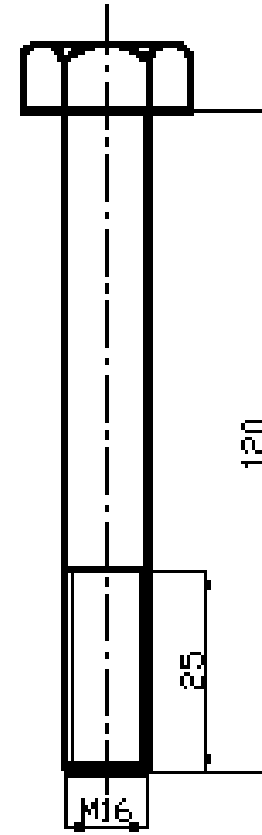
$$C_2 = \frac{\pi \cdot (1,6)^2}{4} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{9,5} = 0,44 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Böylece

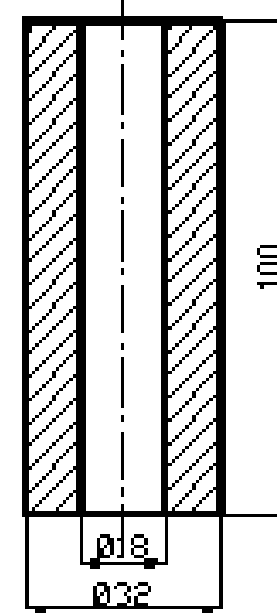
$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{5,92 \cdot 10^6} + \frac{1}{0,44 \cdot 10^6} = 2,44 \cdot 10^{-6}$$

veya

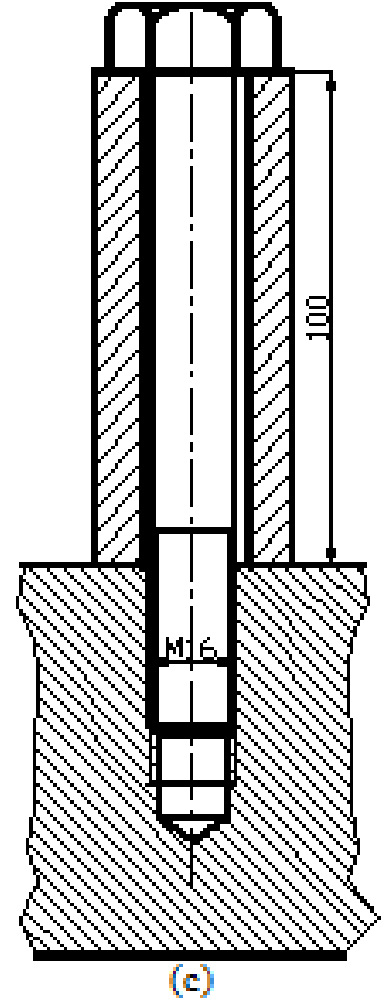
$$C_c = \frac{1}{2,44 \cdot 10^{-6}} = 0,40 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$



Fe 60  
(a)



DDL 18  
(b)



(c)

(b) parçası – manşon:

Manşon malzemesi *DDL* 18 için  $E = 1,05 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup> olduğuna göre

$$C_m = \frac{\pi \cdot (3,2^2 - 1,8^2)}{4} \cdot \frac{1,05 \cdot 10^6}{10} = 0,577 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{\lambda_c}{\lambda_m} \quad (1)$$

olarak bulunur.

Cıvata 1 tam devir döndürülürse hatve kadar ilerler. Bu durumda,

cıvatadaki uzama :  $\lambda_c$

manşondaki kısıalma :  $\lambda_m$

olacağına göre kuvvet eşitliği, her iki durum için,

$$F = C_c \cdot \lambda_c \quad \underline{\text{ve}} \quad F = C_m \cdot \lambda_m$$

yazılabilir. Buradan

olur. Diğer taraftan uzama ve kısıalmalar toplamı cıvatanın aldığı yola eşit olmalıdır, yani

$$h = \lambda_c + \lambda_m \quad (2)$$

yazılır. Böylece (1) ve (2) eşitlikleri ile

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{h - \lambda_m}{\lambda_m}$$

bulunur. Buradan da manşondaki kısıalma

$$\lambda_m = \frac{C_c}{C_m + C_c} \cdot h = \frac{0,40 \cdot 10^6}{(0,577 + 0,40) \cdot 10^6} \cdot 0,2 = 0,0819 \text{ cm}$$

veya  $\lambda_m = 0,819$  mm olur.

Cıvatadaki uzama

$$\lambda_c = h - \lambda_m = 2 - 0,819 = 1,181 \text{ mm}$$

olacaktır. O halde başlangıçta  $\ell_o = 100$  mm olan manşon boyu, cıvatanın 1 tam devir döndürülmesiyle,

olacaktır. O halde başlangıçta  $l_o = 100$  mm olan manşon boyu, civatanın 1 tam devir döndürülmesiyle,

$$\begin{aligned} l_1 &= l_o - \lambda_m \\ &= 100 - 0,819 = 99,181 \text{ mm} \end{aligned}$$

uzunluğa düşecektir.



### **Problem 14.17**

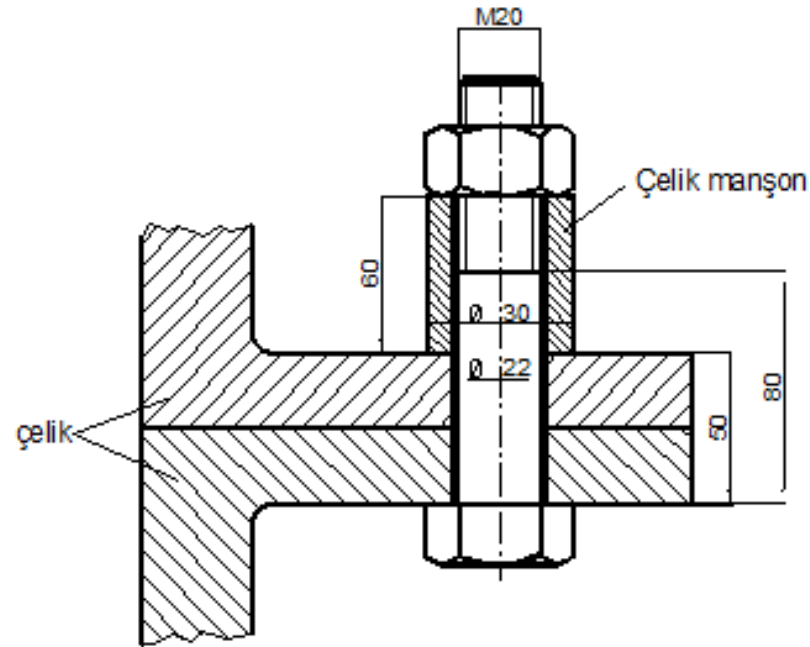
Şekil 14.17'de bir silindir kapağının cıvatalı bağlantısı görülmektedir. Cıvatalar belli bir ön gerilme ile sıkıldıktan sonra sistem bir çekme makinasında test edilmiş ve cıvatanın uzaması ile uygulanan çekme kuvveti arasındaki diyagram elde edilmiştir (diyagram bir tek cıvata için çizilmiştir).

- a) Diyagramdaki kırılma noktası A'yı açıklayınız.
- b) Cıvatanın ve sıkılan parçaların yaylanma rijitlikleri nedir?
- c) Cıvatalar ne kadarlık bir ön gerilme kuvveti ile sıkılmıştır?

### Problem 14.18

Şekil 14.18'de ara manşonu kullanılarak yapılmış bir cıvata bağlantısı verilmiştir. Cıvata 2000 daN' luk bir ön gerilme kuvveti ile sıkılmıştır. Bağlantıya çalışma esnasında 0 ila +1500 daN arasında değişen bir işletme kuvveti etmektedir.

- Bağlantıya yukarıdaki ön gerilmeyi verebilmek için somun ne kadarlık bir momentle sıkılmalıdır? (Vida dişleri arasında ve somun altında sürtünme katsayısı  $\mu = 0,12$  dir.)
- Yaylanma rijitliklerini hesaplayınız. Ara manşonun elastikliği cıvatanın veya sıkılan parçanın içinde mi göz önüne alınmalıdır? Neden?
- Ön gerilmeden sonra cıvatadaki gerilmeleri bulunuz.
- Yukarıdaki işletme kuvveti etkisinde cıvatadaki gerilme genliği ne olur?
- Cıvatadaki gerilmeleri dikkate alarak cıvata malzemesinin kalitesini seçiniz.



Şekil 14.18

### Çözüm 14.18

a) Sıkma momenti

$$M_s = F_{\text{ön}} \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right]$$

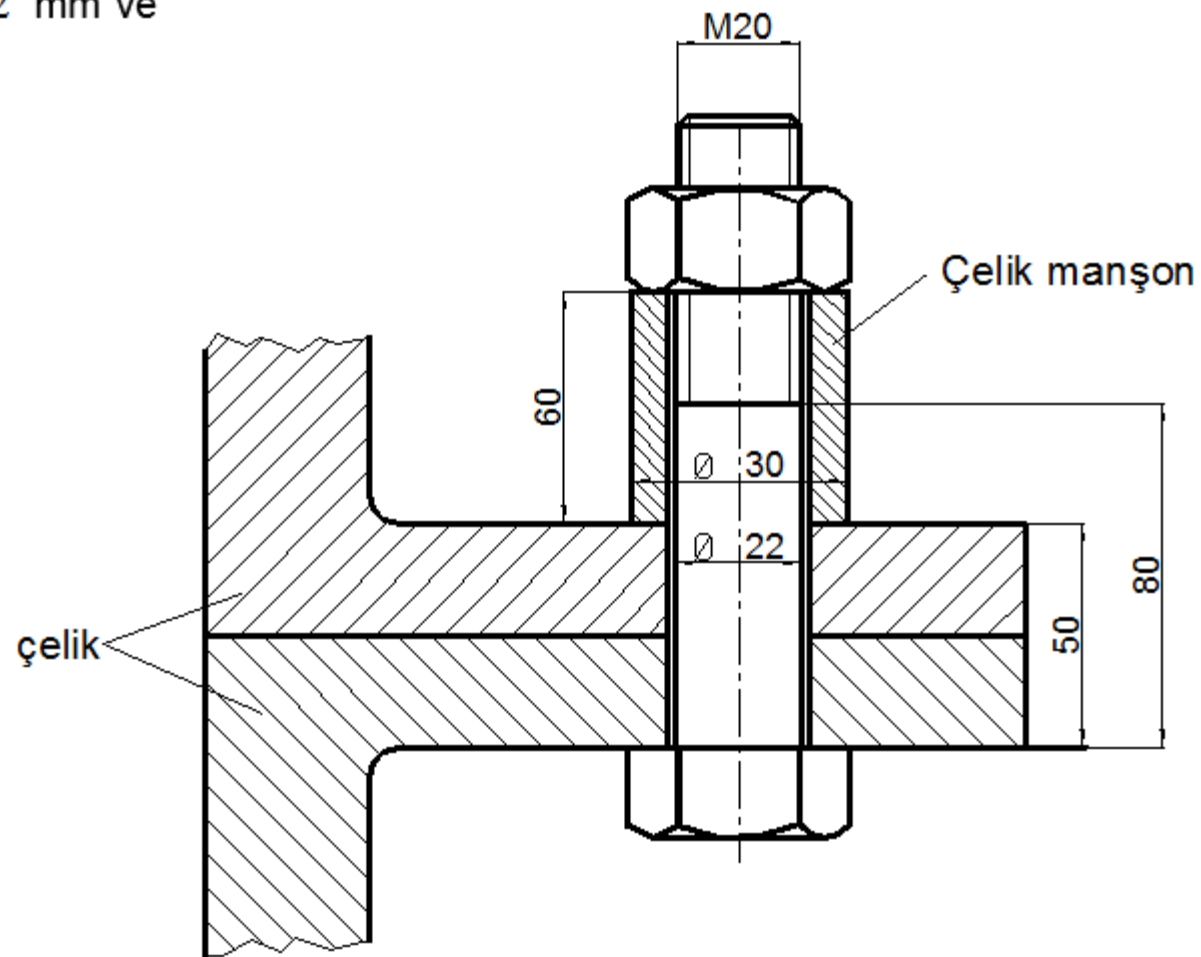
Burada  $F_{\text{ön}} = 2000$  daN, M20 vidası için  $d_2 = 18,376$  mm,  $d_1 = 16,752$  mm ve  $h = 2,5$  mm (Cetvel 13.3). Böylece

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,043$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,12}{\cos 30} = 0,138$$

$$\tan(\alpha + \rho') \cong \tan \alpha + \tan \rho' = 0,181$$

$$r_m = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 20 = 14 \text{ mm}$$

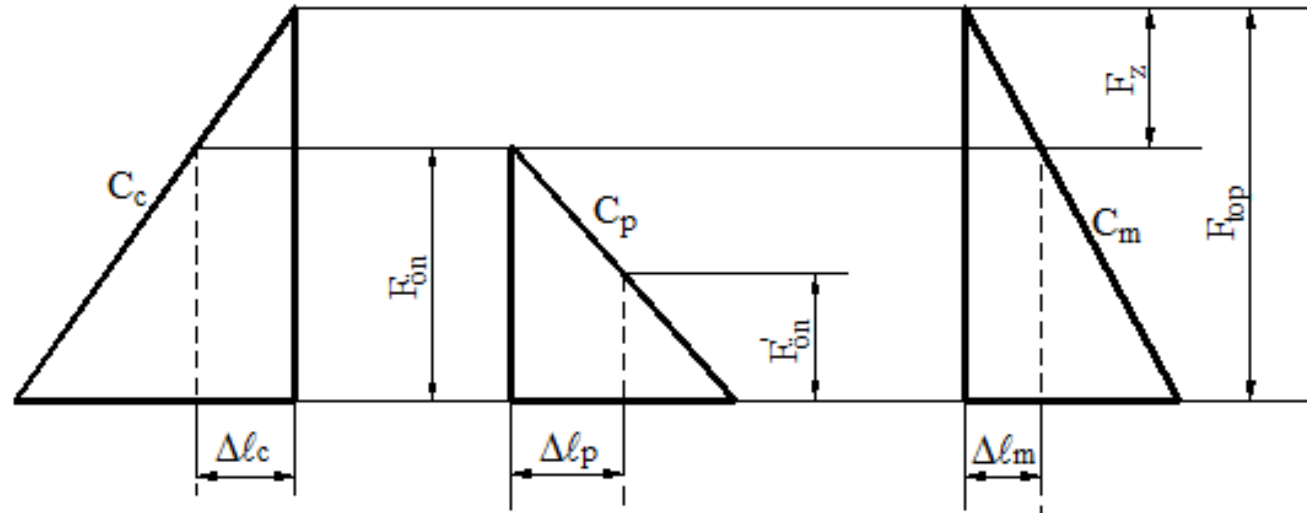


olduğuna göre

$$M_s = 2000 \cdot \left[ \frac{1,8376}{2} \cdot 0,181 + 1,4 \cdot 0,12 \right] \cong 669 \text{ daNcm}$$

olur.

b) Yaylanma rijitlikleri



**Şekil 14.18a**

Şekil 14.18a' dan

$$\Delta l_p = \Delta l_c + \Delta l_m$$

olmaktadır. Yine Şekil 14.18a' ya göre

olmaktadır. Yine Şekil 14.18a' ya göre

$$\frac{F_{\text{top}} - F_{\text{ön}}}{C_c} + \frac{F_{\text{top}} - F_{\text{ön}}}{C_m} = \frac{F_{\text{ön}} - F'_{\text{ön}}}{C_p}$$

ve buradan

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_m}$$

yazılabilir. Bu duruma göre manşonun yaylanma rijitliği ( $C_m$ ), civatanın yaylanma rijitliği ( $C_c$ ) içinde düşünülmelidir. Çünkü sisteme bir işletme kuvveti uygulandığında parçalar kendini bırakırken civata uzamaya devam edecektir. Civatanın vida açılmış kısmı göz önüne alınmazsa, yaylanma rijitliği

$$C_c = \frac{A_c \cdot E}{\ell_c} = \frac{\pi \cdot (2)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{4,6} = 0,599 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Manşonun yaylanma rijitliği

$$C_m = \frac{A_m \cdot E}{l_m} = \frac{\pi \cdot [(3)^2 - (2,2)^2] \cdot 2,1 \cdot 10^6}{4,6} = 1,14 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliği

$$C_p = \frac{A_p \cdot E}{\ell_p}$$

Deformasyon kesiti alanı

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( s + k \cdot \frac{\ell_p}{2} \right)^2 - D_o^2 \right]$$

Burada  $s = 30\text{mm}$ ,  $\ell_p = 50\text{ mm}$ ,  $D_o = 22\text{ mm}$  ve  $k = 1/5$  (çelik)  
olduğundan

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( 3 + \frac{1}{5} \cdot \frac{5}{2} \right)^2 - (2,2)^2 \right] = 5,82 \text{ cm}^2$$

Böylece

$$C_p = \frac{5,82 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{5} = 2,44 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

bulunur.

Cıvata ile manşonun toplam yaylanma rijitliği ise

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_m} = \left( \frac{1}{0,599} + \frac{1}{1,14} \right) \cdot \frac{1}{10^6} = 2,55 \cdot 10^{-6}$$

ve buradan

$$C = 0,392 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$$

sonucu bulunur.

d) Cıvataya gelen ek kuvvet

$$F_z = F_{i\dot{s}}, \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C}} = 1500 \cdot \frac{1}{1 + \frac{2,44}{0,392}} = 207,6 \text{ daN}$$

Cıvatada meydana gelen ek gerilme

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A_1} = \frac{207,6}{\frac{\pi \cdot 2^2}{4}} = 66 \text{ daN/cm}^2$$

e) Genlik kuvveti

$$F_g = \frac{F_z}{2} = \frac{207,6}{2} = 103,8 \text{ daN}$$

Gerilme genliği

$$\sigma_g = \frac{F_g}{A_1} = \frac{103,8}{\frac{\pi \cdot 2^2}{4}} = 33 \text{ daN/cm}^2$$

veya

$$\sigma_g = \frac{\sigma_z}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ daN/cm}^2$$

olacaktır.

e) Cıvata malzemesinin seçimi  
Cıvatadaki toplam kuvvet

$$F_{top} = F_{ön} + F_z = 2000 + 207,6 = 2207,6 \text{ daN}$$

olur. Ancak burada cıvataya etkiyen işletme kuvvetinin değişken olduğu hatırlandığında boyutlandırmanın dinamik zorlanmaya göre yapılması gerektiği anlaşılır. Gerilme genliği

$$\sigma_g = 33 \text{ daN/cm}^2$$

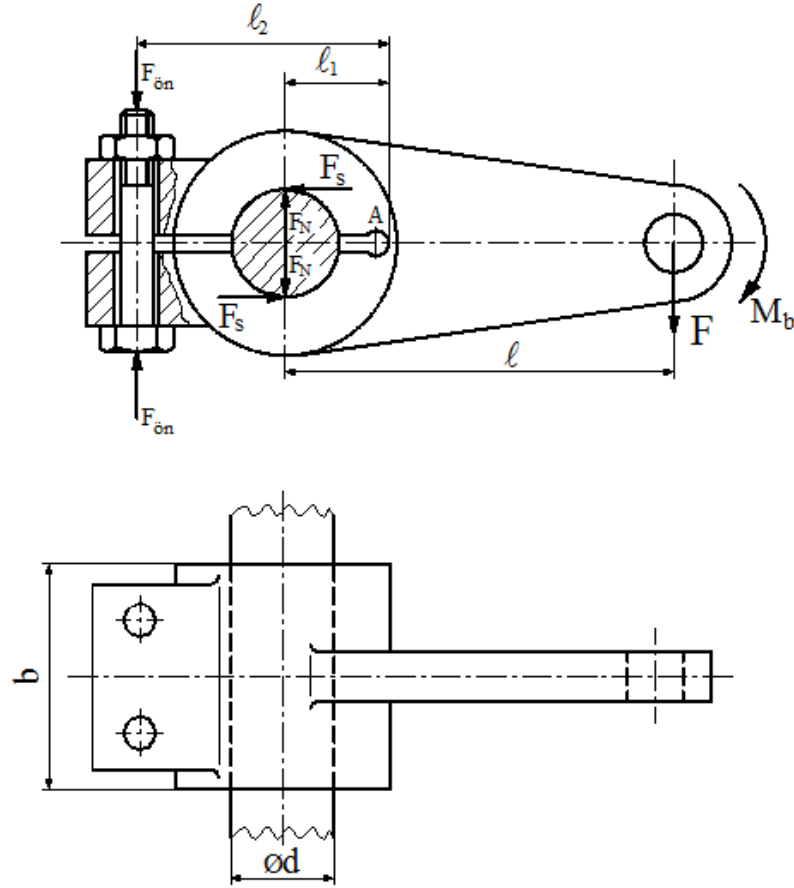
dir. Diğer belirsizlikleri de göz önüne alarak  $S = 4$  misli emniyet düşünülürse, cıvata için değişken gerilme genliği

$$\sigma_g = \pm 33.4 = 132 \text{ daN/cm}^2$$

bulunur. Böylece Cetvel 13.12' den en küçük değer olan  $\sigma_G = \pm 2,75 \text{ daN/mm}^2$  değişken gerilme genliği için cıvata malzemesi 4.6 ve somun malzemesi için de 4 kalitesi seçilebilir.



# MİL-GÖBEK BAĞLANTILARI



## 15. MİL-GÖBEK BAĞLANTILARI

Mil ile göbek arasında genellikle bir moment aktarılması problemi söz konusudur. İletilen güç  $P$ , dakikadaki dönme sayısı  $n$  ise sistemdeki döndürme momenti (veya bazı durumlarda burulma momenti);

$$M_b = 7162 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{Nm})$$

Burada güç ( $P$ ) BG olarak alınmıştır. Eğer güç kW olarak biliniyorsa moment büyüklüğü,  $1 \text{ kW} \cong 1,36 \text{ BG}$  bağıntısı ile,

$$M_b = 9740 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{Nm})$$

olarak bulunur.

Bu momenti iletmek için mil ile göbek arasına konulan bağlama elemanlarını, çalışma prensibi bakımından, momenti şekli ile ileten ve momenti sürtünme ile ileten elemanlar olmak üzere iki gruba ayırabiliriz. Momenti şekli ile ileten bağlama elemanlarında moment, şekil bağı ile milden bağlama elemanına ve buradan da benzer şekilde göbeğe iletilir. Paralel kamalar (feder-uygu kaması), profilli miller ve pimler bu gruba girerler.

Sürtünme veya kuvvet bağı yolu ile moment iletmede temel prensip; mil ile göbek arasında bir basınç oluşturmaktır. Döndürme momenti uygulandığında temas yüzeyleri arasında bir sürtünme kuvveti ve buna bağlı olarak sürtünme momenti ( $M_s$ ) meydana gelir. Bağlantıyı gerçeklemek için

$$M_s \geq M_b$$

veya  $k \geq 1$  olmak üzere

$$M_s = k \cdot M_b$$

olmalıdır.

Mil-göbek bağlantıları sıkı geçmeler (pres geçmeler), sıkma bağlantılar (sıkma geçmeler), konik geçmeler, kama bağlantıları, pim ve perno bağlantıları ile özel elemanlarla yapılan bağlantı gruplarından oluşmaktadır.

## 15.1. PRES GEÇMELER (SIKI GEÇMELER)

Birleştirilecek parçalar arasındaki boyut fazlalığı (sıkılık) montajdan sonra yüzeyler arasında bir basınç oluşturur. Bu işlem için milin dış çapı ( $d_{Md}$ ) göbeğin delik çapından ( $d_{Gi}$ ) biraz daha büyük yapılır. Göbek mil üzerine takıldığında iki parça arasında

$$\Delta d = d_{Md} - d_{Gi}$$

kadar bir sıkılık meydana gelir. Bu işlem anında mil çapı bir miktar büzülür delik çapı ise bir miktar genişler. Elastik bölgede meydana gelen bu şekil değiştirmeler temas yüzeyleri arasında bir basınç oluşmasına sebep olur. Bağlantıya bir döndürme momenti uygulandığında temas yüzeyleri arasında bir sürtünme momenti meydana gelir ve

$$M_s \geq M_b$$

şartını gerçeklediği müddetçe bağlantı işlevini yerine getirir.

Pres geçmeler; şekillendirme ve işlenmesinin kolay olması (genellikle ince tornalama), kama yuvası olmadığından mili zayıflatmaması, darbeli ve değişken zorlanmaların iletilmesine uygun olması, mil ve göbeğin iyi merkezlenmesi nedeniyle geniş ölçüde kullanılmaktadır. Ancak yüzeyler arasındaki basıncı sağlayacak gerekli sıkılık değerinin, dolayısıyla işleme toleransının iyi seçilmesi gerekmektedir.

