T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

MAKİNA ELEMANLARI I

DERS NOTLARI

Prof.Dr.Vahdet UÇAR
Yrd.Doç.Dr.Ahmet Ç. ÇİLİNGİR
Arş.Gör.R.Ahmed YILDIZ

BÖLÜM 1
GİRİŞ

1.1. Makine Elemanlarının Tanımı

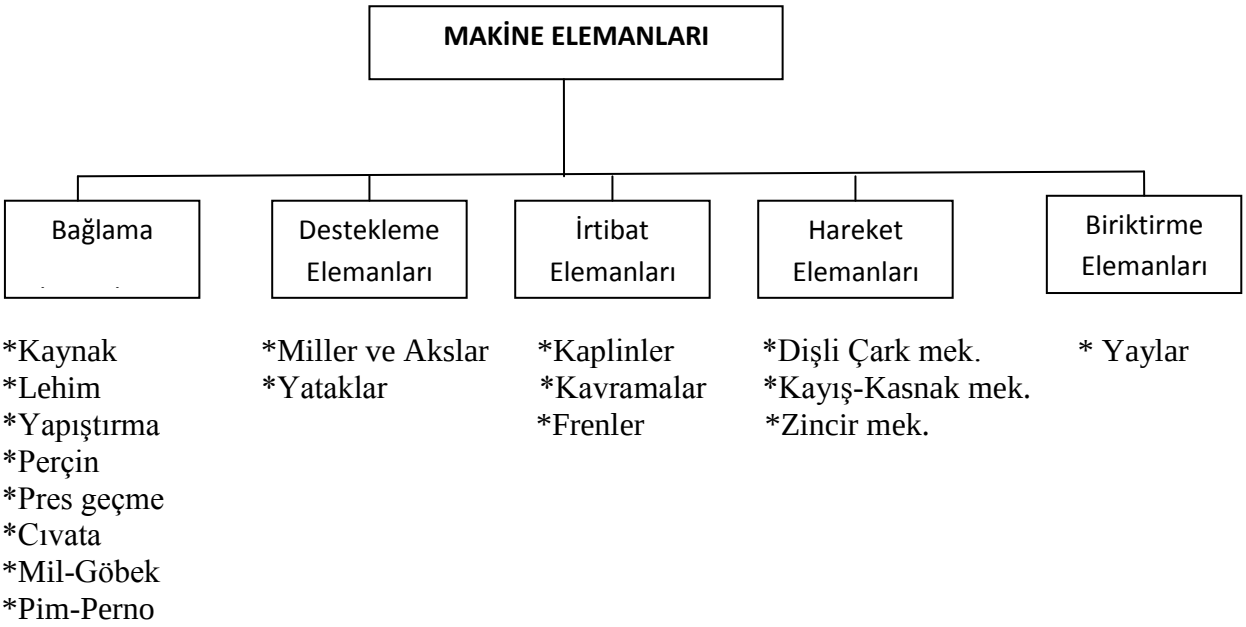
Makine güç ileten, değiştiren veya biriktiren ve bu şekilde faydalı bir iş yapma kabiliyetine sahip bir teknik yapıdır. Makine Elemanları Bilimi, makineleri oluşturan elemanların konstrüksiyon, yani hesaplama ve şekillendirme prensiplerini inceleyen bilim dalıdır. Makine elemanları, farklı makinelerde, farklı boyutlara sahip olarak rastladığımız, temelde yapıları ve işlevleri aynı olan elemanlar olarak tanımlayabiliriz. Örneğin bir cıvata uçakta, dikiş makinesinde, torna tezgâhında, saatte karşılaştığımız bir elemandır. Herhangi bir sistemin makine elemanı olabilmesi için şu şartlara sahip olması gerekir:

- Belirli bir fonksiyonu yerine getirmesi
- Başka bir sisteme bağlı olmadan kendine özgü, hesaplama ve şekillendirme prensiplerine sahip olması.