Pres geemeler; yuvarlanmalı yatak bilezikleri, kavrama flenşleri, dişli çarkların mile montajı, dişli çarklarda göbeğe takılan dişli çemberler, demir yollarında tekerlek bandajları, millere sıkı takılan tekerlek, makara ve volanlar, kaymalı yatak burçları, silindir gömlekleri, parçalı krank milleri gibi yerlerde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

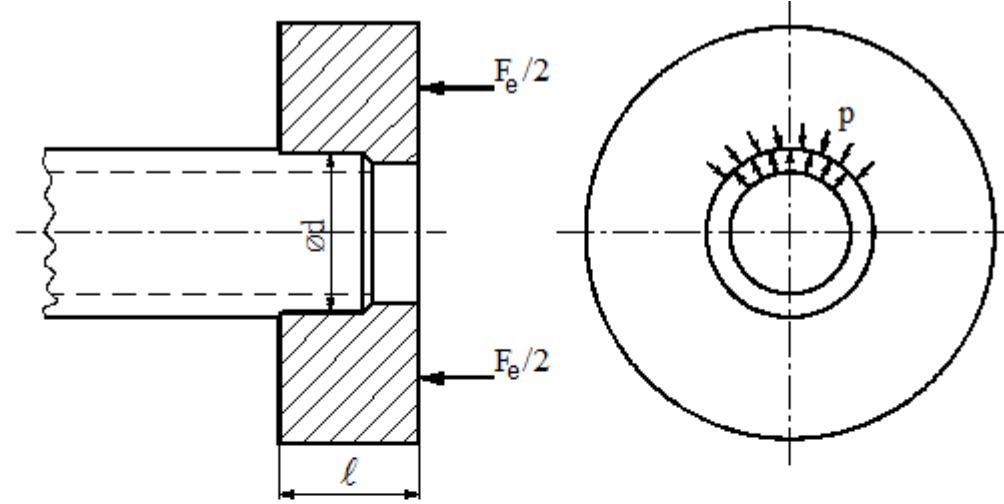
Montaj esasına göre pres geemeler

- a. Boyuna (eksenel) pres geçme
- b. Enine (radyal) pres geçme

olarak iki grupta incelenebilir.

### 15.1.1. Boyuna Pres Geçmeler

Bir sıkı geçme toleransında işlenmiş olan mil ve göbeğin pres geçme işlemi oda sıcaklığında yapılır. Genellikle göbek mil üzerine eksenel bir presleme kuvveti ( $F_e$ ) ile itilir (Şekil 15.1).



Şekil 15.1 Pres geçme

Presleme kuvveti

$$F_e = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \mu$$

şeklindedir. Burada  $\mu$ -temas yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı,  $p$ -yüzeyler arasında meydana gelen basınç,  $l$  –göbek genişliği,  $d$ –pres geçme sonucu deliğin çapı (göbek iç çap) ile milin dış çapının ortak büyüklüğüdür.

Montajda presleme işlemi genellikle hidrolik olarak sağlanmalıdır. Ancak küçük parçalarda ve özellik taşımayan montaj işlerinde presleme kuvveti çekiç yardımıyla temin edilebilir. Presleme esnasında yüzey pürüzleri kısmen ezilir ve kısmen de makaslanır. Makaslamayı önlemek için mil ucunun 2...5 mm'lik kısmı 5° kadar kırılır veya yuvarlatılır. Ayrıca özellikle çelik malzemelerde malzemenin birbirine kaynamaması için yüzeyler arasına bir miktar yağ gönderilir.

Boyuna pres geçmeler birkaç defa takılıp sökülürse yüzey pürüzleri düzelerek iletilecek moment %20 civarında azalır. Boyuna pres geçme ile taşınabilecek moment

$$M_s = F_e \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot l \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d^2}{2}$$

eşitliği ile bulunur.

## 15.1.2. Enine Pres Geçmeler

Bir pres geçme toleransında işlenen mil ile göbeğin pres geçme bağlantısı, malzemelerin ısıl genleşmelerinden yararlanılarak gerçekleştirilir. Bu işlemde ya göbek ısıtılır veya mil soğutulur. Böylece mil ile göbek deliği arasında montaj için

gereken boşluk temin edilir. Montajdan sonra soğuma sonucu büzülme (veya ısınma sonucu genleşme) nedeniyle mil ile göbek arasında bir basınç meydana gelir. Isıtma işlemi 370°C'dan 700°C'a ve soğutma işlemi ise -190°C'a kadar yapılabilmektedir. Ancak ısıtma sonucu malzemenin kristal yapısında değişiklik tehlikeli olabilecekte ısıtma ve soğutma işlemi birlikte daha düşük düzeyde yapılır.

## 15.1.3. Boyuna Pres Geçmelerin Hesabı

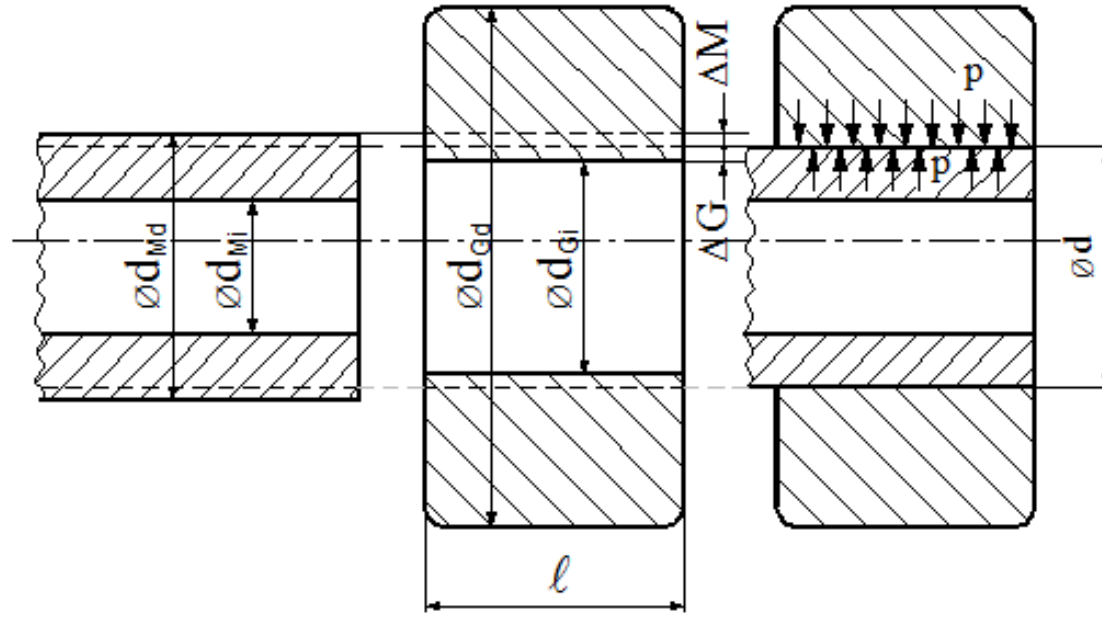
### a. Gerilme ve Deformasyonlar:

Pres geçme bağlantılarında montaj sonrası göbeğin delik çapı  $\Delta G$  kadar büyür, milin çapı ise  $\Delta M$  kadar küçülür. Böylece yüzeyler arasında meydana gelen yüzey basıncı ( $p$ ) bağlantıyı temin eder. Bu basıncı oluşturacak olan sıkılık (Şek.15.2)

$$U = \Delta G + \Delta M$$

şeklindedir.

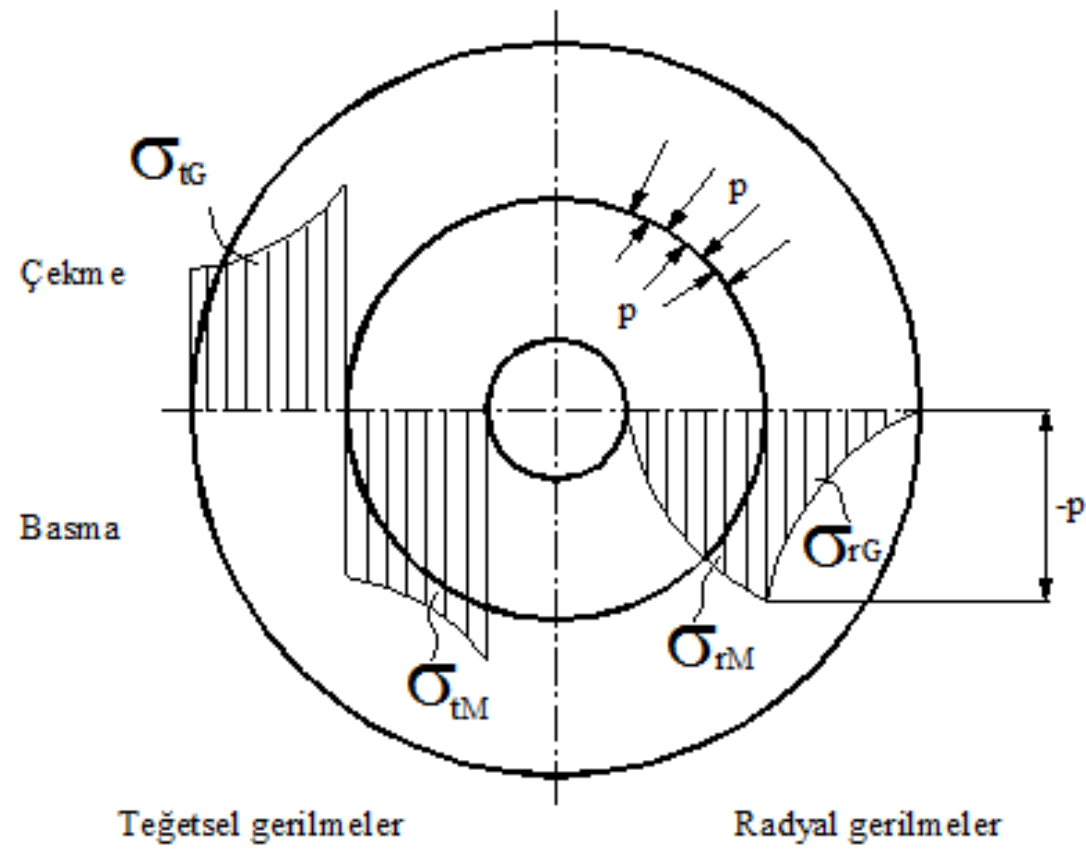




**Şekil 15.2** Boyuna pres geçmede deformasyonlar

Pres geçmelerdeki gerilme ve deformasyonların hesabında; göbeğin iç basınç, milin dış basınç etkisinde ve kalın cidarlı silindirlere kabul edildiği şartlarda elastisite teorisinin bu silindirlere uygulanması söz konusudur. Pratikte, özellikle dişli çarklar veya kayış kasnaklarında olduğu gibi, rijitleştirici kollar veya perdeler nedeniyle düzgün basınç yayılımı yoktur. Bu nedenle hesap sonuçları yaklaşık değerler mertebesinde olmakla beraber bu durum uygulamada pek sakınca yaratmamaktadır.

İç veya dış basınç etkisindeki kalın cidarlı bir silindirde, elastik bölgedeki deformasyonlar sonucu, teğetsel ( $\sigma_t$ ) ve radyal ( $\sigma_r$ ) yönde normal gerilmeler meydana gelir (Şek.15.3).



**Şekil 15.3** Boyuna pres geçme bağlantısında gerilmeler

Göbek, iç basınç etkisinde kalın cidarlı bir silindir olarak göz önüne alındığında en büyük teğetsel gerilme

$$\sigma_{tG} = p \cdot \frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2}$$

ve göbeğin iç yüzeyindeki (delik cidarında) en büyük radyal gerilme değeri de

$$\sigma_{rG} = -p$$

yine aynı yüzeydedir.

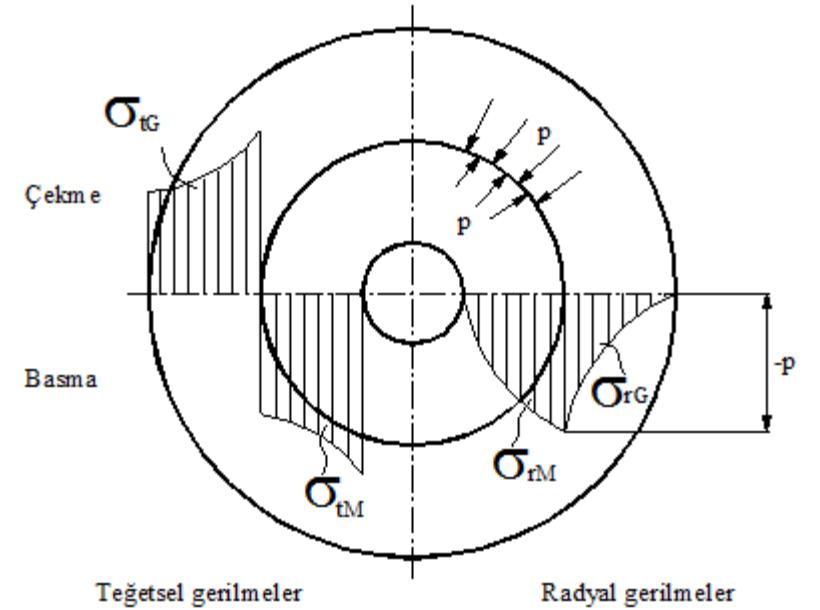
Mil dış basınç etkisinde bir silindir olarak göz önüne alındığında, içi boş mil için, en büyük teğetsel gerilme

$$\sigma_{tM} = -p \cdot \frac{2}{1 - Q_M^2}$$

milin iç yüzeyinde meydana gelir. Bu yüzeydeki radyal gerilme ise

$$\sigma_{rM} = 0$$

dir. Milin dış yüzeyindeki teğetsel ve radyal gerilmeler, sırasıyla

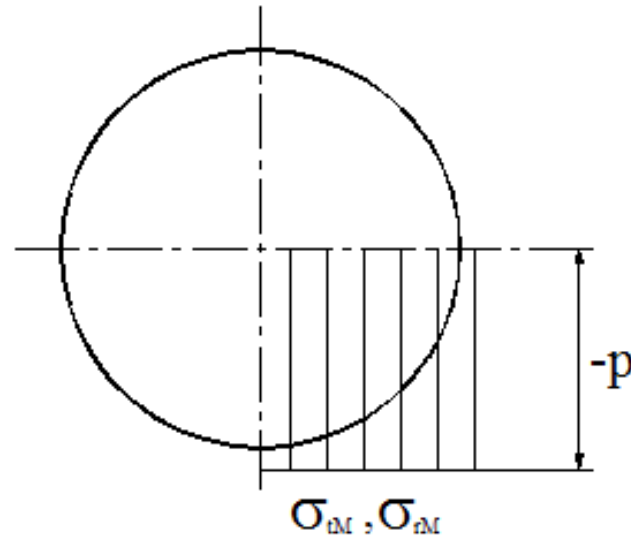


$$\sigma_{tM} = -p \cdot \frac{1 + Q_M^2}{1 - Q_M^2} \quad \text{ve} \quad \sigma_{rM} = -p$$

bağıntıları ile hesaplanır. Dolu kesitli mildeki gerilme yayılımı, milin çapına bağlı olmaksızın,

$$\sigma_{tM} = \sigma_{rM} = -p$$

olmaktadır (Şekil 15.4). Çünkü bu koşullarda  $Q_M=0$  dır.



**Şekil 15.4** Pres geçme dolu kesitli mildeki gerilmeler

Yukarıdaki eşitliklerde

$$Q_M = \frac{d_{Mf}}{d_{Md}} \quad \underline{\text{ve}} \quad Q_G = \frac{d_{Gf}}{d_{Gd}}$$

olarak alınmıştır.

**b. Bileşik Gerilmeler:**

Göbekteki en büyük gerilme iç yüzeyde olduğundan, maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre, göbekteki bileşik gerilme

$$\sigma_{maksG} = p \cdot \frac{\sqrt{3 + Q_G^4}}{1 - Q_G^2}$$

İç boş mildeki gerilme, iç yüzeyde

$$\sigma_{maksM} = p \cdot \frac{2}{1 - Q_M^2}$$

ve dış yüzeyde

$$\sigma_{maksM} = \frac{\sqrt{1 + 3 \cdot Q_M^4}}{1 - Q_M^2} \cdot p$$

şeklindedir. Bu bağıntılarda  $Q_M < 1$  olduğundan milin iç yüzeyindeki bileşik gerilme dış yüzeydekinden daha büyüktür. Bu nedenle içi boş mil için hesaplarda daima iç yüzeydeki gerilmeler göz önüne alınmalıdır. Dolu kesit mildeki bileşik gerilme

$$\sigma_{maksM} = p$$

şeklindedir.

### c. Deformasyonların Hesabı:

İki eksenli gerilme durumunda, Hooke Kanununa göre, teğetsel uzama

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \left( \sigma_t - \frac{1}{\nu} \cdot \sigma_r \right)$$

ve radyal uzama

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \left( \sigma_r - \frac{1}{\nu} \cdot \sigma_t \right)$$

şeklinde yazılır. Burada  $\nu$  –malzemenin Poisson oranı ve E-elastiklik modülü olup Cetvel 15.1'den alınabilir.

**Cetvel 15.1** Bazı malzemelerin E,  $\nu$  ve  $\alpha$  (ısı genleşme sayısı) değerleri

Malzeme	E (daN/mm <sup>2</sup> )	$\nu$	(1/°C)	
			Isıtma, $\alpha_G$	Soğutma, $\alpha_M$
Çelik ve çelik döküm	20000...21000	10/3	11.10 <sup>-6</sup>	-8,5.10 <sup>-6</sup>
Dökme demir (GG)	7500...10500	4	10.10 <sup>-6</sup>	-8.10 <sup>-6</sup>
<u>Temper döküm</u>	9000...10000	4	10.10 <sup>-6</sup>	-8.10 <sup>-6</sup>
Pirinç	8000...8500	10/3	18.10 <sup>-6</sup>	-16.10 <sup>-6</sup>
Bronz	8500	10/3	17.10 <sup>-6</sup>	-15.10 <sup>-6</sup>
Bakır	12500	–	16.10 <sup>-6</sup>	-14.10 <sup>-6</sup>
Alüminyum ve alaşımları	6500...7500	10/3	23.10 <sup>-6</sup>	-18.10 <sup>-6</sup>
Magnezyum alaşımları	3600...5000	10/3	26.10 <sup>-6</sup>	-21.10 <sup>-6</sup>
Yapay reçineler	400...1600	–	(40..70).10 <sup>-6</sup>	–

Diğer taraftan göbekteki delik büyümesi  $\Delta G$  ve mildeki çap küçülmesi  $\Delta M$  ile ifade edildiğine göre, teğetsel uzamalar

$$\varepsilon_{tG} = \frac{\Delta G}{d} \quad \underline{\text{ve}} \quad \varepsilon_{tM} = \frac{\Delta M}{d}$$

olarak yazılır. Göbekteki şekil değiştirme (deformasyon)

$$\begin{aligned} \Delta G &= \varepsilon_{tG} \cdot d = \frac{1}{E_G} \cdot d \cdot \left( p \cdot \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \cdot p \right) \\ &= -\frac{p \cdot d}{E_G} \cdot \left( \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \right) \end{aligned}$$

ve mildeki şekil değiştirme (deformasyon), içi boş mil için,

$$\Delta M = -\frac{p \cdot d}{E_M} \cdot \left( \frac{1+Q_M^2}{1-Q_M^2} - \frac{1}{\nu_M} \right)$$

Toplam şekil değiştirme (sıkılık değeri), mil ve göbeğin şekil değiştirmelerinin toplam büyüklüğüne eşit olacağından bu büyüklükler mutlak değer olarak göz önüne alınmalıdır. Böylece,



$$U = |\Delta G| + |\Delta M| = p.d \left[ \frac{1}{E_G} \cdot \left( \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \right) + \frac{1}{E_M} \cdot \left( \frac{1+Q_M^2}{1-Q_M^2} - \frac{1}{\nu_M} \right) \right]$$

olur. Eğer mil ve göbek aynı malzemedan yapılmış ise  $E_M = E_G = E$  ve  $\nu_G = \nu_M = \nu$  alınabileceğinden yukarıdaki eşitlik

$$U = \frac{p.d}{E} \cdot \left( \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1+Q_M^2}{1-Q_M^2} \right)$$

şeklini alır.

Dolu kesitli mil kullanıldığında  $Q_M = 0$  olacağından, mil ve göbek aynı malzemedan olduğunda,

$$U = \frac{2.p.d}{E.(1 - Q_G^2)}$$

eşitliği elde edilir.

Bu şekilde hesap edilen sıkılık değerleri pres geçme esnasında korunamaz. Çünkü işçilik (yüzey) kalitesine bağlı olan yüzey pürüzleri presleme esnasında kısmen ezilerek kısmen de makaslanarak düzleşeceğinden, hesap yoluyla bulunan sıkılığın bir kısmı kaybolacaktır. Bu durumda montaj öncesi ölçülen U sıkılığı  $\Delta U$  kadar azalarak gerçek sıkılık

$$S = U - \Delta U$$

olacaktır. O halde p yüzey basıncını elde etmek için gereken sıkılık değeri

$$U = S + \Delta U$$

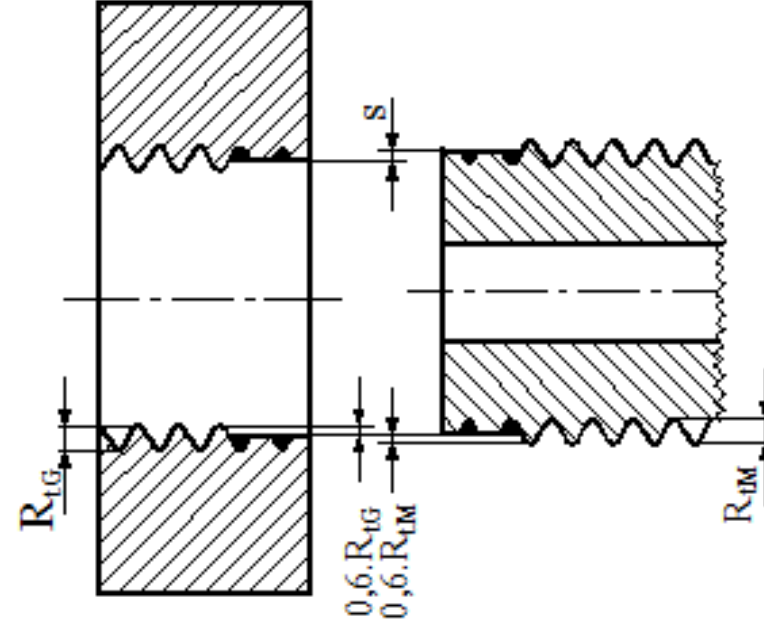
kadar olmalıdır.

Malzeme yüzeyinin en büyük pürüzlülüğü  $R_t$  ile gösterilirse, montaj sonrası bu pürüz yüksekliğinin %60 oranında ezildiği kabul edilir (Şek.15.5).

Buna göre, mil ve göbek için pürüz yükseklikleri  $R_{tM}$  ve  $R_{tG}$  ile gösterildiğinde pürüzlerin ezilmesi ile kaybolan sıklık

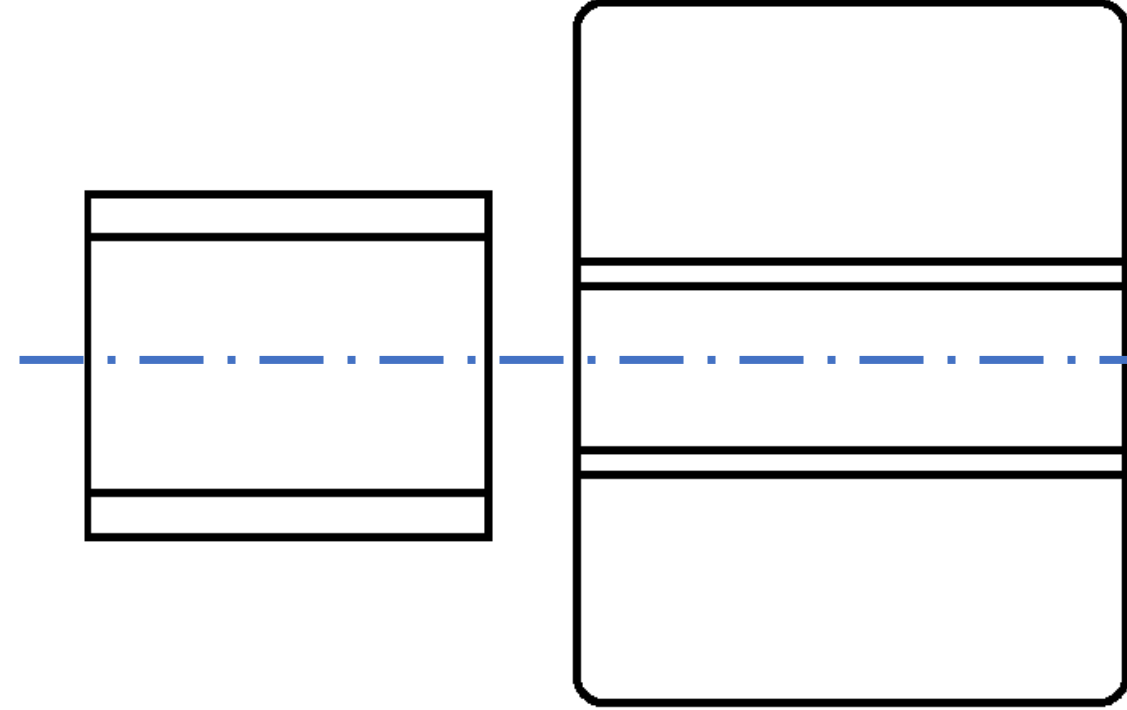
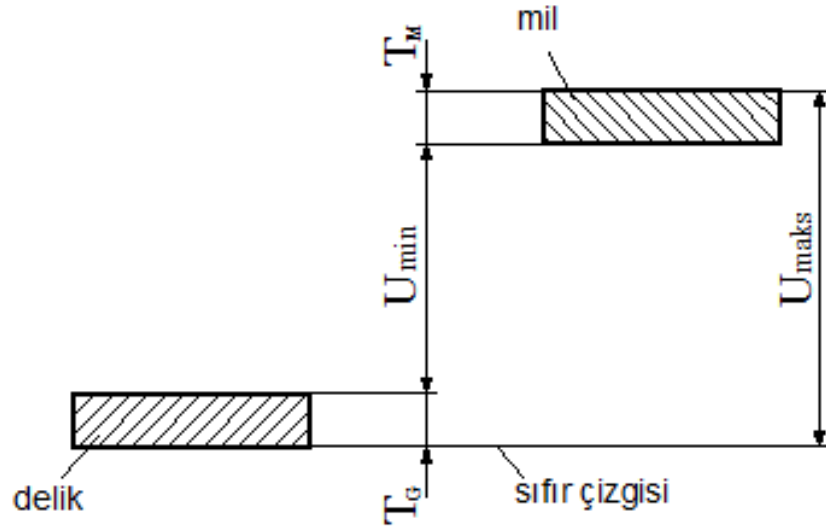
$$\Delta U = 2.(0,6.R_{tM} + 0,6.R_{tG}) = 1,2.(R_{tM} + R_{tG})$$

kadardır.



**Şekil 15.5** Boyuna pres geçmede yüzey pürüzlerinin ezilmesi

Pres geçme bağlantılarında gereken sıklık değeri, mile ve deliğe verilecek toleranslarla elde edilir. Şekil 15.6'dan da görülebileceği gibi ulaşılacak sıklık değerleri, elemanların işlenmesi esnasında elde edilecek boyutlara göre, bir st değerle bir alt değer arasında değişebilir.



**Şekil 15.6** Pres geçme toleransında sıklık durumları

En büyük mil çapı ile en kk delik çapı en büyük boyut fazlalığını (en büyük sıklık değerini) meydana getirir. Bu boyut fazlalığının oluşturacağı yüzey basıncı ( $p$ ), emniyetli yüzey basıncı değerlerinin üstünde olmamalıdır. Buna karşılık en kk mil çapı ile en büyük delik çapı en kk boyut fazlalığını (en kk sıklık

**Cetvel 15.2**  $R_t$ - yüzey pürüzlülüğü değerleri ( $\mu\text{m}$  olarak)

Tornalama	
Kaba tornalama	16 ... 40
İnce <u>    </u> "	6 ... 16
Hassas <u>    </u> "	2,5 ... 6
Delme	
İnce delik ve makina raybası	10 ... 25
<u>    </u> " " ve bir defa <u>raybalama</u>	6 ... 10
<u>    </u> " " ve iki " "	2,5 ... 6
Taşlama	
Kaba taşlama	16 ... 40
Orta <u>    </u> "	6 ... 16
Hassas <u>    </u> "	2,5 ... 6
Çok hassas taşlama	1 ... 2,5

değerini) oluşturacaktır. Bu sıklık değerinin meydana getireceği yüzey basıncı ( $p$ ) ise, uygulanan momenti emniyetle taşıyabilmelidir.

#### 15.1.4. Enine Pres Geçmelerin Hesabı

Pres geçme işlemi ısıtma veya soğutma yöntemi ile yapılıyorsa, gerekli sıcaklık, ısıl genleşme eşitliği yardımı ile tespit edilir. Göbeğin ısıtılması halinde

$$t_G = \frac{U_{maks} + U_o}{\alpha_G \cdot d} + t_o$$

sıcaklığı gereklidir. Milin soğutulması gerekiyorsa, benzer şekilde

$$t_M = \frac{U_{maks} + U_o}{\alpha_M \cdot d} + t_o$$

eşitliğinden gereken sıcaklık değeri bulunur. Bu eşitliklerde  $U_{maks}$ —en büyük sıcaklık,  $U_o$ —mil ile göbek arasındaki montaj boşluğu (bu değer genellikle  $U_o = 0,001 \cdot d$  olarak alınır),  $\alpha_G$  ve  $\alpha_M$  göbek ve milin ısıl genleşme sayıları ( $1/^\circ\text{C}$ ) ve  $t_o$ —ortam sıcaklığıdır (bu değer normal şartlar için  $20^\circ\text{C}$  alınır). Isıl genleşme sayıları Cetvel 15.1'den alınacaktır.

## 15.2. SIKMA BAĞLANTILAR (Sıkma Geçmeler)

Sıkma geçmelerde göbek, bir tarafı yarık veya iki parçalı yapılmaktadır (Şek.15.7 ve Şek.15.8). Yüzeyler arasındaki basınç; gövdenin radyal doğrultuda mil üzerine sıkılmasıyla elde edilir. Sıkma işlemi genellikle cıvatalar yardımı ile yapılır. Sıkma bağlantılar, göbeğin (kayış kasnağı, volan vb.) mil üzerinde istenilen yere takılmasına veya montaj esnasında gerekli ayarlamaların yapılmasına olanak vermektedir.

Sıkma bağlantılarda yüzeyler arasındaki basınç yayılımı düzgün değildir. Ancak hesaplarda düzgün basınç yayılımı göz önüne alınır. Bağlantıdaki normal kuvvet

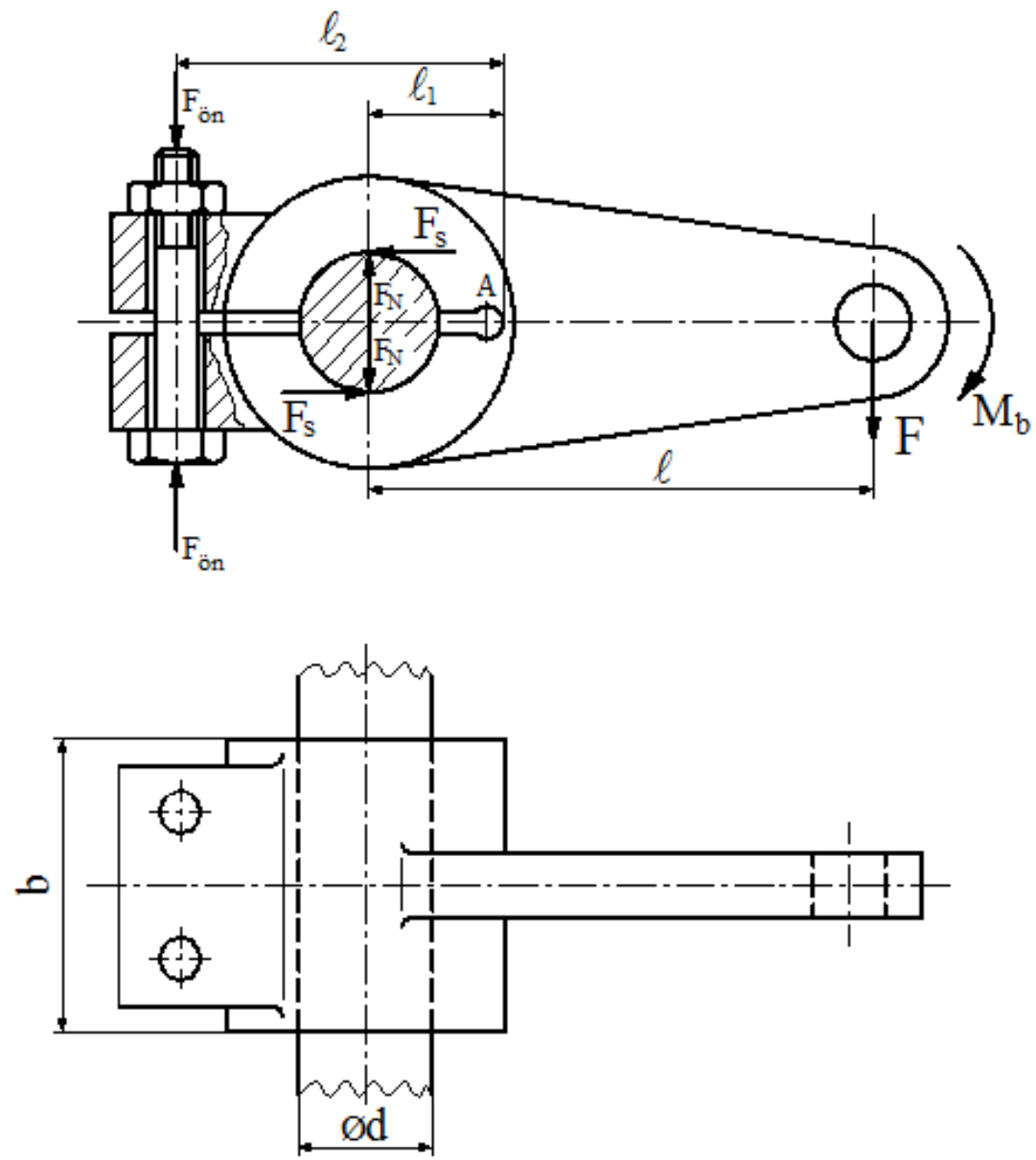
$$F_N = p.b.d$$

sürtünme kuvveti

$$F_s = F_N \cdot \mu$$

olduğuna göre bağlantıda oluşan sürtünme momenti

$$M_s = 2.F_s \cdot \frac{d}{2} = \mu.F_N.d$$



**Şekil 15.7** Yarık bir göbeğin mil üzerine tespit edilmesi

şeklinde hesaplanır. Diğer taraftan



şeklinde hesaplanır. Diğer taraftan

$$M_s = k.M_b$$

ve buradan

$$F_N = \frac{k.M_b}{\mu.d}$$

bulunur. Momenti iletmek için gereken yüzey basıncı, yukarıdaki eşitlikten

$$p = \frac{F_N}{d.b} \leq p_{em}$$

veya

$$p = \frac{k.M_b}{\mu.b.d^2} \leq p_{em}$$

şeklindedir.

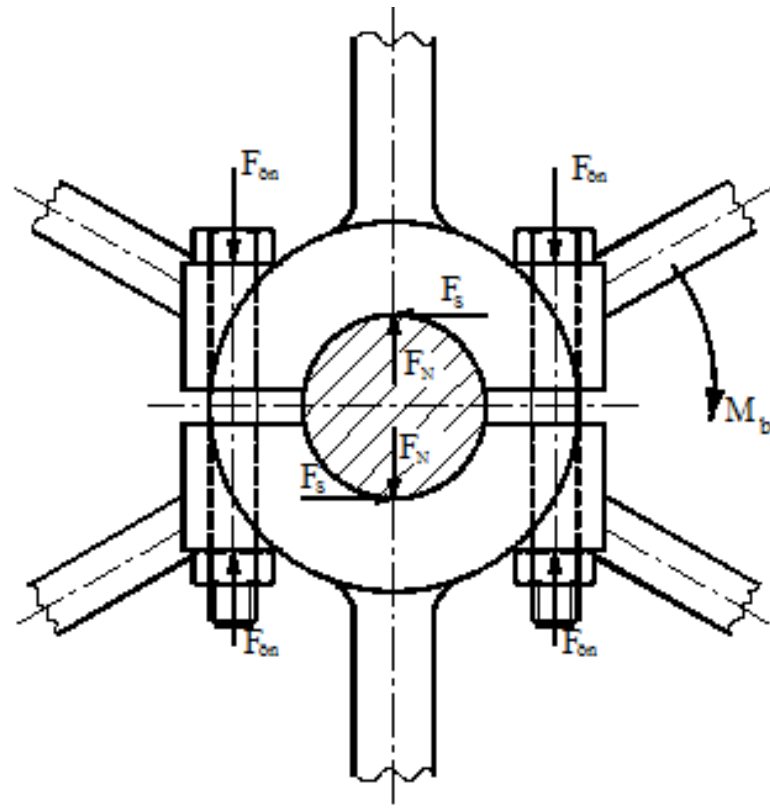
Son eşitliklere dikkat edildiğinde, burada aynı zamanda yüzey ezilmesinin de kontrol edildiği görülecektir.

Yüzeyler arasındaki basıncı oluşturmak için gereken sıkma kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

İki parçadan oluşan göbek yapısı için, kuvvetler eşitliğinden,

$$z.F_{ön} = F_N$$

ve buradan



**Şekil 15.8** İki parçalı bir kasnağın mil üzerine tespit edilmesi

$$F_{ön} = \frac{F_N}{z} = \frac{k.M_b}{\mu.z.d}$$

bulunur. Burada z - sıkma işleminde kullanılan cıvata sayısıdır.

Bir tarafı yarık yapılmış göbeklerde ise; Şekil 15.7 'de görüldüğü gibi A noktasına göre moment eşitliği yazılırsa

$$z.F_{\text{ön}} \ell_2 = F_N \ell_1$$

bağıntısı bulunur ve buradan da

$$F_{\text{ön}} = \frac{F_N}{z} \cdot \frac{\ell_1}{\ell_2} = \frac{k.M_b}{\mu.z.d} \cdot \frac{\ell_1}{\ell_2}$$

yazılır.

Sürtünme kuvvet bağı ile çalışan bir bağlantı eksenel bir kuvvet etkisinde ise; örneğin konsol bağlantısı (Şek.15.9), (marangoz işkencesi, matkap tezgahı tablası vb. gibi);  $F_k$  kuvvetinin etkisinde eksenel yönde bir kayma olmaması için

$$F_k \leq 2.\mu.F_N$$

olmalıdır.  $F_N$  kuvvetinin değeri, 0 noktasındaki moment dengesinden,

$$F_k \cdot l_k = l \cdot F_N$$

ve buradan

$$F_N = F_k \cdot \frac{l_k}{l}$$

olarak bulunur. Bu büyüklük yukarıda yerine yazılırsa

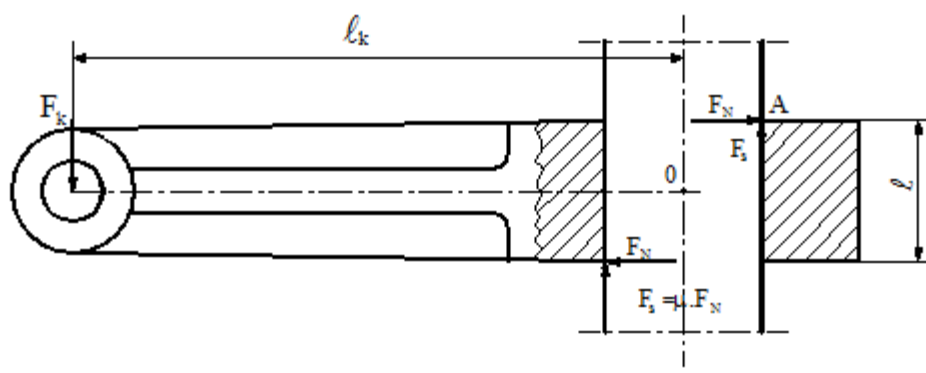
$$F_k \leq 2 \cdot \mu \cdot F_k \cdot \frac{l_k}{l}$$

veya

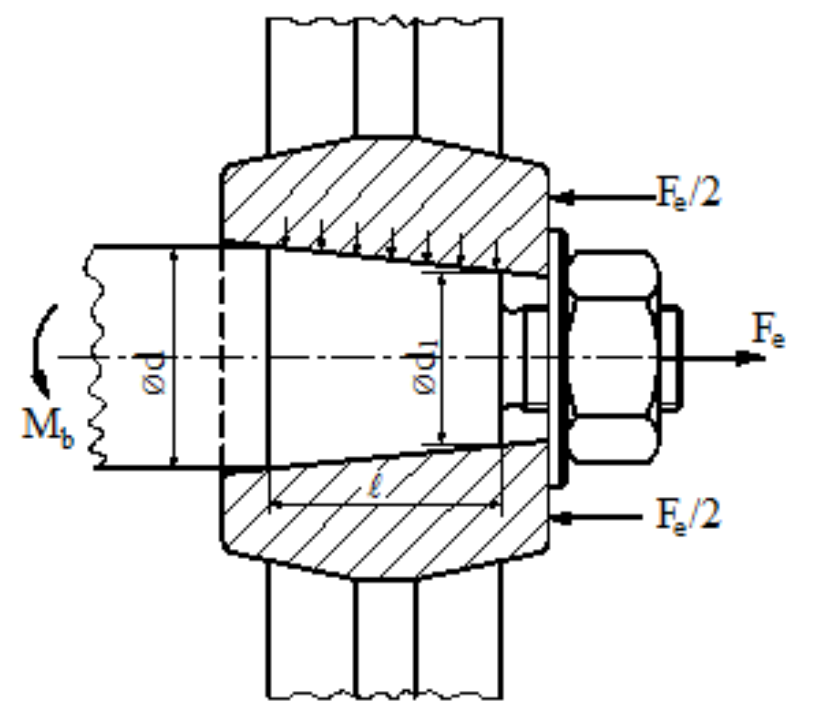
$$l_k \geq \frac{l}{2 \cdot \mu}$$

elde edilir.

Görüldüğü gibi konsol bağlantılarında eksenel yönde bir kayma olmaması için yukarıdaki geometrik bağıntının temin edilmesi gerekmektedir.



Şekil 15.9 Konsol bağlantısında kuvvet durumları



Şekil 15.10 Konik geçme

### 15.3. KONİK GEÇMELER

Konik geçme; içi konik işlenmiş bir göbek, çok defa bir civata-somun yardımıyla sağlanan eksenel kuvvet etkisinde, aynı konilikte işlenmiş bir mil üzerine sürülerek temin edilir (Şek.15.10). Bu bağlantı ile iyi bir merkezleme yapılabilir. Genellikle pompa çarkları veya kasnakların mil uçlarına bağlantısında kullanılır. Burada en önemli husus iç ve dış parça konikliklerinin birbirine çok iyi uyum sağlamasıdır.

Sistemi karakterize eden büyüklük; koniklik ve eğimdir. Koniklik

$$\frac{1}{k} = \frac{d - d_1}{l} = 2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}$$

ve eğim

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{d - d_1}{2l}$$

şeklindedir.

Bağlantıda temas yüzeyleri dönele ve sürekli olduğundan yüzey basıncı eşit dağılmış kabul edilebilir. Uygulanan döndürme momentini iletmek için gereken basınç, gövdenin mil üzerinde eksenel yönde somun yardımıyla sıkılması sonucu elde edilir. Ortalama çap

$$d_m = \frac{d + d_1}{2}$$

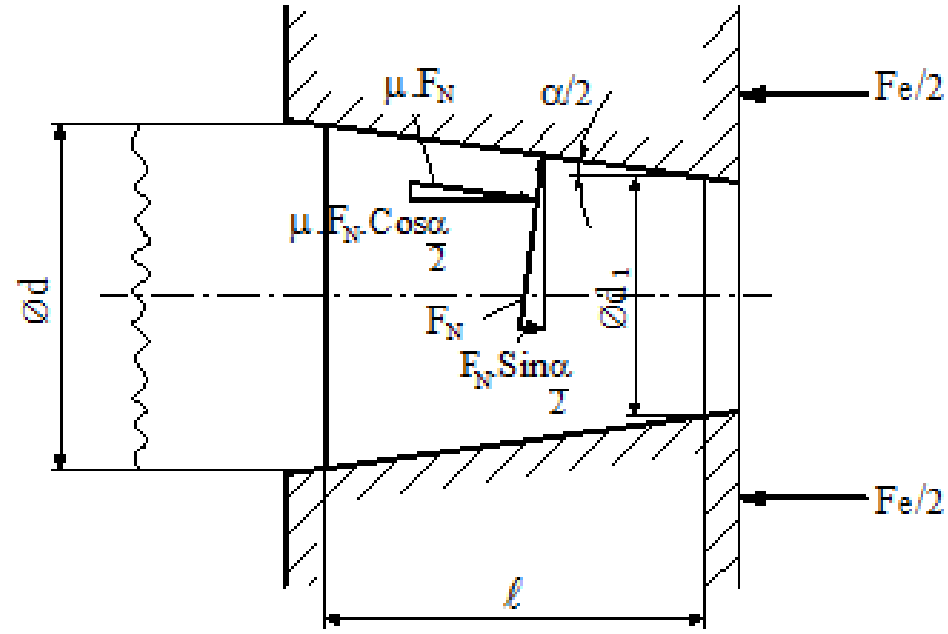
olduğu düşünülürse, bu çapa karşılık gelen normal kuvvet

$$F_N = \pi \cdot d_m \cdot l \cdot p$$

şeklinde yazılabilir. Bu durumda sürtünme momenti

$$M_s = F_N \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2}$$

olur.



**Şekil 15.11** Konik geçme bağlantısında kuvvet durumları

Bağlantının devamlılığı için sürtünme momenti, iletilen döndürme momentine göre her koşulda büyük veya sınır durumunda eşit olmalıdır. Yani  $k \geq 1$  olmak üzere,

$$\underline{M_s} = k \cdot \underline{M_b}$$



dir. Bu şart yukarıda yerine yazılırsa

$$M_s = F_N \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} = k \cdot M_b$$

buradan

$$F_N = \frac{2 \cdot k \cdot M_b}{\mu \cdot d_m}$$

eşitliği elde edilir. O halde M<sub>b</sub> momentini iletmek için gereken basınç

$$p = \frac{F_N}{\pi \cdot d_m \cdot l} \leq p_{em}$$

veya

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot M_b}{\pi \cdot \mu \cdot l \cdot d_m^2} \leq p_{em}$$

şeklinde bulunur. Bu eşitlik aynı zamanda, bağlantının ezilme kontrolü olmaktadır.

Konik geçmede p yüzey basıncını elde etmek için somuna uygulanması gereken eksenel kuvvet ( $F_e$ ), Şekil 15.11'den,

$$F_e = F_N \cdot \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \cong F_N \cdot \tan \left( \frac{\alpha}{2} + \rho \right)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bağlantıyı çözmek gerektiğinde ters yönde uygulanacak eksenel kuvvet ise

$$F_e' = F_N \cdot \left( \sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \cong F_N \cdot \tan \left( \frac{\alpha}{2} - \rho \right)$$

olmalıdır.

Konik geçme bağlantısının kendi kendine çözülmemesi isteniyorsa, sistemde otoblokaj şartı sağlanmalıdır, yani

$$F_e' = F_N \cdot \left( \sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \leq 0$$

şartı gerçekleşmelidir. Buradan, küçük açılarda,

$$\frac{\alpha}{2} \leq \rho$$

bulunur.

Konik geçmelerde, montaj için somuna uygulanması gereken eksenel kuvvet çok büyük ise ‘basınçlı yağ yöntemi’ kullanılmalıdır.