Makine elemanlarının esas fonksiyonu hareket iletmek veya değiştirmektir; bunlara hareket elemanları adı verilir. Bunların destekleme fonksiyonunu yapan destekleme elemanlarının ve bütün bu elemanların arasında irtibat kuran ve bu elemanların birbirine veya gövdeye bağlayan irtibat elemanları ve bağlama elemanları; ayrıca biriktirme fonksiyonunu yerine getiren enerji biriktirme elemanları da vardır. Bu sınıflandırma Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

A- Bağlama Elemanları: İki veya daha fazla elemanı birbirine veya makineları temele bağlayan elemanlardır. Bu gruba; kaynak, lehim, yapıştırma, perçin, cıvata, pim, perno, paralel kama, kamalı mil, kama, sıkı geçme, sıkma geçme ve konik geçme gibi elemanlar dahildir.

B- Mekanik Enerji Biriktirme Elemanları: Belirli bir enerjiyi, şekil değiştirme ile biriktiren ve istenildiğinde geri veren elemanlardır. Bu gruba yaylar girmektedir.



Şekil 1.1 Makine Elemanlarının Fonksiyon Prensibine Göre Sınıflandırılması

C- Taşıma Elemanları: Dişli çark, kasnak, volan gibi kısa silindirik (disk) şeklinde dönel elemanları taşıyan elemanlardır. Bu gruba miller ve akslar girmektedir. Ayrıca milleri, güç ve hareket elemanları grubuna da dahil edilebilmektedir.

D- Destekleme Elemanları: Genellikle hareket halinde bulunan elemanları destekleyen elemanlardır. Bu grubu; kaymalı yataklar, yuvarlanmalı yataklar (rulmanlar) ve kızaklar oluşturur.

E- İrtibat Elemanları: İki eleman arasında genellikle eksenel yönden irtibat sağlayan elemanlardır. Bu grupta kaplinler ve kavramalar yer alır.

F- Güç ve Hareket İletim Elemanları: Makinanın esas fonksiyonunu yerine getiren ve makinanın güç kaynağından iş kısmına doğru enerji akışını sağlayan elemanlardır. Bu grubu; dişli çarklar, sürtünmeli çarklar, kayış-kasnak mekanizması, zincir mekanizması, cıvata mekanizması gibi elemanlar oluşturur.

Genelde ürün olarak adlandırdığımız herhangi bir makine veya makine elemanı, **konstrüksiyon** ve **imalat** denilen iki mühendislik faaliyetinin sonucu elde edilir.

Konstrüksiyon; herhangi teknik bir sistemin ödevinin kesin olarak belirtilmesi, uygulanacak fiziksel prensiplerin saptanması, bu prensipleri sağlayan elemanların seçimi, bunların montaj ve parça resimlerinin hazırlanmasına kadar geçen bütün faaliyetleri kapsar. Bu durumda konstrüksiyonu, teorik modelin kurulması yani **tasarım** ve teorik modelin gerçekleştirilmesi yani **şekillendirme** olarak iki kısma ayırabiliriz.

İmalat; ise konstrüksiyon sonucu elde edilen verilere dayanan ve bir ürünü yani makine veya makine elemanını somut olarak ortaya çıkaran işlemdir.

1.2. Bağlama Elemanları

Makine elemanlarının en önemli grubunu bağlama elemanları oluşturur. Bağlama elemanları, makineyi oluşturan çeşitli makine parçalarının özellikleri korunarak birbirine bağlanmasını sağlayan elemanlardır. Makine parçalarının ve yapı elemanlarının birleştirilmesi amacıyla çok çeşitli şekillerde imal edilen, fakat makinede mevcut bulunan bağlama elemanları geniş ölçüde standartlaştırılmış olup, büyük seriler halinde imal edilmektedir. Bu nedenle konstrüktör çok defa, hesapla bulduğu büyüklüğe uygun bir standart eleman kullanmak zorunda olduğundan ilgili standartları da çok iyi bilmek zorundadır.

Bağlantı şekilleri, bağlantının yapılma prensibine göre aşağıdaki gibi üç büyük gruba ayrılabilir:

a) Malzeme Bağlı Bağlantılar: Parçalar bağlantı yerinde malzemenin birleşmesi ile çözülemeyecek bir şekilde bağlanır. Gereğinde bağlantıda yardımcı olarak elektrot, lehim malzemesi ve yapıştırıcı gibi ilave malzeme de kullanılır. Kaynak, lehim, yapıştırma bağlantıları olarak sayılabilir.

b) Kuvvet Bağlı Bağlantılar: Parçalar uygun şekilde sıkılarak temas yüzeylerinde normal kuvvetler(ön gerilme) oluşturulur. Hareket ve kuvvet iletmesi halinde normla kuvvetler nedeniyle harekete zıt yönde etkiyen sürtünme kuvvetleri bağlantının devamını sağlar. Sıkı geçmeler, konik geçmeler, pres geçmeler tipik örnekleridir.

c) Şekil Bağlı Bağlantılar: Kuvvet ve hareket iletilmesi bağlantı elemanının şekli ile sağlanır. Örneğin bir pim bağlantısında pimin şekli bozulmadıkça (pim kesilmediği veya şekil değiştirmediği sürece) bağlantı devam eder. Pim ve pernolar, paralel kama şekil bağlantı elemanlarıdır.

Bağlantılar çok kez çözülebilen ve çözülemeyen bağlantılar olarak da sınıflandırılır.

a) Çözülebilen Bağlantılar: Gerek bağlanan parçada ve gerekse bağlantı elemanında bir hasar, bozulma olmadan istenildiği kadar sökülüp takılabilir. Cıvatalar, kamalar, konik geçmeler vb. bu gruba girerler.

b) Çözülemeyen Bağlantılar: Parça veya bağlantı bölgesi bozularak bağlantı çözülür ve bağlantının tekrar yapılması mümkün olmaz. Perçin, kaynak, lehim bu bağlantılar için iyi birer örnektir.

BÖLÜM 2
MUKAVEMET HESABININ ESASLARI

2.1. Mukavemet Hesabının Amacı ve Sırası

Makine elemanlarında mukavemet hesabının iki amacı vardır.

a) Bir konstrüksiyonda ön görülen elemanın taşıması, iletmesi gereken kuvveti veya momenti emniyetli bir şekilde taşıyabilmesi için hangi malzemeden ve hangi boyutlarda imal edilmesi gerektiğinin belirlenmesi