## 15.4. KAMA BAĞLANTILARI

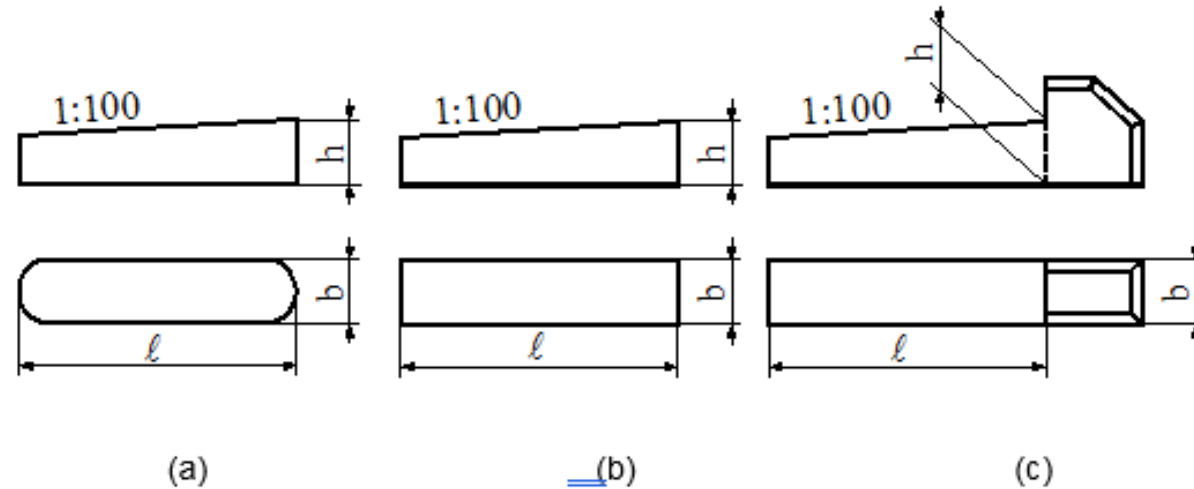
Kamalar, mil ile göbek arasında kuvvet veya şekil bağlı çözülebilen birleştirmeleri temin eden prizmatik elemanlardır. Şekil ve zorlanma durumlarına göre

- Boyuna kamalar
- Federler (paralel kamalar)
- Enine kamalar

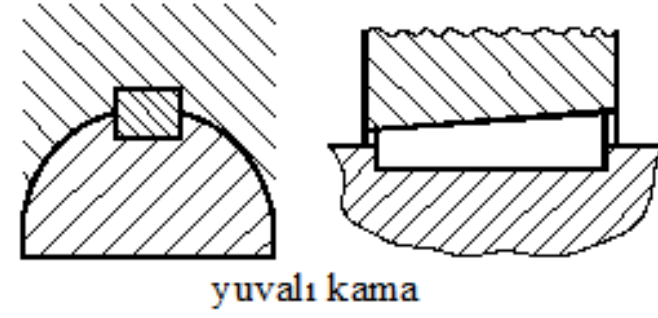
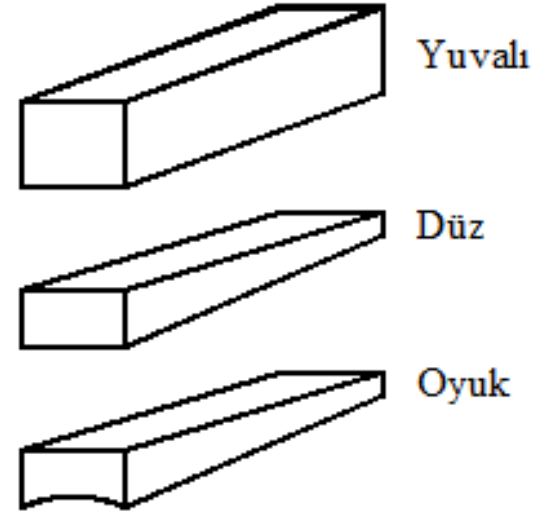
gibi çeşitleri vardır.

### 15.4.1. Boyuna Kamalar

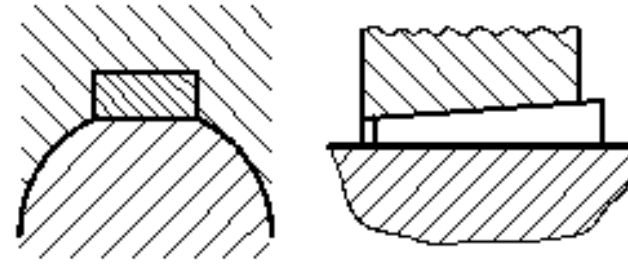
Boyuna kamalar; kayış kasknakları, dişli çarklar, volanlar, kavrama flensleri, manivelalar gibi dönen veya salınım hareketi yapan parçaların millere bağlanmasında kullanılır. Montajdaki şekli bakımından bu kamalar yuvalı, düz ve oyuk kama olmak üzere üç tipte olurlar (Şek.15.12).



**Şekil 15.13** Boyuna kama tipleri ve boyutları  
a. Yuvarlak uçlu, b. Düz uçlu, c. Burunlu

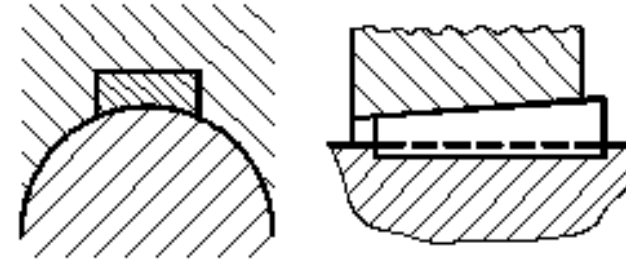


(a)



(c)

(b)



(d)

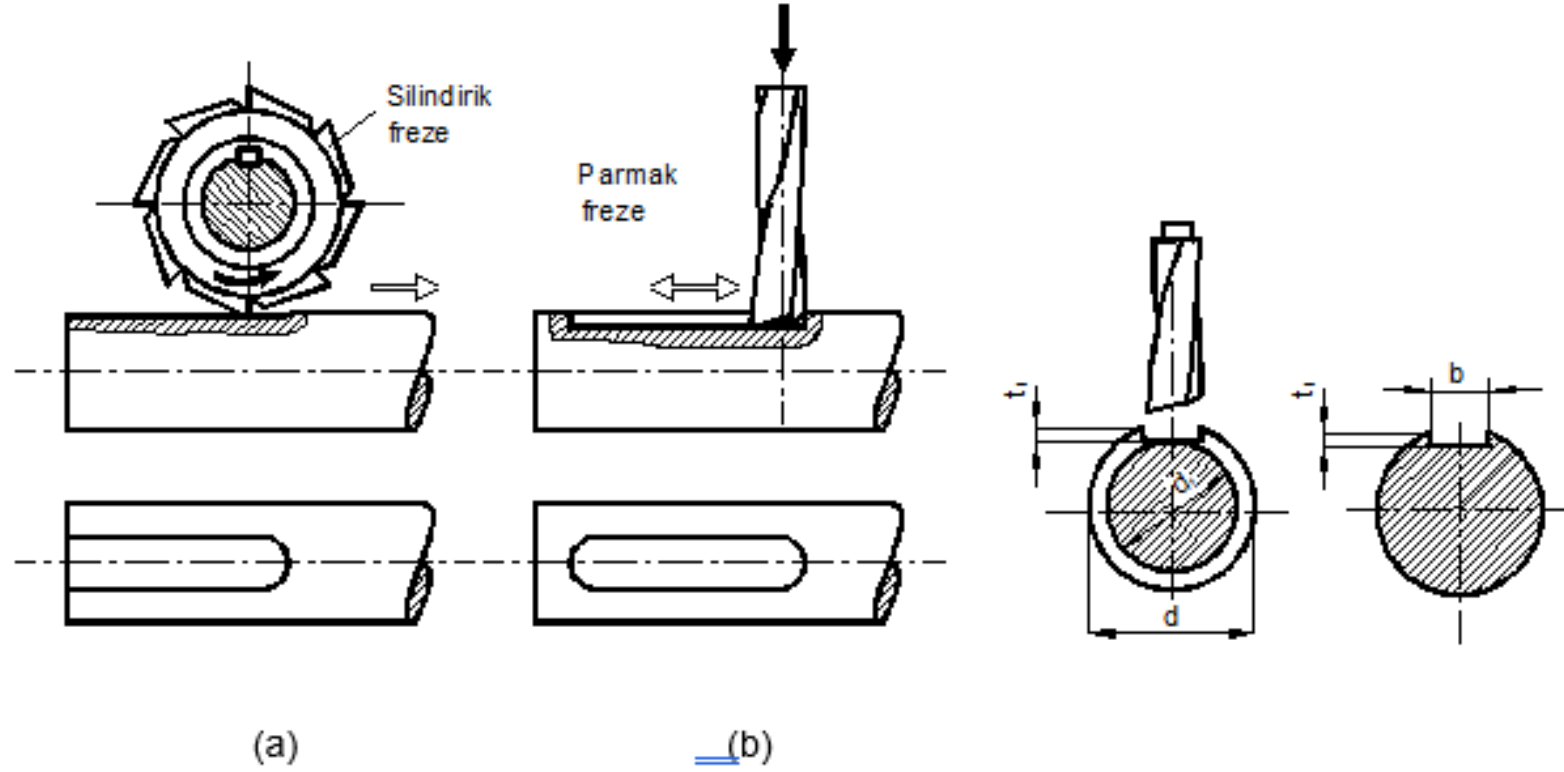
Şekil 15.12 Boyuna kamalar ve bağlantıları

Sökülüp takmadaki kolaylık bakımından ise bunların burunlu tipleri de vardır (Şek.15.13c).

Yuvalı kamaların mil üzerindeki yuvaları silindirik veya parmak freze yardımıyla yapılır (Şek.15.14).

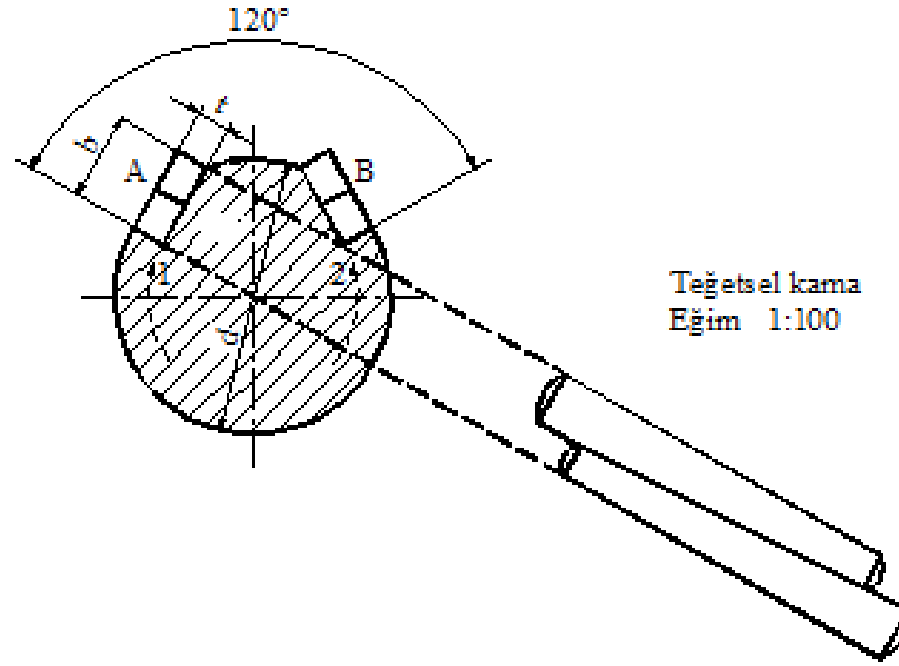
Kamaların göbekte temas eden üst yüzeylerinin eğimi standart olup değeri 1:100 dür. Kama bağlantılarında genellikle göbekte mil üzerine oturtulur, kama ise eksenel yönde çakılarak bağlantı temin edilir. Kamanın eğiminden dolayı mil ile göbekte arasında meydana gelen basma kuvveti bağlantıyı sağlar. Kamayı yerine çakmak için yeterli bir yer yoksa, kama mil üzerindeki yuvasına oturtularak göbekte mil üzerine itilir. Eğer bağlantıda kama çakılıyorsa uçları düz veya burunlu, göbekte çakılıyorsa uçları yuvarlak kama kullanılır (Şek.15.13).

Kamalarla moment taşınması, esas itibariyle yüzeyler arasındaki sürtünme kuvvetleri sayesinde olur. Ancak zorlanma artarsa mil kayarak göbeğe nazaran bir miktar döner, bu durumda kamanın yan yüzeyleri yuvaya dayanır ve kamanın şekli moment iletmeye yardıma eder.



**Şekil 15.14** Mil üzerine kama yuvası açılması.  
(a) Düz uçlu kama için, (b) Yuvarlak uçlu kama için

Kamaların genişlik ( $b$ ), yükseklik ( $h$ ), mil ve göbek kanallarına girme derinlikleri ( $t_1$  ve  $t_2$ ) mil çaplarına ( $d$ ) göre standartlaştırılmıştır (Cetvel 15.3). Kamaların uzunlukları ise mukavemet hesapları ile tespit edilir.



**Şekil 15.15** Teğetsel kama ve montajdaki konumu

Yönü ve büyüklüğü değişen momentlerin taşınmasında teğetsel kamalar kullanılır (Şek.15.15). Birbirine göre 120° açı yapacak şekilde yerleştirilmiş ikişer kamadan oluşan bu sistemde, mil ve göbeğe teğetsel yönde bir ön gerilme verilmiş olur ve böylece kamanın dayanma yüzeyi büyüdüğü için daha büyük momentlerin iletilmesi söz konusu olabilmektedir.



**Cetvel 15.3** Standart kama ve feder boyutları (TS 147/2...9) (Boyutlar mm olarak verilmiştir.)

Çap (d)		Yuvalı Kama ve Feder			Düz Kama			Oyuk Kama	
>	≤	b x h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b x h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b x h	t <sub>2</sub>
6	8	2 x 2	1,1	0,6					
8	10	3 x 3	1,7	1,0					
10	12	4 x 4	2,4	1,3					
12	17	5 x 5	2,9	1,8					
17	22	6 x 6	3,5	2,1					
22	30	8 x 7	4,1	2,4	8 x 5	1,3	3,2	8 x 3,5	3,2
30	38	10 x 8	4,7	2,8	10 x 6	1,8	3,7	10 x 4	3,7
38	44	12 x 8	4,9	2,6	12 x 6	1,8	3,7	12 x 4	3,7
44	50	14 x 9	5,5	2,9	14 x 6	2,1	4,0	14 x 4,5	4,0
50	58	16 x 10	6,2	3,2	16 x 7	2,4	4,7	16 x 5	4,5
58	65	18 x 11	6,8	3,5	18 x 7	2,3	4,8	18 x 5	4,5
65	75	20 x 12	7,4	3,9	20 x 8	2,7	5,4	20 x 6	5,5
75	85	22 x 14	8,5	4,8	22 x 9	3,1	6,0	22 x 7	6,5
85	95	25 x 14	8,7	4,6	25 x 9	2,9	6,2	25 x 7	6,4
95	110	28 x 16	9,9	5,4	28 x 10	3,2	6,9	28 x 7,5	6,9
110	130	32 x 18	11,1	6,1	32 x 11	3,5	7,6	32 x 8,5	7,9
130	150	36 x 20	12,3	6,9	36 x 12	3,8	8,3	36 x 9	8,4
150	170	40 x 22	13,5	7,7	40 x 14	4,0	9,1		
170	200	45 x 25	15,3	8,9	45 x 16	4,7	10,4		
200	230	50 x 28	17,0	10,1	50 x 18	5,2	11,7		
230	260	56 x 32	19,3	11,8					
260	290	63 x 32	19,6	11,5					
290	330	70 x 36	22,0	13,1					
330	380	80 x 40	24,6	14,5					
380	440	90 x 45	27,5	16,6					
440	500	100 x 50	30,4	18,7					

Kama bağlantılarının sakıncası ise; iletilen momentin mil çevresinde tek noktadan aktarılması sonucu gerilme birikimlerine sebep olacağı gibi yerine çakılan kamanın radyal doğrultuda oluşturduğu kuvvetler de özellikle göbekte bir deformasyona sebep olur.

Kama malzemesi olarak Fe 50 ve Fe 60 çelikleri kullanılmaktadır.

Yuvarlak uçlu kamalar A ve düz uçlu kamalar ise B sembolü ile gösterilmektedir. Genişliği  $b=12$  mm, yüksekliği  $h=8$  mm ve uzunluğu  $l=60$  mm olan düz uçlu bir kama

Kama B 12x8x60 TS 147/5  
şeklinde gösterilir.

### 15.4.1.1. Boyuna Kamaların Hesabı

#### a. Yuvalı Kama:

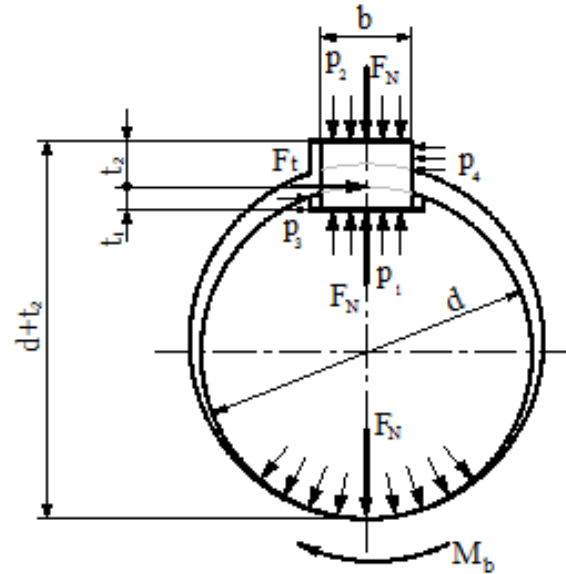
Yuvalı kama yerine çakıldığında üst yüzeydeki eğim nedeniyle kama ile mil ve kama ile göbek arasında yüzey basınçları meydana gelir. Bu yüzey basınçları yaklaşık olarak eşit kabul edilirse ( $p_1 \approx p_2$ ), meydana gelen normal kuvvet (Şekil 15.16)

$$F_N = p \cdot b \cdot \ell$$

ve bu kuvvetin taşıyabileceği sürtünme momenti

$$M_s = \mu \cdot F_N \cdot d$$

şeklinde hesap edilir. Bağlantının taşıyacağı  $M_b$  döndürme momenti,  $M_s = k \cdot M_b$  olacak şekilde belli bir emniyete sahip olmalıdır.



**Şekil 15.16** Yuvalı kamada kuvvet durumları

Ancak yuvalı kamalarda bu momentin 1/3'ü sürtünme yolu ile taşınıyor kabul edilir. Bundan sonra mil göbeğe nazaran bir miktar döner ve kama yuva kenarına yaslanarak kesilmeye zorlanır ve böylece momenti iletir. O halde kama yan yüzeylerinde ezilme kontrolü yapılmalıdır. Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{M_b}{d/2}$$

olup kamanın kesilmesi

$$\tau_k = \frac{F_t}{b.l} \leq \tau_{em}$$

mil yüzeyinin ezilmesi

$$p_3 = \frac{F_t}{t_1.l} \leq p_{emM}$$

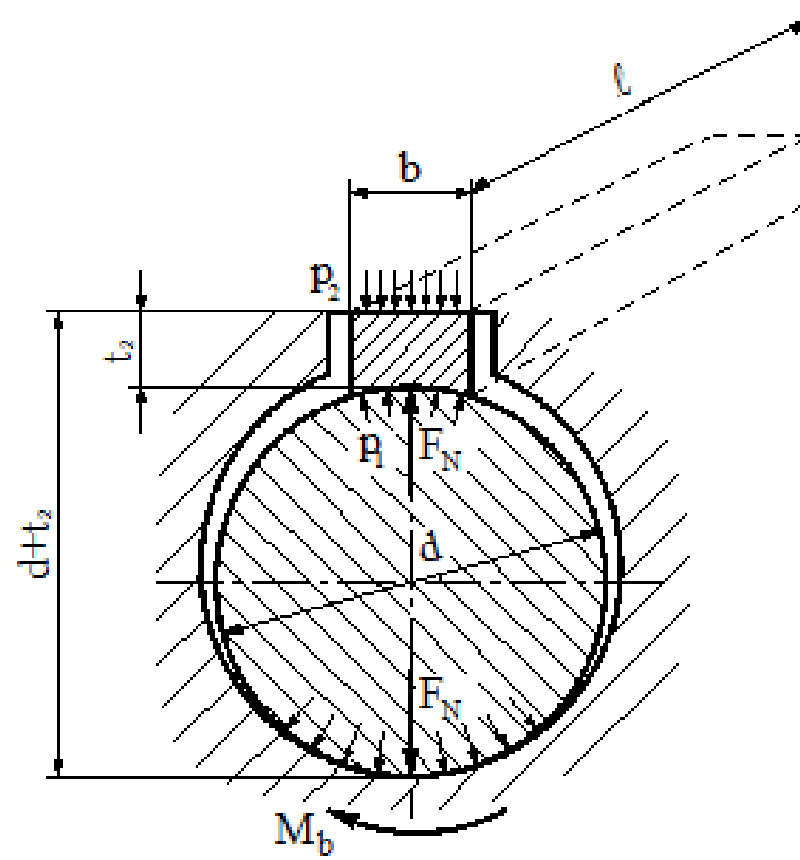
göbek yüzeyinin ezilmesi

$$p_4 = \frac{F_t}{t_2.l} \leq p_{emG}$$

şeklindedir. Yuvalı kamalarda çok defa sürtünme yolu ile taşınan moment bir emniyet payı olarak düşünülür ve boyutlandırma ezilme ve kesme zorlanmalarına göre yapılır. Bu tür kama bağlantılarında, mile açılan kama yuvası mili önemli derecede zayıflatır ve çentik etkisinden dolayı kırılma tehlikesi yaratır.

## b. Oyuk Kama:

Kamanın alt yüzeyi mil çapına uygun işlendiği için oyuk kama, tam bir kuvvet bağı oluşturur (Şekil 15.17). Milde kama yuvası açılmadığı için çentik etkisi söz konusu değildir.



Şekil 15.17 Oyuk kamada kuvvet durumları

Kamanın yerine çakılmasıyla yüzeyler arasında  $F_N$  normal kuvveti (ön gerilme) oluşur. Meydana gelen sürtünme momenti

$$M_s = \mu \cdot F_N \cdot d$$

şeklinde hesaplanabilir. Bağlantıda bir kayma olmaması için

$$\underline{M_s} > \underline{M_b}$$

olmalıdır.  $k=1,25 \dots 2$  olmak üzere

$$M_s = k \cdot M_b$$

dir. Bağlantının taşıyabileceği moment, yüzeyler arasındaki basınçlarla sınırlanmıştır. Kama ile mil ve kama ile göbek arasında oluşan yüzey basınçları yaklaşık olarak eşit alınır

$$p_1 \cong p_2 = \frac{F_N}{b \cdot l} = \frac{k \cdot M_b}{\mu \cdot b \cdot d \cdot l} \leq p_{emM}, p_{emG}$$

olur. Kama yan yüzeyi göbeğe yaslanırsa meydana gelecek olan yüzey basıncı

$$p_3 = \frac{\mu \cdot F_N}{t_2 \cdot l} \leq p_{emG}$$

olmaktadır.

Kama bağlantısında  $F_N$  ( $F_{\text{ön}}$ ) kuvvetini elde etmek için kamanın yerine çakılması halinde uygulanacak çakma kuvvetinin ( $F_{\text{ç}}$ ) bilinmesi gerekir. Kama ile mil arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_1$ , kama ile göbek arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_2$  ise ( $\mu_1 = \tan \rho_1$  ve  $\mu_2 = \tan \rho_2$ ) kamayı yerine çakma kuvveti

$$F_{\text{ç}} = F_{\text{ön}} \cdot [\tan(\alpha + \rho_1) + \tan \rho_2]$$

olur. Kama ile mil ve göbek arasındaki sürtünme katsayıları eşit kabul edilirse, yani  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$  alınırsa, çakma kuvveti

$$F_{\text{ç}} = F_{\text{ön}} \cdot [\tan(\alpha + \rho) + \tan \rho]$$

olur. Ancak açılar küçük olduğundan

$$\tan(\alpha + \rho) \cong \tan \alpha + \tan \rho$$

yaklaşımı ile



$$F_{\text{ç}} = F_{\text{ön.}} (\tan \alpha + 2 \cdot \tan \rho)$$

bulunur. Yerine çakılmış bir kamanın sökülmesi halinde uygulanacak sökme kuvveti

$$F_{\text{ç}}' = F_{\text{ön.}} (\tan \alpha - 2 \cdot \tan \rho)$$

şeklinde hesaplanır. Kamanın çakıldığı yerde durması isteniyorsa, otoblokaj şartı sağlanmalıdır. O halde

$$F_{\text{ç}}' = F_{\text{ön.}} (\tan \alpha - 2 \cdot \tan \rho) \leq 0$$

ve buradan

$$\tan \alpha \leq 2 \cdot \tan \rho$$

yazılır. Açılar küçük olduğundan

$$\alpha \leq 2 \cdot \rho$$

şartı bulunmuş olur.

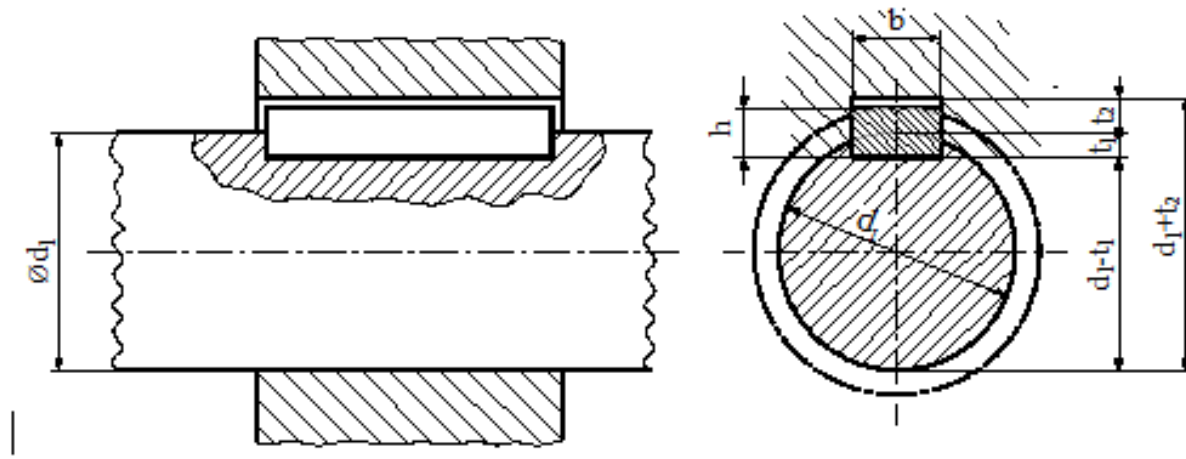
### c. Düz Kama:

Düz kama; milin üst yüzeyi düzleştirilerek kullanılır. Bu durumda kama ile mil arasında oluşacak olan şekil bağı, moment iletiminde büyük bir katkıya sahip değildir. O halde bu bağlantının hesabı da oyuk kamada olduğu gibi yapılabilir.

#### 15.4.2. Feder (Paralel Kama)

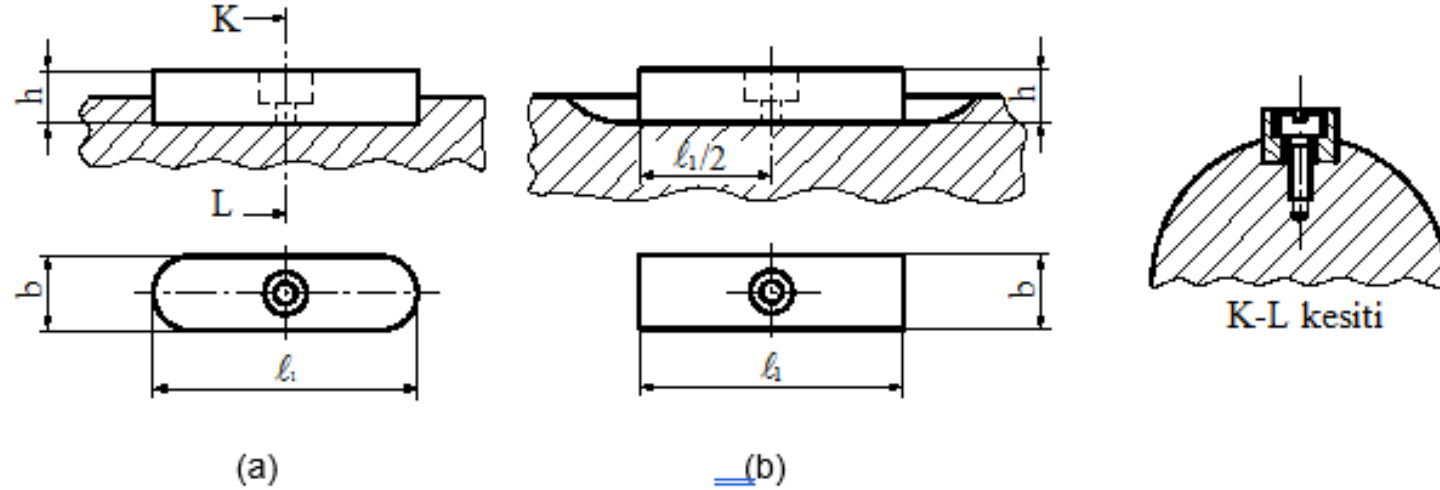
Paralel kama adı da verilen federin diğer kamalardan farkı, üst yüzeyinde bir eğimin olmamasıdır. Monte edildiklerinde üst yüzeyle göbek kanalı arasında bir boşluk kalır (Şek.15.18). Yan yüzeyler ise mil ve göbekteki yuvasına boşluksuz oturmalıdır. Çünkü bağlantıda bir ön gerilme olmadığından momentin iletilmesi yan yüzeylerden olmaktadır. Dolayısıyla feder tam bir şekil bağı bağlantı teşkil eder. Şekil olarak federin uçları yuvarlak veya düz olabilir.

Feder bağlantısında genellikle göbek eksenel yönde hareket edebilir. Bazen ek tespit elemanları ile göbeğin mil üzerindeki eksenel hareketi önlenir. Küçük boy federler mil yuvasına sıkı geçme yapılır veya bir pimle emniyete alınır. Boyu büyük olan federler ise bir veya iki adet gömme başlı civata yardımı ile mile tespit edilir (Şek.15.19).



**Şekil 15.18** Federle yapılmış bir mil-göbek bağlantısı

Federler de kamalar gibi mil çaplarına göre standartlaştırılmış elemanlar olup boyutları yuvalı kamalarla birlikte aynı cetvelde verilmiştir (Cetvel 15.3).



**Şekil 15.19** Federin mile tespiti  
a. Yuvarlak uçlu feder  
b. Düz uçlu feder

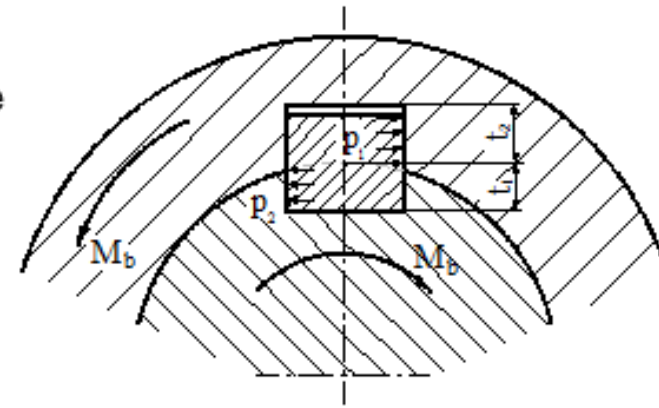
### 15.4.2.1. Federin Hesaplanması

Feder, döndürme momenti etkisinde oluşan teğetsel kuvvet ile temas yüzeylerinde ezilmeye sebep olur ve kendisi de kesilmeye zorlanır.

Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{M_b}{d/2}$$

mil ve göbekteki yüzey basınçları eşit kabul edilirse



Şekil 15.20 Feder bağlantısında basınç durumları

$$p_{ez} = \frac{F_t}{t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot M_b}{d \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot M_b}{d \cdot t_2 \cdot l} \leq p_{emM,G}$$

yazılır. Buradan feder uzunluğu olarak

$$l \geq \frac{2 \cdot M_b}{d \cdot t_2 \cdot p_{emG}} = \frac{2 \cdot M_b}{d \cdot t_1 \cdot p_{emM}}$$

bulunur. Federin kesilmesi

$$\tau_k = \frac{2 \cdot M_b}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_{em}$$

eşitliği ile kontrol edilir. Yuvarlak uçlu federlerde, uç kısımlar yük taşımaya katılmazlar. Bu nedenle feder uzunluğunun tespitinde bu hususun göz önünde tutulması gerekmektedir.

### 15.4.2.2. Yarım Ay Kama (Woodruff Kaması)

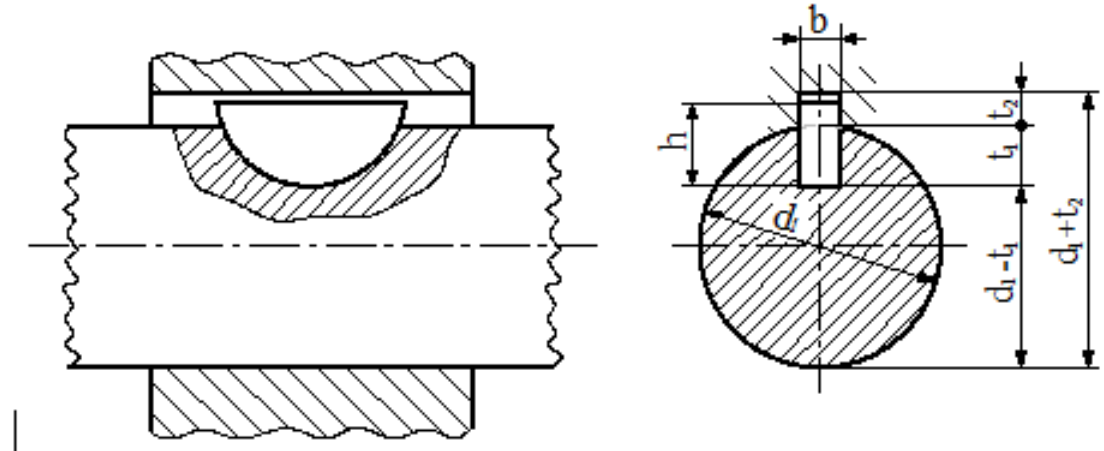
Küçük döndürme momentlerinin iletilmesinde, özellikle takım tezgahları ve taşıt endüstrisinde, yarım ay kama çok miktarda kullanılır. Ucuz ve pratik olması tercih sebebidir.

Yarım daire şeklinde olan kama, milde aynı konumda açılmış yuvasına oturtulur. Göbekteki yuva ise boydan boya açılmıştır (Şek.15.21).

Yarım ay kama ile ön gerilmeli bağlantı yapmak da mümkündür. Bu defa göbekteki yuva eğimli olarak işlenir. Yarım ay kama yuvasında kolaylıkla döndüğünden

kendisini eğimli olan göbeğe uydurur. Göbek biraz daha itilirse belirli bir ön gerilme ile bağlantı temin edilmiş olur.

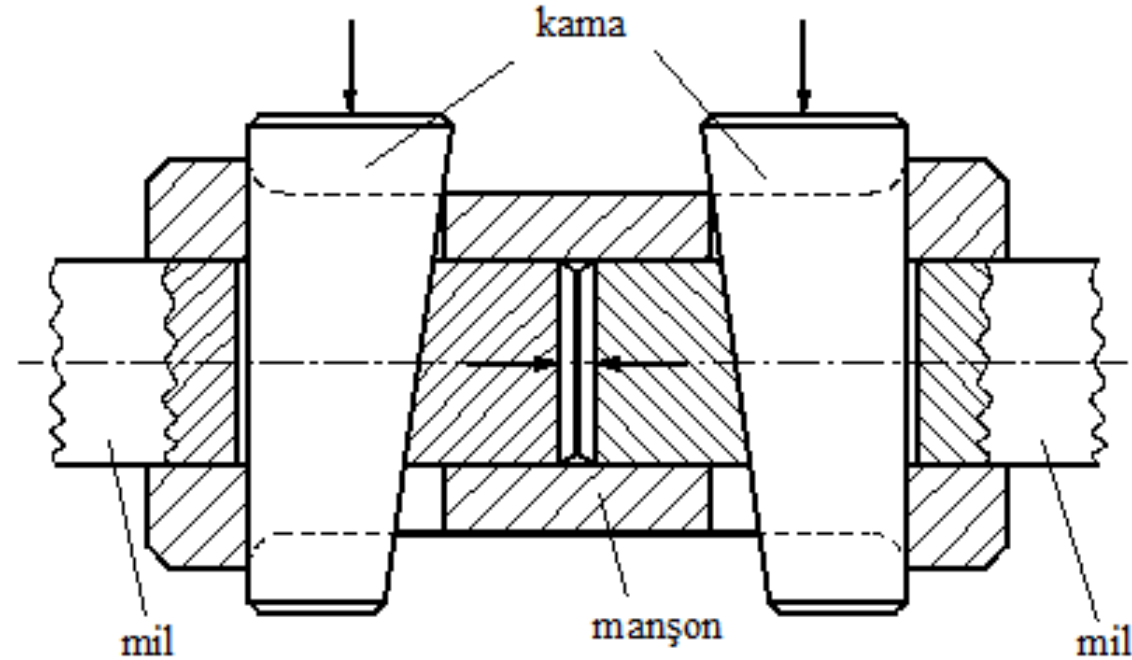
Yarım ay kamanın hesabı, federde olduğu gibi yapılır. Yarım ay kamanın boyutları da standartlaştırılmıştır.



Şekil 15.21 Yarım ay kama

### 15.4.3. Enine Kamalar

Enine kamalar; çubuk, mil, ve benzeri parçaların eksenel yönde bağlantısını temin için kullanılır. Değişken yüklerin taşınmasına uygundur. Özellikle büyük pistonlu makinalarla inşaat makinalarında önemli uygulama alanı vardır. Bu kamalar günümüzde yerini, aynı şekilde çalışan ön gerilmeli civata bağlantılarına bırakmıştır.



Şekil 15.25 Enine kama ile yapılmış bir mil-göbek bağlantısı

## 16.1. PRES GEÇMELER

### Problem 16.1.1

Şekil 16.1.1'de boyutları verilen sıkı geçme mil – göbek bağlantısı  $M_b = 2350$  daNcm lik bir döndürme momentini  $k=1,4$ 'lük bir emniyetle iletacaktır.

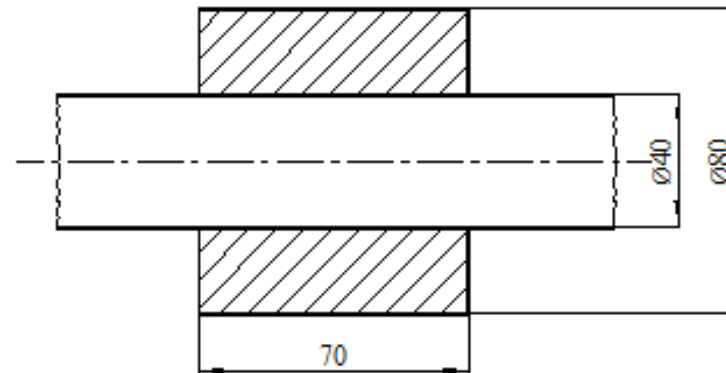
Mil: Fe 50 çeliğinden yapılmış olup  $E_M = 2,1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_{Ak} = 2900$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_{em} = 1900$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\nu_M = 3,33$ ,  $R_t = 4$  µm (ince tornalanmış).

Göbek: DDL 26 malzemesinden yapılmış olup  $E_G = 1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_{Ak} = 2600$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_{em} = 1300$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\nu_G = 4$ ,  $R_t = 10$  µm (normal torna edilmiş).

Mil ile göbek arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,12$  alınabileceğine göre;

- Momentin emniyetle iletilebilmesi ve malzemenin emniyet değerlerinin aşılmaması için bağlantıya verilecek en küçük ve en büyük sıkılık değerleri ne olmalıdır?
- Göbek H6 toleransı ile işlendiğine göre mile verilecek tolerans t6 veya u8 tolerans değerlerinden hangisi olabilir?

$$H6(\varnothing 40)_0^{+16} \cdot t6(\varnothing 40)_{+48}^{+59} \cdot u8(\varnothing 40)_{+60}^{+99}$$



Şekil 16.1.1

## Cözüm 16.1.1

a) İletilecek en büyük moment

$$\begin{aligned}M_s &= k \cdot M_b \\ &= 1,4 \cdot 2350 = 3290 \text{ daNcm}\end{aligned}$$

Bu momentin iletilebilmesi için gereken en küçük yüzey basıncı

$$P_{\min} = \frac{2 \cdot M_s}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \mu} = \frac{2 \cdot 3290}{\pi \cdot 4^2 \cdot 7 \cdot 0,12} = 155,8 \text{ daN/cm}^2$$

Bağlantıda en büyük zorlanma göbekte (dış parçada) meydana geleceğine göre en büyük yüzey basıncı için

$$\sigma_{\text{maks}_G} = P_{\text{maks}} \cdot \frac{\sqrt{3 + Q_G^4}}{1 - Q_G^2} \leq \sigma_{\text{em}}$$

eşitliğinden

$$P_{\text{maks}} = \frac{\sigma_{\text{em}}}{\sqrt{3 + Q_G^4}} \cdot (1 - Q_G^2)$$

burada  $Q_G = d_{Gi}/d_{Gd} = 40/80 = 0,5$  olduğuna göre

$$P_{\text{maks}} = \frac{1300}{\sqrt{3 + (0,5)^4}} \cdot (1 - 0,5^2) = 557 \text{ daN/cm}^2$$

olur.



Bulunan bu basınç değerlerine göre bağlantı için gerekli olan en küçük ve en büyük sıkılık değerleri (içi dolu milde  $Q_M=0$  olduğu hatırlanarak)

$$U = p.d \left[ \frac{1}{E_G} \left( \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \right) + \frac{1}{E_M} \left( \frac{1+Q_M^2}{1-Q_M^2} - \frac{1}{\nu_M} \right) \right]$$

eşitliğinden

$$U_{\min} = 155,8.4. \left[ \frac{1}{10^6} \left( \frac{1+0,5^2}{1-0,5^2} + \frac{1}{4} \right) + \frac{1}{2,1.10^6} \left( 1 - \frac{1}{3,33} \right) \right]$$

$$U_{\min} = 155,8.4.2,25.10^{-6} = 1402.10^{-6} \text{ cm} \\ \cong 14 \text{ } \mu\text{m}$$

$$U_{\max} = 557.4.2,25.10^{-6} = 5013.10^{-6} \text{ cm} \\ \cong 50,13 \text{ } \mu\text{m}$$

Ezilerek kaybolan sıkılık

$$\begin{aligned}\Delta U &= 1,2.(R_{iM} + R_{iG}) \\ &= 1,2.(4 + 10) = 16,8 \text{ } \mu\text{m}\end{aligned}$$

O halde bağlantıdan önce sisteme verilmesi gereken toplam sıkılık değerleri

$$\begin{aligned}U^*_{\min} &= U_{\min} + \Delta U = 14 + 16,8 = 30,8 \text{ } \mu\text{m} \\ U^*_{\max} &= U_{\max} + \Delta U = 50,13 + 16,8 = 66,93 \text{ } \mu\text{m}\end{aligned}$$

olmalıdır.

b) Verilen tolerans değerlerine göre

$$H6(\text{Ø}40)^{+16}_0 \cdot t6(\text{Ø}40)^{+59}_{+48} \cdot u8(\text{Ø}40)^{+99}_{+60}$$

$$\begin{aligned}H6/u8 \text{ toleransında :} \quad U'_{\min} &= 60 - 16 = 44 \text{ } \mu\text{m} \\ U'_{\max} &= 99 - 0 = 99 \text{ } \mu\text{m}\end{aligned}$$

ve

$$\begin{aligned}H6/t6 \text{ toleransında :} \quad U'_{\min} &= 48 - 16 = 32 \text{ } \mu\text{m} \\ U'_{\max} &= 59 - 0 = 59 \text{ } \mu\text{m}\end{aligned}$$

olmaktadır. Burada H6/u8 toleransında

olmaktadır. Burada H6/u8 toleransında

$$U'_{\min} = 44 \text{ } \underline{\mu\text{m}} > U^*_{\min} = 30,8 \text{ } \mu\text{m}$$

ve

$$U'_{\max} = 99 \text{ } \underline{\mu\text{m}} > U^*_{\max} = 66,93 \text{ } \mu\text{m}$$

durumu söz konusudur. O halde H6/u8 tolerans değeri bu sıkılık durumu için uygun değildir. H6/t6 toleransında ise

$$U'_{\min} = 32 \text{ } \underline{\mu\text{m}} > U^*_{\min} = 30,8 \text{ } \mu\text{m}$$

ve

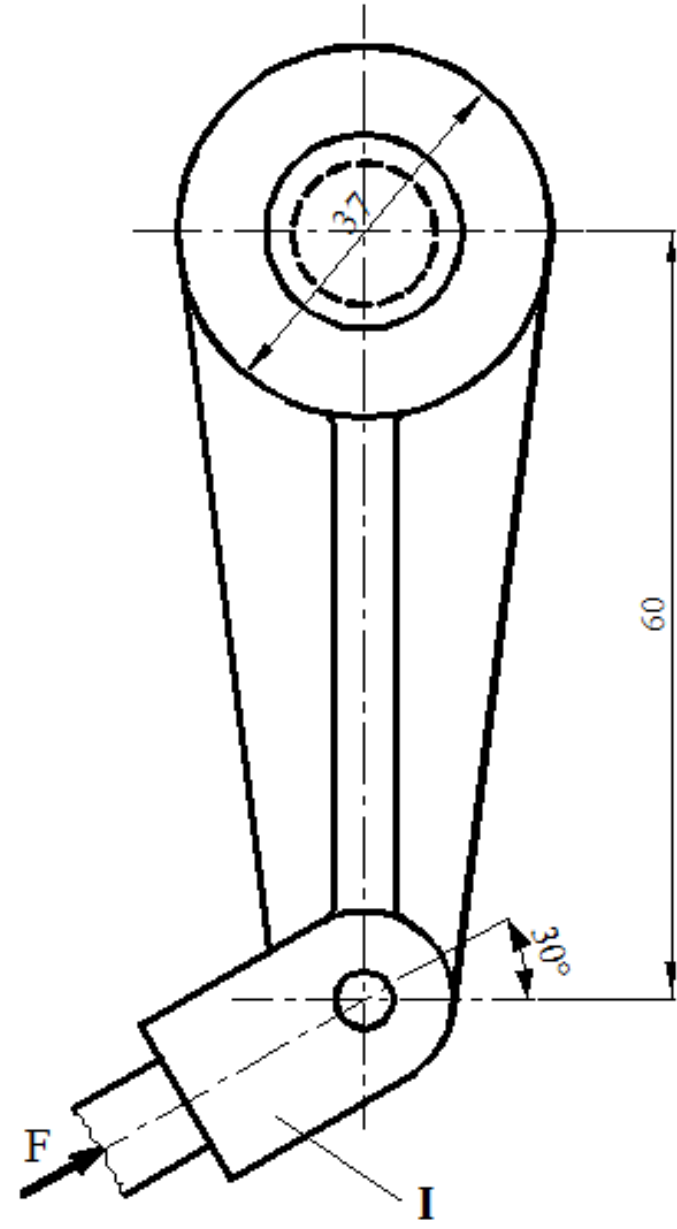
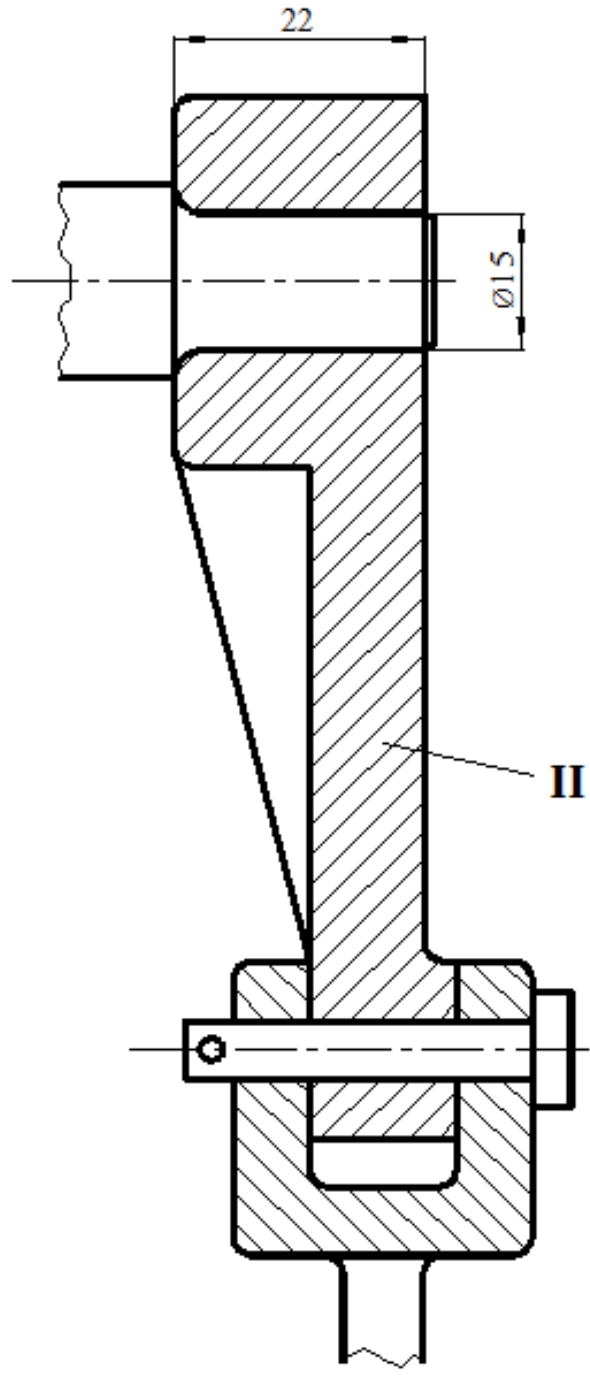
$$U'_{\max} = 59 \text{ } \mu\text{m} < \underline{U^*_{\max}} = 66,93 \text{ } \mu\text{m}$$

olduğundan malzemenin zorlanması bakımından bu tolerans değeri uygundur.