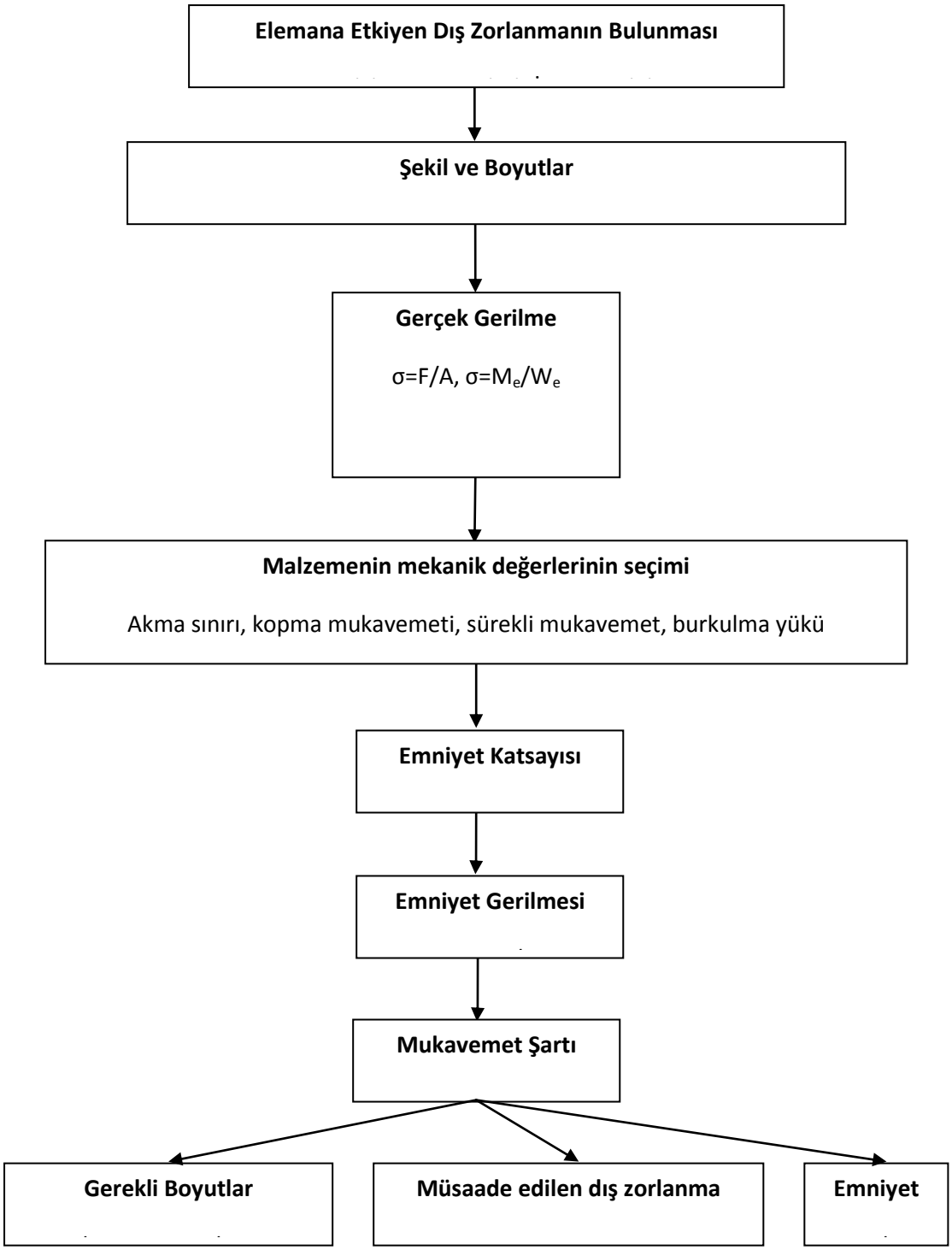
b) İmal edilmiş bir elemanın düşünülen işletme şartları altında hangi kuvvet veya momenti emniyet sınırlarını aşmadan taşıyabileceğinin belirlenmesi.

Her malzemenin zorlanmalara karşı bir dayanma sınırı vardır, akma sınırı, kopma sınırı gibi. Ancak hiçbir zaman zorlanmanın bu sınırlara ulaşması arzu edilmez. Malzeme için karakteristik olan bu sınır değerler, tecrübelerden elde edilmiş bir emniyet katsayısına (S=1,2,….5) bölünerek emniyet gerilmeleri dediğimiz değerler elde edilir ve dış zorlamaların elemanda doğurduğu gerilmeler bu değerlerin altında kalacak şekilde boyutlar seçilir veya elemanın boyutlarının verilmiş olması halinde o boyuttaki elemanda emniyet gerilmesine eş bir gerilme doğuracak kuvvet bulunur ve elemanın bu kuvvetten daha büyük bir zorlamaya karşı karşıya kalmaması istenir. “Emniyetli bir şekilde” deyimi ile gerçekleştirmekten alıkoyacak elastik veya plastik deformasyonun meydana gelmemesi anlatılmaktadır.

Mukavemet hesabı Şekil 2,1’de şematik olarak belirtilen sıra ile yapılır.

1) Elemana etkiyen dış zorlanmaların (kuvvet, moment v.s.) bulunması. Bunların cinsinin(çekme, basma, makaslama, eğilme, burulma), büyüklüğünün doğrultusunun ve değişiminin(statik, dinamik) tayini,

2) Elemanda oluşan gerilmelerin, dış kuvvete, elemanın geometrik şekline ve boyutlarına bağlı olarak hesabı. Çok eksenli gerilme halinde, bulunan gerilme değerleri yardımı ile eşdeğer mukayese gerilmesinin tayini.