### **Problem 16.1.3**

Şekil16.1.3'de gösterilen bağlantıda I numaralı kumanda koluna okla gösterilen yönde en fazla  $F=12,1$  daN'luk bir kuvvet etki etmektedir. II numaralı manivela kolu mil üzerine preslenerek oturtulmuştur (boyuna pres geçme). Tolerans olarak H7/r6 (delik  $\phi 15_0^{+18}$  ve mil  $\phi 15_{+23}^{+34}$ ) kalitesi seçilmiştir. Mil ile göbek arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu=0,05$  olduğuna ve bağlantı emniyetinin 1,3 olması istendiğine göre bu bağlantının uygulanan momenti taşıyıp taşıyamayacağını kontrol ediniz. Göbekte oluşan en büyük gerilmeyi hesap ederek tehlikeli bir durum olup olmadığını belirtiniz.

Not: Kol alüminyum dökümden yapılmış olup  $E_{al}=700000$  daN/cm<sup>2</sup> alınacaktır. Malzemenin akma sınırı  $\sigma_{Ak}=8$  daN/mm<sup>2</sup> ve kopma mukavemeti  $\sigma_K=17$  daN/mm<sup>2</sup> dir. Hesaplarda manivela kol kısmı ihmal edilecek ve göbek dış çapı 37 mm olan bir boru olarak göz önüne alınacaktır. Mil malzemesi Fe 37 olup  $\sigma_{Ak}=24$  daN/mm<sup>2</sup> dir.



### Çözüm 16.1.3

Verilen tolerans değerlerine göre

$$U_{\min} = 23 - 18 = 5 \text{ } \mu\text{m} = 0,005 \text{ mm}$$

$$U_{\max} = 34 - 0 = 34 \text{ } \mu\text{m} = 0,034 \text{ mm}$$

Mil ve göbek farklı malzemelerden yapılmış olduğundan içi dolu mil için en küçük sıkılık değeri

$$U_{\min} = \frac{p_{\min} \cdot d}{E_G} \left[ \frac{1 + Q_G^2}{1 - Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \right] + \frac{p_{\min} \cdot d}{E_M} \left[ \frac{\nu_M - 1}{\nu_M} \right]$$

Burada

$$E_G = 700000 \text{ daN/cm}^2 = 7000 \text{ daN/mm}^2$$

$$Q_G = 15/37 = 0,405$$

$$\nu_G = 10/3 \quad (\text{Alüminyum malzeme için Poisson oranı})$$

$$E_M = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2 \text{ (Çelik malzemedeki elastiklik modülü)}$$

$$\nu_M = 10/3 \quad (\text{Çelik malzeme için Poisson oranı})$$

$$d = 15 \text{ mm}$$

olduğuna göre en küçük yüzey basıncı

$$P_{\min} = \frac{U_{\min}}{d \cdot \left[ \frac{1}{E_G} \cdot \left( \frac{1+Q_G^2}{1-Q_G^2} + \frac{1}{\nu_G} \right) + \frac{1}{E_M} \cdot \left( \frac{\nu_M - 1}{\nu_M} \right) \right]}$$

eşitliğinden

$$P_{\min} = \frac{0,005}{15 \cdot \left[ \frac{1}{7000} \cdot \left( \frac{1+0,405^2}{1-0,405^2} + \frac{1}{3,33} \right) + \frac{1}{2,1 \cdot 10^4} \cdot \left( \frac{3,33-1}{3,33} \right) \right]}$$

$$P_{\min} = \frac{0,005}{41,270 \cdot 10^{-4}} = 1,2115 \text{ daN/mm}^2$$

olarak bulunur. Bu basıncın göbekte oluşturacağı moment

$$\begin{aligned} (M_s)_{\min} &= \frac{P_{\min} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot \mu}{2} \\ &= \frac{1}{2} (121,15 \cdot \pi \cdot 1,5^2 \cdot 2,2 \cdot 0,05) = 47,1 \text{ daNcm} \end{aligned}$$

F kuvvetinin oluşturduğu moment

$$M_b = F \cdot \cos \alpha \cdot 6 = 12,1 \cdot 6 \cdot \cos 30 = 62,87 \text{ daNcm}$$

Bu momentin emniyet sınırı

$$(M_s)_F = k \cdot M_b = 1,3 \cdot 62,87 = 81,73 \text{ daNcm}$$

Göbek basıncının oluşturduğu moment kol kuvvetinin meydana getirdiği momentten daha küçük ( $M_{s\min} = 47,1 \text{ daNcm} < M_{sF} = 81,73 \text{ daNcm}$ ) olduğundan kola uygulanan F kuvveti, bağlantıda oluşacak olan en küçük sıkılık  $U_{\min}$  ve buna karşılık gelen  $p_{\min}$  yüzey basıncı ile taşınmaz.

En büyük yüzey basıncı

$$P_{maks} = \frac{U_{maks}}{41,270 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,034}{41,270 \cdot 10^{-4}} = 8,238 \text{ daN/mm}^2$$

Bu basınç altında göbekte oluşan moment

$$\begin{aligned} (M_s)_{maks} &= p_{maks} \cdot d^2 \cdot l \cdot \mu \cdot 1/2 \cdot \pi \\ &= \frac{1}{2} (823,8 \cdot 1,5^2 \cdot \pi \cdot 2,2 \cdot 0,05) = 320,27 \text{ daNcm} \end{aligned}$$

bulunur. Görüldüğü gibi, bu basınç değeri ile manivela koluna etkiyen F kuvveti karşılanabilir. Çünkü



$$(M_s)_F = 81,73 \text{ daN.cm} < (M_s)_{\text{maks}} = 320,27 \text{ daNcm}$$

dır. Ancak göbekte meydana gelen en büyük gerilme iç yüzeyde olup maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre,

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{maksG}} &= P_{\text{maks}} \cdot \frac{\sqrt{3 + Q_G^4}}{1 - Q_G^2} \\ &= 823,8 \cdot \frac{\sqrt{3 + 0,405^4}}{1 - (0,405)^2} \cong 1714,5 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

Göbekteki emniyetli gerilme ise

$$\sigma_{\text{emG}} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = \frac{8}{1,3} = 6,15 \text{ daN/mm}^2$$

Bu durumda

$$\sigma_{\text{maks}} = 1714,5 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{\text{emG}} = 615 \text{ daN/cm}^2$$

olur. Yani en büyük basınç etkisi ile göbekte oluşan en büyük gerilme değeri, emniyetli gerilme değerinden daha büyüktür. Bu nedenle en büyük sıkılık değerinde göbek emniyeti yetersiz kalmaktadır.

Sonuç olarak; gerek en küçük sıkılık ve gerekse en büyük sıkılık değerleri, uygulanan F kuvvetini taşımaya uygun değildir. Diğer bir deyişle, bu toleranslar çerçevesinde yapılan pres geçme bağlantısı emniyetle çalışamaz.

## 16.2. SIKMA BAĞLANTILAR

### Problem 16.2.1

Şekil 16.2.1'de görülen mil üzerine bir adet civata ile bağlanmış bir kumanda kolu görülmektedir. Bağlantı ile en çok 200 daN.cm lik bir döndürme momenti karşılanacaktır. Bu momentin 1,5 misli emniyetle taşınabilmesi için:

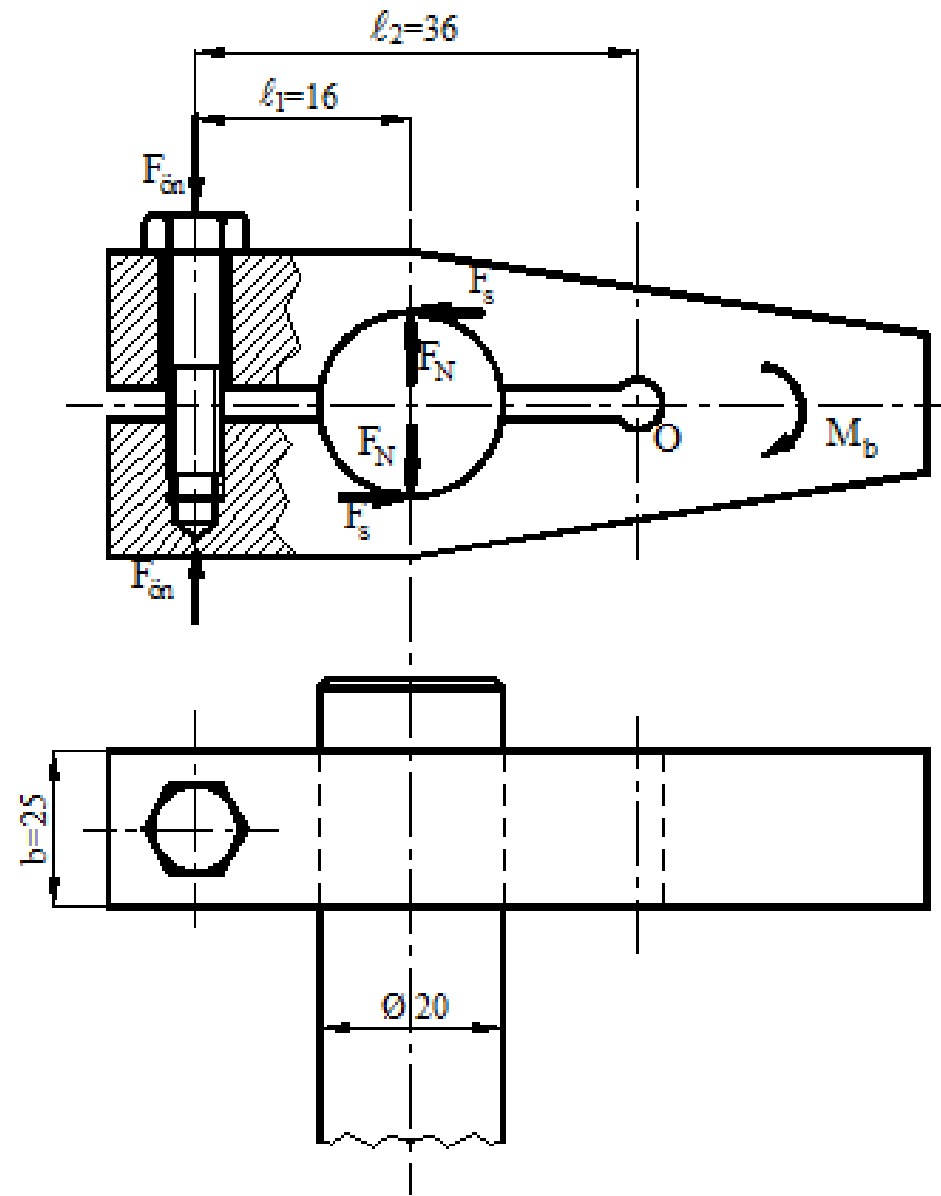
- Civataya verilmesi gereken ön gerilmeyi hesaplayınız.
- Bu kuvvetin etkisinde bağlantıda oluşan ortalama yüzey basıncı ne kadardır?
- Metrik vida türünden kullanılacak civatayı seçiniz. Civata malzemesi C35 ( $\sigma_{em} = 2600$  daN/cm<sup>2</sup>) ve yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu = 0,1$  dir.

### Çözüm 6.2.1

a) Bağlantının taşıyacağı moment

$$M_s = \mu.F_N.d$$

Burada  $M_s = 1,5.200 = 300$  daNcm,  $d=20$  mm ve  $\mu=0,1$  olduğuna göre



Şekil 16.2.1

$$F_N = \frac{M_s}{\mu.d} = \frac{300}{0,1.2} = 1500 \text{ daN}$$

Cıvata verilmesi gereken ön gerilme, O noktasına göre moment alınarak,

$$\underline{F_{\text{ön}}} \cdot l_2 = \underline{F_N} \cdot (l_2 - l_1)$$

buradan

$$F_{\text{ön}} = F_N \cdot \frac{l_2 - l_1}{l_2} = 1500 \cdot \frac{3,6 - 1,6}{3,6} = 833,3 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

b) Ortalama basınç

$$p = \frac{F_N}{b.d} = \frac{1500}{2,5.2} = 300 \text{ daN/cm}^2$$

c) Cıvata, ön gerilme etkisinde çekiye zorlanır.

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F_{\text{ön}}}{A_1} \leq \sigma_{\text{em}}$$

buradan

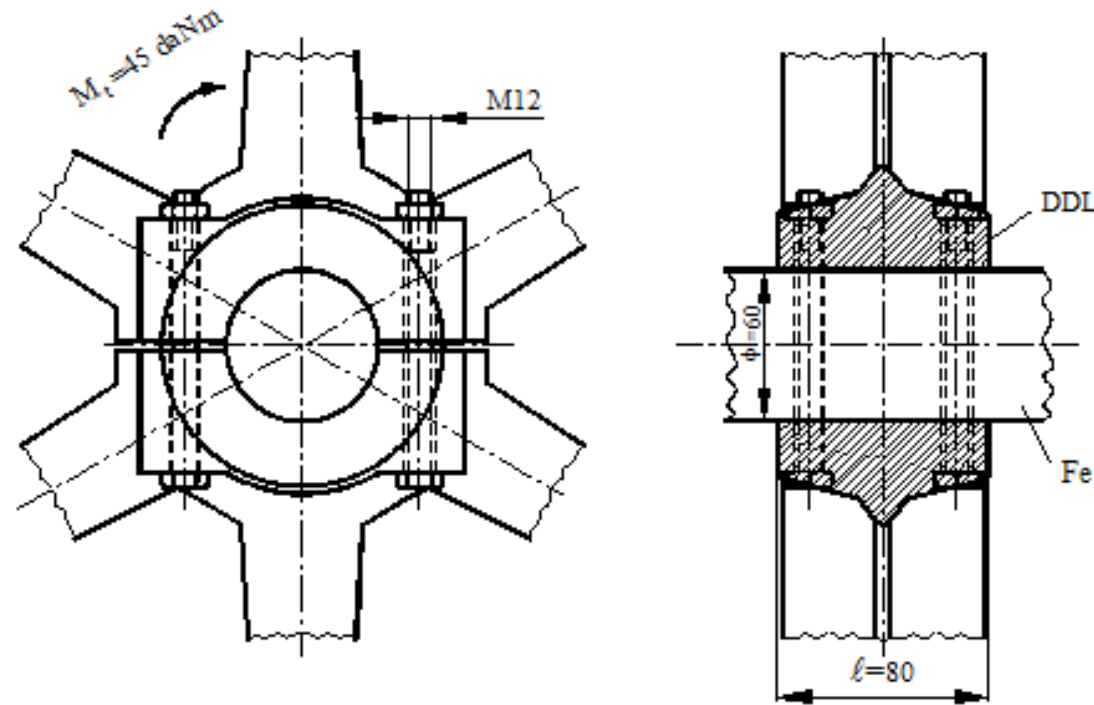
$$A_1 = \frac{833,3}{26} = 32,05 \text{ mm}^2$$

Metrik vida cetvelinden (Cetvel 13.3)  $A_1 = 32,8 \text{ mm}^2$  için M8 vidası bulunur.

### Problem 16.2.2

Şekil 16.2.2 de bir mil üzerine 4 adet M12 civata ile sıkı bağlanmış iki parçalı bir kayış kaskağı görülmektedir. Bağlantı ile iletilecek moment  $M_b=45$  daNm dir. Dönme sırasında kaskak yarılarını açmaya zorlayacak merkezkaç kuvvetlerin etkisini karşılamak bakımından bağlantının 1,8 emniyetle çalışması istenmektedir. Bağlantıyı kontrol ediniz.

Mil Fe 50, kayış kaskağı DDK 20 ( $p_{em}=4,5$  daN/mm<sup>2</sup>), civatalar 6.6 kalitesindeki malzemedan yapılmış olup mil ile kaskak arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu=0,1$  alınacaktır.



## Çözüm 16.2.2

Emniyetli moment

$$M_s = 1,8.4500 = 8100 \text{ daNcm}$$

Çevre kuvveti (sürtünme kuvveti)

$$F_s = \frac{M_s}{d} = \frac{8100}{6} = 1350 \text{ daN}$$

Normal kuvvet

$$F_N = \frac{F_s}{\mu} = \frac{1350}{0,1} = 13500 \text{ daN}$$

Her bir civataya verilmesi gereken ön gerilme

$$F_{\text{ön}} = \frac{F_N}{z} = \frac{13500}{4} = 3375 \text{ daN}$$

Göbekte oluşan yüzey basıncı

$$p_{ez} = \frac{F_N}{l.d} = \frac{13500}{8.6} = 281,3 \text{ daN/cm}^2$$

Böylece  $p_{ez} = 281,3 \text{ daN/cm}^2 \leq p_{em} = 450 \text{ daN/cm}^2$  olduğundan uygundur.

Cıvataların kontrolü:

M12 cıvatasının çekirdek kesiti  $A_1 = 76,2 \text{ mm}^2$  (Cetvel 13.3) olduğuna göre meydana gelen çekme gerilmesi

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F_{\text{ön}}}{A_1} = \frac{3375}{76,2} = 44,3 \text{ daN/mm}^2$$

Kullanılan 6.6 kalitesindeki cıvatanın akma sınırı  $\sigma_{Ak} = 6.6 = 36 \text{ daN/mm}^2$  olduğuna göre yeterli mukavemetin olmadığı görülmektedir. Burada ya cıvata malzemesinin kalitesi iyileştirilmeli veya boyutlar artırılarak gerekli şekil değişikliği yapılmalıdır.



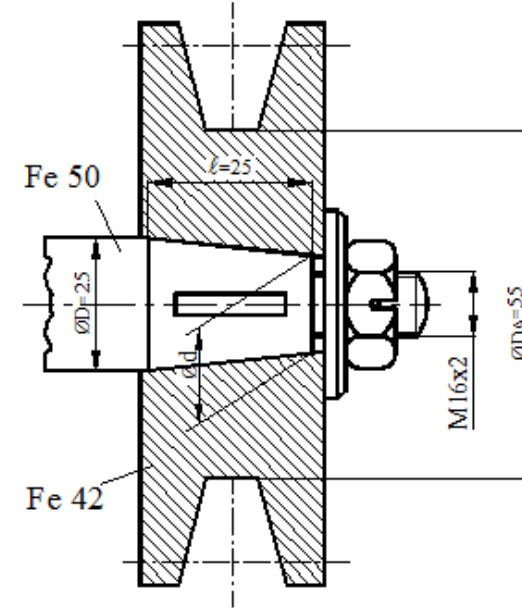
## 16.3. KONİK GEÇMELER

### Problem 16.3.1

Şekil 16.3.1'de bir yağlama pompasını çalıştıran bir V-kayışı kasnağının, ucu konik bir mile (koniklik  $1/k=1/10$ ) bağlantısı görülmektedir. Mil ve kasnak malzemesi çelik olup konik yüzeydeki sürtünme katsayısı 0,08 olacak bir yüzey

hassasiyetinde işlenmiştir. Kalıcı şekil değiştirmeye sebep olmayacak emniyetli yüzey basıncı  $600 \text{ daN/cm}^2$  alınacaktır.

- Bağlantının emniyetle çalışabilmesi için M16 civatasının somununa uygulanması gereken döndürme momenti ne olmalıdır? Vida dişleri ve somun oturma yüzeyi için sürtünme katsayısı 0,1 alınacaktır.
- Konik yüzeyde oluşan sürtünme momenti 1,5 misli emniyet sağladığına göre 900 d/d ile dönen bu bağlantının karşılayabileceği gücü hesaplayınız. M16 için  $h=2 \text{ mm}$ ,  $d_2=14,701 \text{ mm}$  dir.



Şekil 16.3.1

### Çözüm 16.3.1

a) Montaj sırasında somuna uygulanacak döndürme momenti

$$M'_s = F_e \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha' + \rho') + r_m \cdot \mu_o \right]$$

Konik yüzeydeki normal kuvvet

$$F_N = \pi \cdot D_m \cdot \ell \cdot p$$

Verilen değerlere göre

$$\frac{1}{k} = \frac{D - d}{\ell} = \frac{1}{10}$$

[buradan](#)

$$d = D - \frac{\ell}{10} = 25 - \frac{25}{10} = 22,5 \text{ mm}$$

ve

$$D_m = \frac{D + d}{2} = \frac{25 + 22,5}{2} = 23,75 \text{ mm}$$

Böylece

$$F_N = \pi \cdot 23,75 \cdot 2,5 \cdot 600 = 11192 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_e = F_N (\sin \alpha / 2 + \mu \cdot \cos \alpha / 2)$$

Burada

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2 \cdot k} = \frac{1}{20} \quad \text{ve} \quad \frac{\alpha}{2} = 2,86^\circ$$

olduğuna göre

$$F_e = 11192 \cdot (\sin 2,86 + 0,08 \cdot \cos 2,86) = 1452,7 \text{ daN}$$

M16 vidasında

$$\tan \alpha' = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 0,0433$$

ve

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = \frac{0,1}{\cos 30} = 0,1154$$

Ayrıca  $\tan(\alpha' + \rho') \cong \tan \alpha' + \tan \rho' = 0,1587$  alınabilir.

Somun oturma yüzeyi ortalama yarıçapı

$$r_m = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 16 = 11,2 \text{ mm}$$

olduğuna göre somunu sıkma momenti

$$M'_s = 1452,7 \cdot \left( \frac{1,4701}{2} \cdot 0,1587 + 0,1 \cdot 11,2 \right) = 332 \text{ daNcm}$$

b) Konik yüzeyde oluşan sürtünme momenti

$$M_s = F_N \cdot \mu \cdot \frac{D_m}{2}$$
$$= 11192 \cdot 0,08 \cdot \frac{2,375}{2} = 1063 \text{ daNcm}$$

Bu moment 1,5 misli emniyet sağladığına göre sistemdeki gerçek moment,  $M_s = k \cdot M_b$  eşitliğinden

$$M_b = \frac{M_s}{k} = \frac{1063}{1,5} = 708,6 \text{ daNcm}$$

olacaktır. Böylece taşınan güç

$$P = \frac{n \cdot M_b}{71620} = \frac{900 \cdot 708,6}{71620} = 8,9 \text{ BG}$$

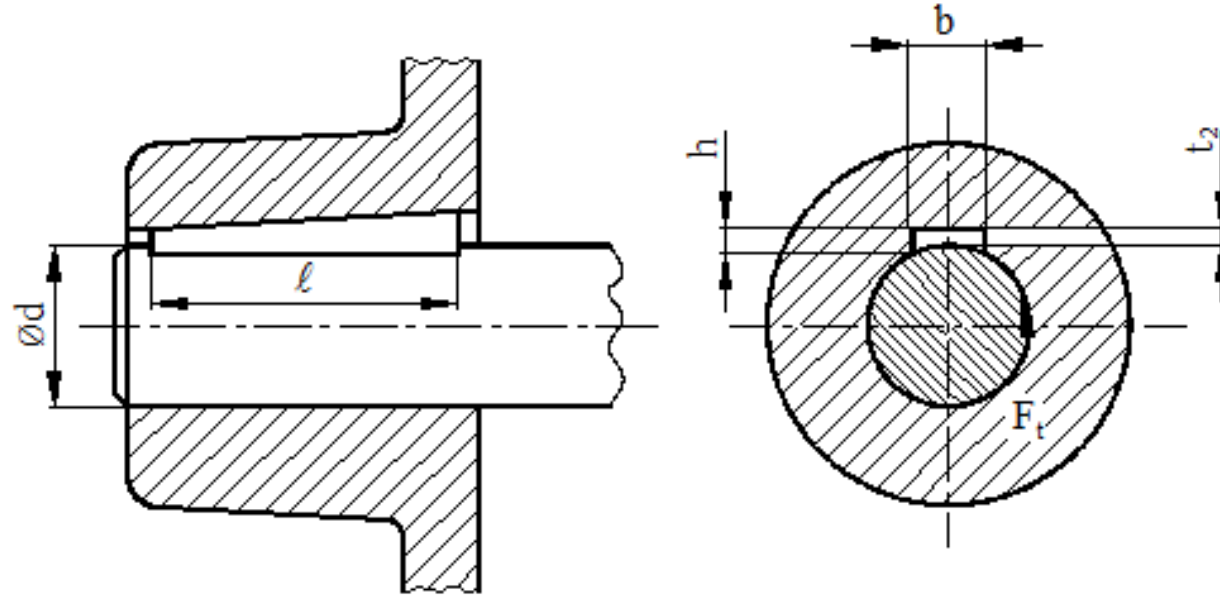
olur.

## 16.4. KAMALAR

### Problem 16.4.1

Şekil 16.4.1'de bir oyuk kama bağlantısı görülmektedir. Kamanın kesiti 18x5 mmxmm ve uzunluğu 80 mm dir. Mil  $n=750$  d/d ile döndüğüne göre bu bağlantının taşıyabileceği en büyük güç ne kadardır? Bu gücü taşıyabilmesi için, kama, bağlantıdaki yerine ne kadarlık bir kuvvetle çakılmalıdır?

Mil Fe 42 çeliğinden yapılmış olup çapı 65 mm dir. Göbek DDL 26 malzemesinden yapılmıştır. Temas yüzeylerindeki sürtünme katsayısı  $\mu=0,1$  alınabilecektir.



Şekil 16.4.1

### Çözüm 16.4.1

Oyuk kama ile taşınabilen moment

$$M_s = k.M_b = F_s.d$$

En büyük güç iletimi için  $k= 1$  olmalıdır. Diğer taraftan

$$F_s = \mu.F_N$$

olarak yazılabilir.

Göbek ile kama arasındaki yüzey basıncı

$$p_{ez} = \frac{F_N}{b.l} \leq p_{emG}$$

Buradan

$$F_N = p_{emG} . l . b$$

Verilen büyüklükler

DDL 26 göbek malzemesi için  $p_{emG}=500 \text{ daN/cm}^2$  (Cetvel 15.4)

$$l = 80 \text{ mm}$$

$$b = 18 \text{ mm}$$

olduğuna göre normal kuvvet

$$F_N = 500.8.1,8 = 7200 \text{ daN}$$

ve sürtünme kuvveti

$$F_s = 0,1.7200 = 720 \text{ daN}$$

Mil çapı  $d = 65 \text{ mm}$  için moment büyüklüğü

$$M_s = 720.6,5 = 4680 \text{ daNcm}$$

ve iletilen güç

$$M_s = M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

Eşitliğinden

$$P = \frac{4680.750}{71620} = 49 \text{ BG}$$

olur.



|Kamayı yerine çakma kuvveti

$$F_{\zeta} = F_{\text{ön}} \cdot [\tan(\alpha + \rho) + \tan \rho]$$

Burada

$$F_{\text{ön}} = F_N = 7200 \text{ daN}$$

$$\tan \alpha = \frac{1}{100} \quad (\text{boyuna kamanın standart eğimi})$$

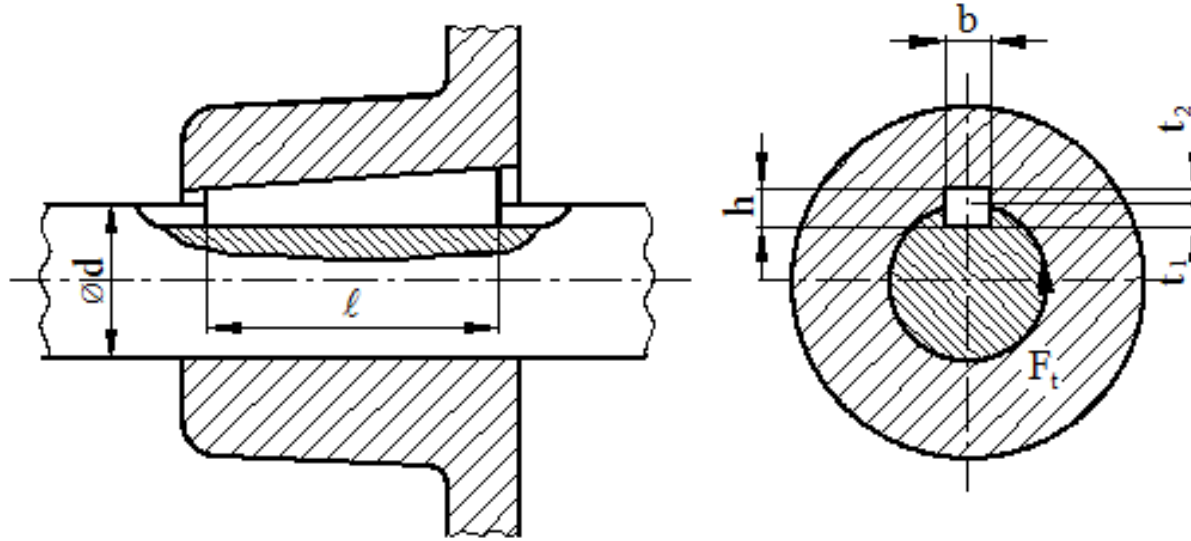
$\tan \rho = \mu = 1/10$  ve  $\tan(\alpha + \rho) \cong \tan \alpha + \tan \rho$  alındığında

$$\begin{aligned} F_{\zeta} &= 7200 \cdot [(1/100 + 1/10 + 1/10)] \\ &= 1512 \text{ daN} \end{aligned}$$

olur.

### **Problem 16.4.2**

Şekil 16.4.2'deki yuvalı kama bağlantısında mil  $n=1500$  d/d ile dönmekte olup  $P=45$  BG güç iletmektedir. Bağlantıda kullanılacak olan kamanın uzunluğu en az ne kadar olmalıdır? Mil Fe 50 malzemesinden yapılmış olup çapı 50 mm dir. Göbek malzemesi DDL 18 ( $p_{emG} = 400$  daN/cm<sup>2</sup>) dir.



Şekil 16.4.2

### **Çözüm 16.4.2**

$d = 50$  mm mil çapı için Cetvel 15.3' den (yuvalı kama)

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

$$t_1 = 5,5 \text{ mm}$$

değerleri okunur.

Bağlantı ile iletilen moment

$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{45}{1500} \cong 2149 \text{ daNcm}$$

Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{M_b}{d/2} = \frac{2149}{5/2} \cong 860 \text{ daN}$$

Göbeğin ezilmesine göre kama uzunluğu

$$p_{ez} = \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot \ell} \leq p_{emG}$$

buradan

$$\ell \geq \frac{860}{(0,9 - 0,55) \cdot 400} = 6,14 \text{ cm}$$

Kamanın kesilmesine göre kama uzunluğu

$$\tau_k = \frac{F_t}{b.l} \leq \tau_{em_{kama}}$$

Kama malzemesi genellikle Fe 60 alınabileceğine göre  $\tau_{em_{kama}} = 300 \text{ daN/cm}^2$  olacaktır. Böylece kama uzunluğu

$$l = \frac{860}{1,4 \cdot 300} = 2,05 \text{ cm}$$

Bu sonuçlara göre en küçük kama uzunluğu, göbek ezilmesine göre bulunan  $l \cong 62 \text{ mm}$  alınmalıdır.

### **Problem 16.4.3**

$M_b = 8800$  daNcm'lik bir döndürme momenti taşıyan dişli çark 60 mm çapındaki bir mile feder yardımıyla tespit edilmiştir. Dişli çarkın göbek genişliği  $b=110$  mm olduğuna göre federin uzunluğunu hesaplayınız.

Malzemeler: mil Fe 50, feder Fe 60 ve dişli çark Fe 50 çeliğinden yapılmıştır.

### **Çözüm 16.4.3**

Cetvellerden seçilen veya alınabilecek büyüklükler:

Dişli çark (göbek) Fe 50 için  $p_{emG} = 600$  daN/cm<sup>2</sup>

Feder Fe 60 için  $\tau_{em} = 300$  daN/cm<sup>2</sup>

$d = 60$  mm mil çapı için, Cetvel 15.3' den,  $b = 18$  mm,  $h = 11$  mm ve  $t_1 = 6,8$  mm

Federi zorlayan teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_b}{d} = \frac{2 \cdot 8800}{60} = 2933,4 \text{ daN}$$

Göbek ezilmesine göre feder uzunluğu

$$p_{ez} = \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot \ell} \leq p_{emG}$$

buradan

$$l \geq \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot p_{emG}} = \frac{2933,4}{(1,1 - 0,68) \cdot 600} = 11,64 \text{ cm}$$

Kesilmeye göre feder uzunluğu:

$$\tau_k = \frac{F_t}{b \cdot l} \leq \tau_{em}$$

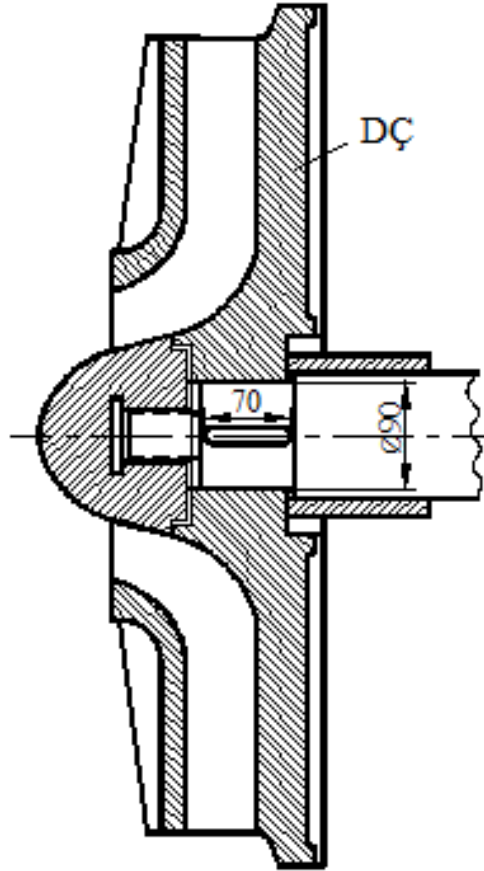
buradan

$$l \geq \frac{2933,4}{1,8 \cdot 300} = 5,432 \text{ cm}$$

Bu durumda feder uzunluğu olarak  $l = 116,4$  mm seçilmelidir. Ancak dişli çarkın göbek genişliği  $b = 110$  mm olduğu için uygun bir çalışma sağlanamaz. Burada ya göbek genişliği artırılmalı veya dişli malzemesi daha yüksek mukavemetli seçilmelidir.

### Problem 16.4.5

Bir satirifüj pompanın rotoru mile bir feder yardımıyla bağlanmıştır. (Şekil 16.4.5). İletilecek moment  $M_b=135$  daNm olduğuna göre federin boyu yeterli midir? Çelik döküm göbek için  $P_{emG} = 450$  daN/cm<sup>2</sup>, Fe 60 kama malzemesi için  $\tau_{em} = 300$  daN/cm<sup>2</sup> olarak verilmiştir.



Şekil 16.4.5

### Çözüm 16.4.5

Mildeki çevre kuvveti

$$F_t = \frac{M_b}{d/2} = \frac{13500}{9/2} = 3000 \text{ daN}$$

d = 90 mm mil çapı için Cetvel 15.3'den feder boyutu olarak

$$b \times h = 25 \times 14 \text{ mm} \times \text{mm}$$

$$t_2 = 4,6 \text{ mm (göbekteki yuva derinliği)}$$

alınabilir. Buna göre federin taşıyıcı uzunluğu

$$l = l_1 - b = 70 - 25 = 45 \text{ mm}$$

Federin kesilmesine göre kontrol:

$$\begin{aligned} \tau_k &= \frac{F_t}{b.l} \leq \tau_{em} \\ &= \frac{3000}{2,5 \cdot 4,5} = 266,7 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

Bu durumda  $\tau_k = 266,7 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{em} = 300 \text{ daN/cm}^2$  olup uygundur.

Göbeğin ezilmesine göre kontrol:

$$\begin{aligned} p_{ez} &= \frac{F_t}{t_2.l} \leq p_{em} \\ &= \frac{3000}{0,46 \cdot 4,5} = 1449,3 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

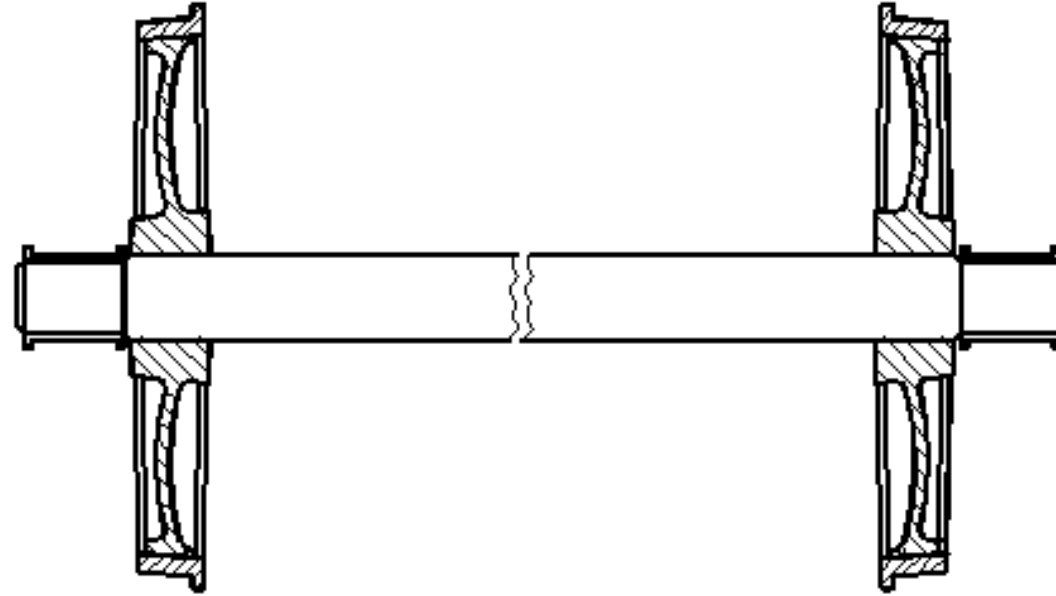
Böylece  $p_{ez} = 1449,3 \text{ daN/cm}^2 > p_{emG} = 450 \text{ daN/cm}^2$  olduğundan federin uzunluğu göbeğin ezilmesi bakımından yeterli değildir.



## 19. AKSLAR VE MİLLER

### 19.1. AKSLAR

Akslar; sabit duran, salınım hareketi yapan veya dönen elemanların yataklanmasında kullanılan makina elemanlarıdır. Aks sabit veya dönel olabilir. Kayış kasnakları, makaralar, vagon ve römork tekerlekleri gibi dönel elemanların yataklanmasında kullanılır. Bu nedenle akslar eğilme zorlanması etkisindedir. Akslar sadece yük taşıdığından ve dönel veya sabit olabildiğinden silindirik yapıda olabileceği gibi prizmatik kesitli de olabilirler.



Şekil 19.1 Sıkı geçme dönen aks

Sabit aksların zorlanma şekli dış kuvvete bağlıdır. Dış kuvvet statik ise aksın zorlanması statik, kuvvet değişken ise zorlanma da değişkendir. Dönen akslarda dış kuvvet statik bile olsa daima değişken zorlanma söz konusudur.

Aks malzemesi olarak Fe42, Fe50, Fe60 ve Fe70 çelikleri kullanılabileceği gibi C35 ve C45 çelikleri de kullanılabilir. 150 mm çapa kadar akslar soğuk çekme veya tornalama yöntemi, daha büyük çaplarda ise dövme yöntemi ile üretilirler.

Akslar eğilme zorlanmasına maruz elemanlar olduklarına göre eğilme mukavemetine göre boyutlandırılması gerekir. Ancak emniyet gerilmesinin hesabında aksın sabit veya dönel olma durumu göz önünde bulundurulmalıdır.

Akstaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em}$$

Silindirik dolu kesitlerde aks çapı  $d$  ile gösterilirse, eğilmeye göre mukavemet momenti

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

olacağından aks çapı

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.M_e}{\pi.\sigma_{em}}}$$

olur. Silindirik içi boş kesitlerde dış çap D ve iç çap d ile gösterilirse, eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{\pi}{32} \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

ve aksın dış çapı

$$D \geq \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4}} \left( \sqrt[3]{\frac{32.M_e}{\pi.\sigma_{em}}} \right)$$

eşitliği ile hesaplanır. Ancak bu durumda aksın boşalma oranı (d/D) bilinmelidir.

Akslarda emniyet gerilmesi, statik zorlanmalar için

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad (S=3 \dots 5)$$

ve değişken zorlanmalar için

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S} \quad (S=4 \dots 6)$$

eşitlikleri ile hesaplanmalıdır ( Bak Bölüm 2.4).

## 19.2. MİLLER

Bir veya birçok kısmından belirli devir sayılarında belirli güç alış-verişi yapılabilen silindirik makina elemanlarına mil adı verilir. Millerdeki bu güç alış-verişi dişli çarklar, sonsuz vida mekanizmaları, kayış-kasnak mekanizmaları, halat mekanizmaları, sürtünme çarkları vb. elemanlar aracılığı ile olmaktadır. Bu tanımlardan da anlaşılacağı gibi miller hem güç ileten hem de yük taşıma görevi yapan elemanlar niteliğindedir. Bu nedenle millerde asıl zorlanma burulma şeklinde olup yük taşıması nedeniyle eğilme zorlaması da vardır. Miller dönel elemanlar olduklarından dış kuvvetin statik veya değişken olması durumuna bağlı olmaksızın eğilme bakımından daima değişken zorlanma etkisindedir.

Milleri aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz.

1. Uzunlama şekline göre:
  - a. Düz miller (dolu, boş, sabit kesitli ve faturasız miller)
  - b. Dirsekli miller (krank milleri)
2. Kesitine göre:
  - a. Daire kesitli miller
  - b. Profil kesitli miller (çok kamalı ve poligon profilli miller)
3. Yapılışına göre:
  - a. Mafsallı miller (kardan mafsallı miller)
  - b. Esnek (fleksibl) miller

Mil üretiminde genellikle Fe50, Fe60, Fe70, C35 ve C45 çelikleri kullanılmakla beraber yüksek zorlanmalar için alaşımlı çelikler de kullanılmaktadır. Özellikle kimya ve gıda endüstrisinde paslanmaz çelikten yapılmış miller kullanılır.

Miller 150 mm çap büyüklüğüne kadar dairesel kesitli çelik çubuklardan soğuk çekme ve tornalama ile, daha büyük çaplar ve çok farklı çaplardaki faturalı miller ise dövülerek elde edilir. Kamalı miller sonradan taşlanır.

Miller dolu veya boş silindirik kesitli olabilir. İçi boş millerde ağırlıktan kazanç mukavemetten kayba nazaran daha fazladır (örneğin içi %50 boşaltılmış bir milin ağırlığı %25 azalırken mukavemetten kayıp sadece %6 dır).

### 19.2.1. Millerin Hesaplanması

Millerde mukavemet ve deformasyon hesapları yapılır. Ayrıca mil titreşimleri için kritik devir sayıları kontrol edilir.

**Cetvel 19.1.** Aks ve mil malzemelerinin emniyet değerleri

Malzemeler			$\sigma_{em}$	$\sigma_{e\zeta em}$
DIN 17100	DIN 17200	DIN 17210	(daN/mm <sup>2</sup> )	(daN/mm <sup>2</sup> )
Fe42-2	C22 ve Ck22	C10 ve Ck10	4,25	5,3
Fe50-2	C35 ve Ck35	C15 ve Ck15	5,0	6,3
Fe60-2	C45 ve Ck45	15Cr3	6,0	7,5
Fe70-2	C60 ve Ck60		7,1	9,0
	25CrMo4,34Cr4	16MnCr5		
	34CrMo4,30Mn5	20MnCr5	8,5	
	37MnSi5,34CrNiMo6		10,0	10,6
		18CrNi8	11,8	12,5
				15,0

**Cetvel 19.2.** Mil malzemelerinin emniyet değerleri

Malzemeler			$\tau_{em}$
DIN 17100	DIN 17200	DIN 17210	daN/mm <sup>2</sup>
Fe42-2	-	-	1,25
Fe50-2	-	-	1,50
Fe60-2	C22 ve C35	-	1,80
Fe70-2	C45 ve 25CrMo4	15Cr3	2,12
	C60 ve 34CrMo4	-	2,50
	30Mn5	16MnCr5	3,00
	37MnSi5	-	3,55
	34CrNiMo6	18CrNi8	4,25

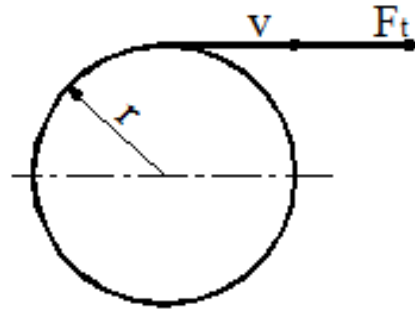
Not: Fe eliklerinde yüksek istekler için olan 2. grup malzeme alınmıştır.

### 19.2.1.1. Mukavemet Hesabı

#### a. Burulma etkisi:

Mil sadece bir döndürme momenti iletiyorsa, yani milin kendi ağırlığı dahil eğilmeye neden olan etkenler ihmal edilebiliyorsa milin mukavemet hesabı burulma zorlanmasına göre yapılır.

Burulma momenti;



Şekil 19.2

Yarıçapı r olan ve v çevre hızı ile dönen bir mil, çevresinden  $F_t$  teğetsel kuvvetini iletiyorsa bu mildeki güç (Şek.19.2),

$$\begin{aligned} P &= F_t \cdot v \quad (\text{daNm/s}) \\ &= \frac{F_t \cdot v}{75} \quad (\text{BG}) \end{aligned}$$



olur. Burada  $v = 2.\pi.r.\frac{n}{60}$  (m/s) ve  $M_b = F_t.r$  (daNm) yazılırsa güç

$$P = M_b.n.\frac{1}{716,2} \text{ (BG)}$$

veya döndürme momenti olarak

$$M_b = 716,2.\frac{P}{n} \text{ (daNm)}$$

büyüklüğü bulunur. Burada güç (P) BG ve milin devir sayısı (n) dakikadaki dönme sayısı olarak alınmıştır. Diğer taraftan

$$1 \text{ BG} = 0,736 \text{ kW} = 75 \text{ daNm/s}$$

$$1 \text{ kW} = 1,36 \text{ BG} = 102 \text{ daNm/s}$$

olduğu hatırlanacak olursa, güç kW olarak bilindiğinde, döndürme momenti

$$M_b = 974 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{daNm})$$

olarak hesaplanmalıdır. Bu döndürme momentine göre mildeki burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em}$$

olur. İçi dolu silindirik kesitler için burulma mukavemet momenti

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

olduğuna göre mil çapı

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}}$$

olur. İçi boş silindirik kesitlerde dış çap D ve iç çap d ile gösterilirse burulma mukavemet momenti

$$W_b = \frac{\pi}{16} \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

ve milin dış çapı

$$D \geq \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4}} \sqrt[3]{\frac{16 M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}}$$

olacaktır. Özel istekler dışında mil malzemesi olarak Fe50 çeliği kullanılır. Bu malzeme için  $\tau_{em} = 1,50 \text{ daN/mm}^2$  alınabileceğine göre içi dolu kesitlerde, ön boyutlandırma için, mil çapı hesabında

$$d \geq 134,4 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm})$$

eşitliği kullanılabilir.

## b. Burulma ve Eğilme Etkisi (Bileşik Zorlanma Durumu):

Yukarıda sözü edilen burulma gerilmesine ek olarak eğilme gerilmelerinin hesaplanması için statik denge şartları kullanılarak yataklama yeri kuvvetleri ve böylece eğilme momenti diyagramlarının belirlenmesi gerekmektedir. Tehlikeli kesitlerde bileşik zorlanma durumları göz önüne alınmalı ve buna göre eşdeğer gerilmeler hesaplanmalıdır. Sadece eğilmeye göre mil hesabı yapılamaz.