Şekil 2.1 Mukavemet hesabının akış şeması

3) Malzemenin mekanik değerlerinden emniyet gerilmesinin tayini,

4) Elemanda oluşan en büyük gerilme veya eşdeğer mukayese gerilmesi ile emniyet gerilmesinin karşılaştırılması. Uğraşılan konstrüktif probleme göre üç hal söz konusu olup, mukavemet hesapları ile bunlar hakkında bir sonuca varılır.

a) Verilen dış zorlamalara göre elemanın gerekli boyutlarının tayini

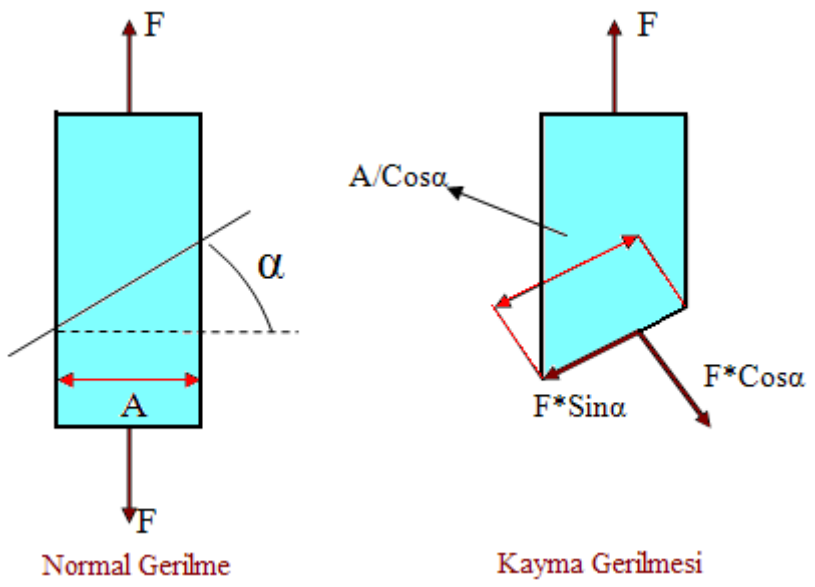
b) Elemanın boyutları belli ise emniyetle karşılanabilecek dış zorlamaların bulunması

c) Verilen boyutlara ve dış zorlamalara göre emniyet katsayısının hesabı.

2.2. Tek Eksenli Gerilme Hali

Makine elamanına etkiyen yükler elemanda çeşitli gerilmeler doğurur. Gerilmeyi basit olarak birim yüzeye düşen yük olarak tanımlayabiliriz.

Kesiti A olan bir çubuğun F kuvveti ile iki ucundan çekildiğini düşünelim. Şekil 2,2'de yatayla α açısı yapan kesitteki gerilmeleri inceleyelim. Gerilim vektörünün incelenen düzlemine dikey olması halinde **normal gerilme**, vektörün kesit düzleminde olması halinde de **kayma gerilmesi** mevcuttur.



Şekil 2.2 Normal ve kayma gerilmesi

Buna göre normal gerilme,

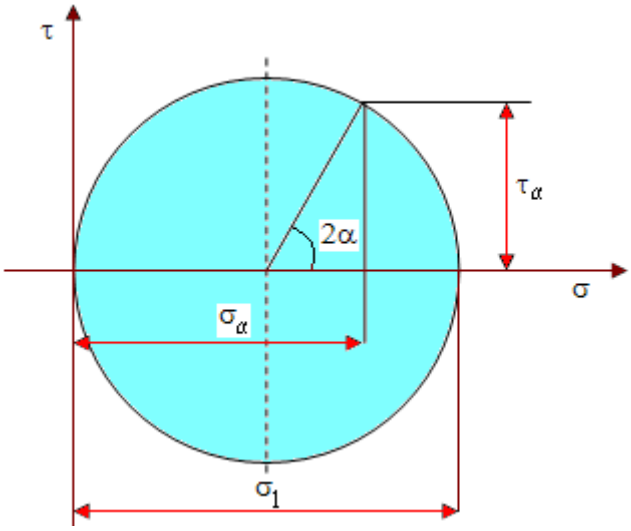
$$\sigma=\frac{F.\cos\alpha}{A/\cos\alpha}=\frac{F}{A}.\cos^2\alpha=\frac{F}{2A}(1+\cos^2\alpha)$$

ve kayma gerilmesi,

$$\tau = \frac{F.\sin\propto}{A/\cos\propto} = \frac{F}{A}.\sin\propto.\cos\propto = \frac{F}{2A}.\sin 2\propto$$

şeklinde yazılabilir.