Eğilme gerilmesi için

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

eşitliği yazılır. Buradaki W<sub>e</sub>—eğilme mukavemet momenti, dolu ve boş silindirik kesitler için, aks hesaplarında olduğu gibi yazılmalıdır. Mildeki bileşik gerilmenin hesabı için kırılma varsayımlarından yararlanır. Bunlardan maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre eşdeğer gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3.(\alpha_o \cdot \tau_b)^2} \leq \sigma_{eşem}$$

olarak yazılır. Burada

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{em}}{1,73 \cdot \tau_{em}}$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada  $\sigma_{em}$  -değişken zorlanma ve  $\tau_{em}$  -statik zorlanma şartları için hesaplanmalıdır. Çünkü pratikte en çok rastlanan durum, eğilme gerilmelerinin tam değişken ve burulma momentinin statik olduğu durumdur. Miller için  $\alpha_o$  katsayısı 0,6 ila 0,8 arasındadır. Bu durumda  $3.(\alpha_o)^2$  ise 1,1 ila 1,9 arasında olur. Yaklaşık olarak  $3.\alpha_o^2 \approx 2$  alınırsa eşdeğer gerilme

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2.\tau_b^2} \leq \sigma_{eşem}$$

şeklini alır. Şayet gerilmeler moment türünden yazılırsa eşdeğer gerilme, içi dolu kesitler için

$$\sigma_{eş} = \left( \frac{32}{\pi.d^3} \cdot \sqrt{M_e^2 + \frac{1}{2}.M_b^2} \right) \leq \sigma_{eşem}$$

veya burada

$$M_{eş} = \sqrt{M_e^2 + \frac{1}{2} M_b^2}$$

denirse (eşdeğer moment), eşdeğer gerilme için

$$\sigma_{eş} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} M_{eş} \leq \sigma_{eşem}$$

yazılabilir. Böylece mil çapı olarak

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_{eş}}{\sigma_{eşem}}}$$

eşitliği bulunmuş olur. Bileşik gerilmedeki emniyet gerilmesi değeri Cetvel 19.1 den alınabileceği gibi

$$\sigma_{eşem} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

eşitliği ile de bulunabilir (Bak. Bölüm 2.4).

### 19.2.1.2. Deformasyon Hesabı

Miller, zorlanma şekline bağlı olarak burulma ve eğilme gerilmelerinin etkisindedir. Bu zorlanmalar nedeniyle milde meydana gelen deformasyonların ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir.

#### a. Burulma Deformasyonu:

Özellikle uzun millerde ve mil üzerinde geniş dişliler (örneğin sonsuz vidalar) gibi aktarma elemanlarının bulunması durumunda milde meydana gelen burulma açısı oldukça önemlidir (Şek.19.3).  $\gamma$  -kayma açısı,  $\phi$  -burulma açısı,  $G$  -kayma modülü ve  $I_p$ —polar (kutupsal) eylemsizlik momenti olmak üzere kayma gerilmesi

$$\tau = \gamma . G$$

veya

$$\tau = \frac{M_b}{I_p / r}$$

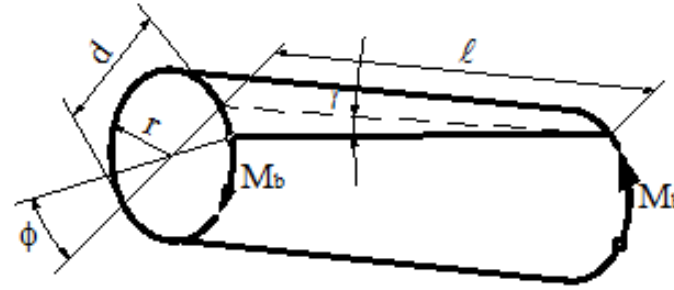
şeklinde yazılır. Ayrıca, Şekil 19.3'e göre

$$\phi.r = \gamma.l$$

olduğu bilinmektedir. Bu son üç eşitlikten burulma açısı

$$\phi = \frac{M_b.l}{G.I_p} \leq \phi_{em}$$

bulunur. Burada  $l$ -milin güç alış-verişi yapılan uzunluğudur. Genel makina inşaatında  $\phi_{em} = 0,005$  rad/m olarak alınabilir.



Şekil 19.3



Dolu kesitlerde kutupsal eylemsizlik momenti

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

olduğuna göre mil çapı

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_b \cdot l}{G \cdot \phi_{em}}}$$

olur. Çelik mil malzemesi için  $G=8000$  daN/mm<sup>2</sup> ve  $\phi_{em} = 0,005$  rad/m  
alındığında mil çapı için

$$d = 116,2 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm})$$

eşitliği yazılabilir. Silindirik içi boş kesitlerde ise, milin dış çapı D ve iç çapı d olmak üzere, kutupsal eylemsizlik momenti

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)$$

olduğundan milin dış çapı

$$D \geq \frac{1}{\sqrt[4]{1 - (d/D)^4}} \cdot \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_b \cdot l}{G \cdot \phi_{em}}}$$

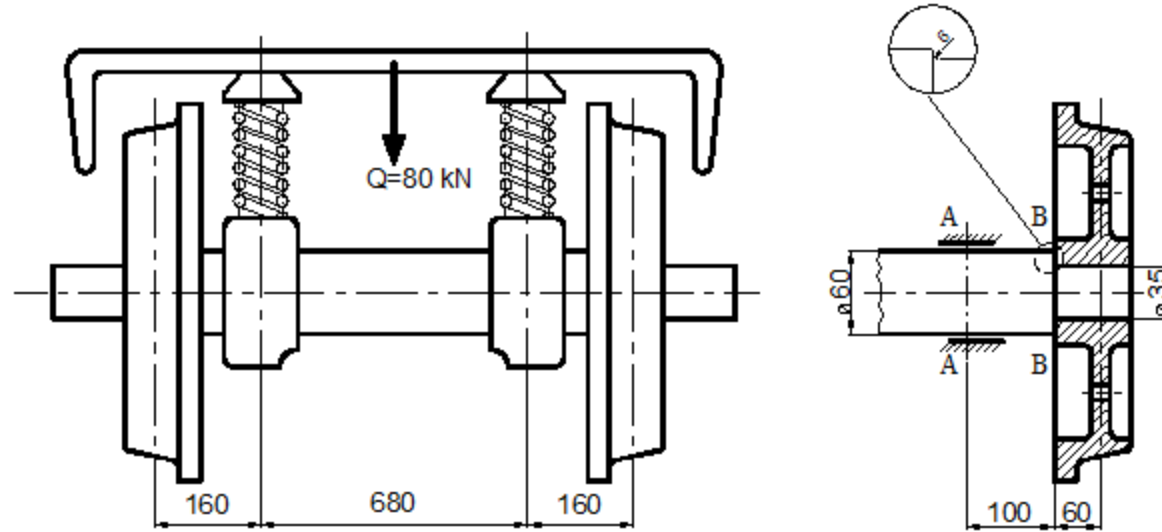
eşitliği ile hesaplanır. Burada milin d/D boşalma oranı bilinmelidir.

## 20. AKS VE MİL PROBLEMLERİ

### Problem 20.1

Şekil 20.1'de şematik olarak gösterilen vagonetin aksına 80 kN yük gelmektedir. Boyutlar şekil üzerinde verilmiştir. Değişken eğilme zorlanmasına maruz kalan aks Fe50 çeliğinden yapılmıştır. Yatakların bulunduğu bölge ile faturanın geçiş bölgesinde yüzey işçiliği temiz olup ( $\nabla\nabla\nabla$ ) kalitesindedir. Fatura için çentik faktörü  $\beta_k=1,5$  ve işletme emniyeti katsayısı  $S=2$  alınacaktır. Buna göre,

- A-A ve B-B kesitlerindeki en büyük eğilme gerilmelerini hesaplayınız.
- Aks malzemesi için, verilen şartlara göre, emniyet gerilmesini bulunuz.
- Bu şartlar altında, aksın maruz kaldığı zorlanmalara dayanıp dayanamayacağı hususunu belirtiniz. Eğer tehlikeli bir durum varsa ne gibi önlemler alınabileceğini belirtiniz.



Şekil 20.1

## Çözüm 20.1

a) Eğilme gerilmeleri

A-A kesitinde:

$$M_{e1} = 16.4000 = 64000 \text{ daNcm}$$

$$W_{e1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 6^3}{32} = 21,2 \text{ cm}^3$$

olduğuna göre

$$\sigma_{e1} = \frac{M_{e1}}{W_{e1}} = \frac{64000}{21,2} = 3019 \text{ daN/cm}^2$$

B-B kesitinde:

$$M_{e2} = 6.4000 = 24000 \text{ daNcm}$$

$$W_{e2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot (3,5)^3}{32} = 4,2 \text{ cm}^3$$

ve eğilme gerilmesi

$$\sigma_{e2} = \frac{M_{e2}}{W_{e2}} = \frac{24000}{4,2} = 5714,3 \text{ daN/cm}^2$$

olmaktadır.

b) Emniyet gerilmeleri

A-A kesitinde:

$$\sigma_{em1} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

eşitliğinde,

eşitliğinde,

$$\underline{\sigma}_{değ} = 2400 \text{ daN/cm}^2 \text{ (Fe50 malzemesi için Cetvel 4.1'den)}$$

$$\underline{b}_0 = 0,68 \text{ (d = 60 mm çap için Cetvel 2.2'den doğrusal dönüşümle)}$$

$$\underline{b}_1 = 1,0 \text{ (} \nabla \nabla \nabla \text{ kalitesi ve } \sigma_K = 50 \text{ daN/mm}^2 \text{ için Şekil 2.14'ten)}$$

$$\beta_k = 1,0 \text{ (çentik yok)}$$

$$S = 2$$

olduğuna göre

$$\sigma_{em1} = \frac{2400 \cdot 0,68 \cdot 1}{1,2} = 816 \text{ daN/cm}^2$$

B-B kesitinde:

A-A kesitinde olduğu gibi,

$$\underline{b}_0 = 0,77 \text{ (d = 35 mm çap için doğrusal dönüşümle)}$$

$$\underline{b}_1 = 1,0 \text{ [(} \nabla \nabla \nabla \text{) kalitesi için]}$$

$$\beta_k = 1,5 \text{ (çentik faktörü – verilmiş)}$$

$$S = 2$$

ve malzeme aynı olduğuna göre

$$\sigma_{em2} = \frac{2400 \cdot 0,77 \cdot 1}{1,5 \cdot 2} = 616 \text{ daN/cm}^2$$

olarak bulunur.

c) Bu şartlar altında aks, uygulanan yükü emniyetle taşıyamaz. Çünkü A-A kesitinde  $\sigma_{e1} = 3019 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em1} = 816 \text{ daN/cm}^2$  ve B-B kesitinde  $\sigma_{e2} = 5714,3 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em2} = 616 \text{ daN/cm}^2$  olduğundan aks emniyetli değildir. Alınabilecek önlemler ise,

1. Boyutlar değiştirilebilir (örneğin çap büyütülür).
2. Malzeme değiştirilebilir.
3. Uygulanan yük azaltılabilir.

### Problem 20.3

Bir vagon tekerleğine gelen kuvvet  $F=2000$  daN dur. Fe50 malzemesinden yapılmış olan vagon tekerleği aksını;

- a) Tek taraflı,
- b) İki taraflı

yataklayınız. Bu işlem için önce aks çapını belirleyerek yataklamayı şematik olarak çizin.

Not: Yataklama bölgesi temiz işlenmiş (taşlanmış) olup işletme emniyeti katsayısı  $S = 2$  ve çap düzeltme faktörü  $b_0 = 0,7$  olarak alınacaktır.





Aks malzemesinin emniyet gerilmesi (aks değişken eğilme zorlanması etkisindedir),

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{değ} \cdot b_o \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

Burada

$\sigma_{değ} = 2400$  daN/cm<sup>2</sup> (Fe50 malzemesi için, Cetvel 4.1)

$b_o = 0,7$

$b_1 = 0,9$  ( $\sigma_k = 50$  daN/mm<sup>2</sup> ve taşlanmış yüzey, Şekil 2.14)

$\beta_k = 1$  (çentik yok)

$S = 2$

olduğuna göre

$$\sigma_{em} = \frac{2400 \cdot 0,7 \cdot 0,9}{1,2} = 756 \text{ daN/cm}^2$$

1-1 kesitinde:

Eğilme momenti

$$M_{e1} = F \cdot a_1 = 2000 \cdot 5 = 10000 \text{ daNcm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_{e1} = \frac{M_{e1}}{W_{e1}} = \frac{M_{e1}}{\pi \cdot d_1^3 / 32}$$

Buradan aks çapı

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{e1}}{\pi \cdot \sigma_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10000}{\pi \cdot 756}} = 5,126 \text{ cm}$$

2-2 kesitinde:

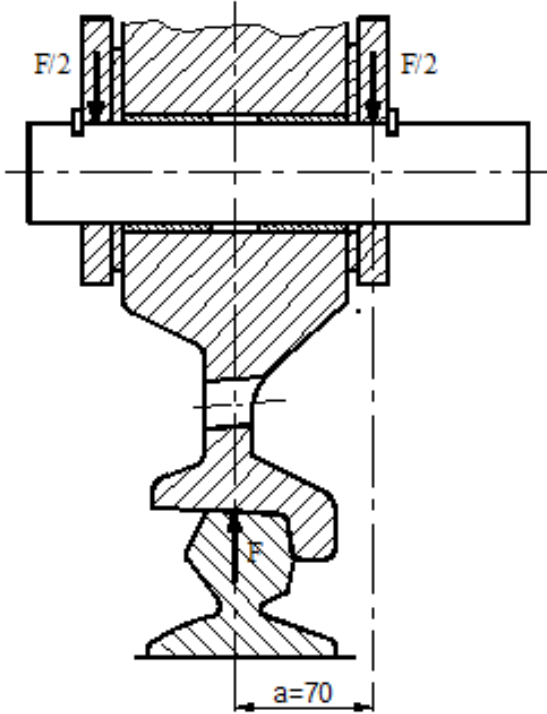
$$M_{e2} = F \cdot a_2 = 2000 \cdot 10 = 20000 \text{ daNcm}$$

ve

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20000}{\pi \cdot 756}} = 6,459 \text{ cm}$$

O halde tek taraflı yataklanmış şekillendirme türü seçildiğinde, bu aksın çapı  $d = 65$  mm olmalıdır.

b) Aks iki taraftan sabit olarak Şekil 20.3b'deki gibi yataklanmış olsun.



Şekil 20.3b

Bu yataklama şeklinde aks dönmekte ve kama yuvası olmadığından çentik etkisi de bulunmamaktadır. O halde boyutlandırma statik mukavemete göre yapılacaktır. Fe malzemesi için Cetvel 4.1' den  $\sigma_{Ak} = 2900$  daN/cm<sup>2</sup> alınarak (S=2 için)

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = \frac{2900}{2} = 1450 \text{ daN/cm}^2$$

Eğilme momenti

$$M_e = (F/2) \cdot a = (2000/2) \cdot 7 = 7000 \text{ daNcm}$$

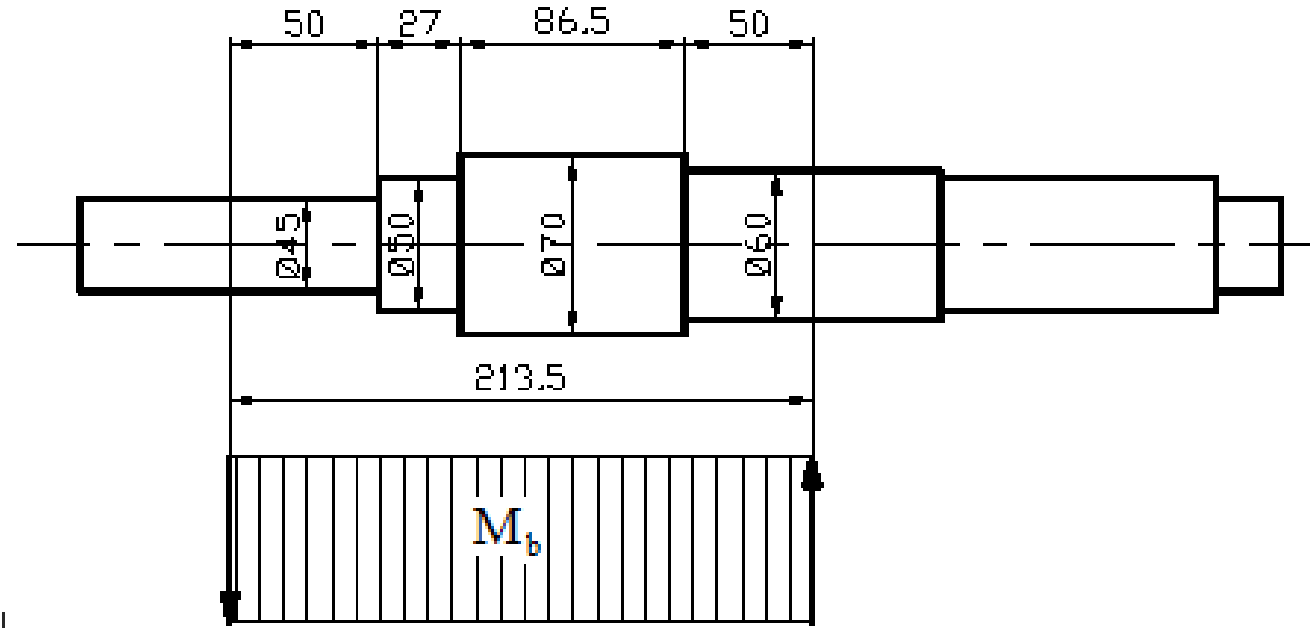
Aks çapı

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7000}{\pi \cdot 1450}} = 3,66 \text{ cm}$$

Böylece  $d=40$  mm alınır. Bu sonuca göre sabit ve her iki taraftan yataklanmış aks, çok daha küçük çapta yapılabilmektedir. Çünkü malzeme mukavemeti daha yüksek ve aks zorlanması daha küçük olmaktadır.

### Problem 20.6

Şekil 20.6'da bir dişli kutusuna ait mil, ölçüleri ile birlikte verilmiştir. Milin taşıdığı döndürme momenti  $M_b=62500$  daNmm olarak bilindiğine göre milin burulma açısını kontrol ediniz. Kayma modülü  $G = 8100$  daN/mm<sup>2</sup> alınacaktır.



Şekil 20.6

### Cözüm 20.6

Mildeki burulma açısı

$$\phi = \frac{M_b \cdot \ell}{G I_p} \leq \varphi_{em}$$

olarak hesaplanır. Ancak uygulanan moment sabit ve mil faturalı olduğundan bu açı

$$\phi = \frac{M_b}{G} \left( \frac{\ell_1}{I_{p1}} + \frac{\ell_2}{I_{p2}} + \dots + \frac{\ell_n}{I_{pn}} \right)$$

şeklinde hesaplanır. O halde şekle göre  $\ell_1 = 50$  mm,  $d_1 = 45$  mm,  $\ell_2 = 27$  mm,  $d_2 = 50$  mm,  $\ell_3 = 86,5$  mm,  $d_3 = 70$  mm,  $\ell_4 = 50$  mm,  $d_4 = 60$  mm ve

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

alınmasıyla burulma açısı

$$\phi = \frac{62500}{8100} \cdot \frac{32}{\pi} \left[ \frac{50}{(45)^4} + \frac{27}{(50)^4} + \frac{86,5}{(70)^4} + \frac{50}{(60)^4} \right] = 0,001884 \text{ rad.}$$

veya

$$\phi = \frac{180}{\pi} \cdot 0,001884 = 0,108^\circ$$

Diğer taraftan genel makina inşaatında burulma açısının sınır değeri

$$\phi_{em} \leq 0,005 \text{ rad/m}$$

dir. Elimizdeki milin burulma uzunluğu

$$l_{top} = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = 50 + 27 + 86,5 + 50 = 213,5 \text{ mm} = 0,2135 \text{ m}$$

olduğuna göre bu milde izin verilebilecek emniyetli burulma açısı

$$\phi_{em} = 0,005 \cdot 0,2135 = 0,0010675 \text{ rad.}$$



veya

$$\phi_{em} = 0,061^\circ$$

olmaktadır. Bu duruma göre

$$\phi = 0,108^\circ > \phi_{em} = 0,061^\circ$$

olup mil burulma açısı bakımından emniyetli değildir.

### **Problem 20.14**

Şekil 20.14'de birbirlerine, taşıdıkları güçlerle orantılı millerle bağlı dört dişlili bir hareket düzeni verilmiştir. A döndüren dişlisi 60 BG, B dişlisi 30 BG, C dişlisi 10 BG ve D dişlisi de 20 BG ile yüklenmiştir. Mil malzemesinin emniyetli kayma gerilmesi  $180 \text{ daN/cm}^2$ , kayma modülü  $8,5 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}^2$  ve devir sayısı 600 d/d olarak bilindiğine göre;

- Milin  $d_1$ ,  $d_2$  ve  $d_3$  çaplarını bulunuz.
- A dişlisine göre C dişlisinin dönme açısını hesaplayınız.
- Şayet döndüren dişli B olarak 60 BG ve A dişlisi de 30 BG ile yüklenirse A'ya göre C'nin dönme açısı ne olur?

### **Çözüm 20.14**

a) Döndürme momentleri:

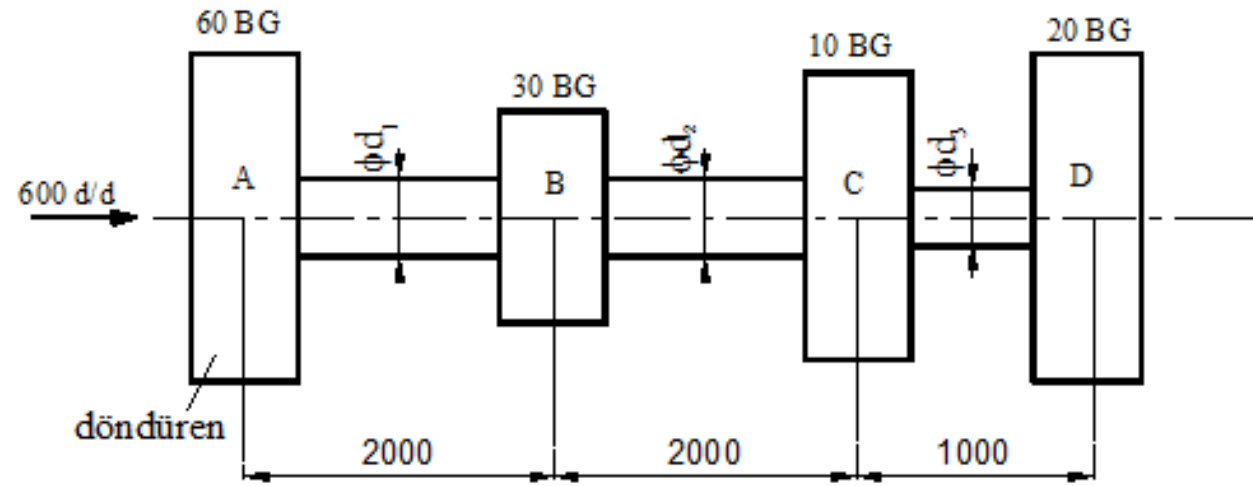
$$M_b = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

eşitliği göz önüne alındığında,

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{60}{600} = 7162 \text{ daNcm}$$

$$M_{b2} = 71620 \cdot \frac{30}{600} = 3581 \text{ daNcm}$$

$$M_{b3} = 71620 \cdot \frac{20}{600} = 2387 \text{ daNcm}$$



Şekil 20.14

Mil çapları:

$$\tau_b = \frac{M_b}{\pi \cdot d^3 / 16} \leq \tau_{em}$$

eşitliğinde  $\tau_{em} = 180$  daN/cm<sup>2</sup> olduğuna göre,

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16.7162}{\pi \cdot 180}} = 5,87 \text{ cm} , \quad d_1 = 60 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16.3581}{\pi \cdot 180}} = 4,66 \text{ cm} , \quad d_2 = 50 \text{ mm}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16.2387}{\pi \cdot 180}} = 4,07 \text{ cm} , \quad d_3 = 45 \text{ mm}$$

b) A' nin C' ye göre dönme açısı:

$$\phi_{AC} = \phi_{AB} + \phi_{BC}$$

Burada

$$\phi_{AB} = \frac{M_{b1} \cdot \ell_1}{G \cdot I_{p1}} = \frac{7162 \cdot 200 \cdot 32}{85 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot (6)^4} = 0,0132 \text{ rad}$$

ve

$$\phi_{BC} = \frac{M_{b2} \cdot \ell_2}{G I_{p2}} = \frac{3581.200.32}{85.10^4 \cdot \pi \cdot (5)^4} = 0,0137 \text{ rad}$$

olduğuna göre toplam dönme açısı

$$\phi_{AC} = 0,0132 + 0,0137 = 0,0269 \text{ rad}$$

veya

$$\phi_{AC} = 1,54^\circ$$

olarak bulunur.

c) Döndüren dişli B olduğunda,

$$\underline{d}_1 = d_2 = 50 \text{ mm}$$

olur. Mil boyları da eşit olduğundan dönme açıları

$$\phi_{BC} = \phi_{BA} = 0,0137$$