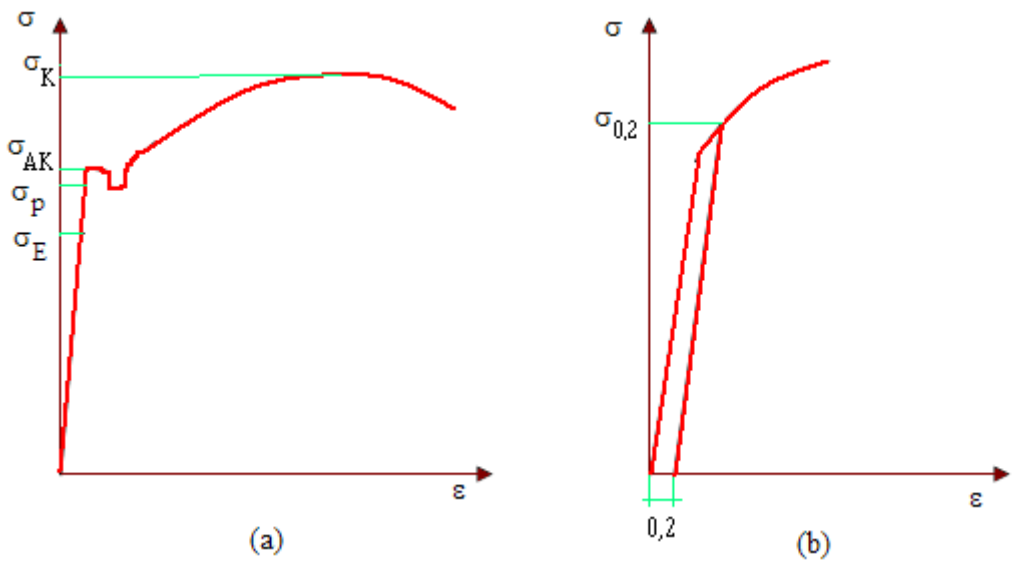
Bu parametreler bir çemberin α parametresine göre gösterilmiştir. Bu nedenle numunenin kesitlerinde oluşan σ ve τ gerilmeleri bir çember üzerinde kolayca okunabilir. Bu daireye MOHR dairesi denir. Şekil2.3'de tek eksen yönünde zorlanmalar için MOHR dairesini göstermektedir. α=0 içi kayma gerilmesi τ =0 olmakta, normal gerilme ise en büyük değerini almaktadır.(Asal gerilme σ1). Kayma gerilmesi ise $\alpha=45^o$ için en büyük değerine ulaşmaktadır.($\tau_{max}=\sigma_1/2$). Bunun içindir ki sünek malzemeler çeki zorlamalarında çoğunlukla 45° eğim altında koparlar. Gevrek malzemelerde ise kırılma açısı 0°'dir.



Şekil 2.3 Tek eksenli zorlanmada MOHR dairesi.

Tek eksenli zorlamanın en iyi örneği standart çekme deneyidir. Çekme deneyi ile malzemenin statik mukavemet değerleri hesaplanır.

Çekme deneyi 20^oC ortam sıcaklığında d_o=10 mm çapında ve $l_o=5*d_o$ uzunluğunda çubuğa sürekli artan bir kuvvet uygulanarak yapılır. Elde edilen gerilme-deformasyon diyagramı üzerinde mukavemet değerleri tarif edilir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Çekme deneyi sonuçları a) Sünek malzeme, b) Gevrek malzeme.

a) Elastik Sınırı(σ_E): Malzemede kalıcı şekil değiştirmenin görülmediği en büyük gerilmedir. Yük kalkınca malzeme tekrar eski boyutlarına döner.

b) Orantı Sınırı (σ_p): Bu sınıra kadar Hooke kanunu geçerlidir ($\sigma = \varepsilon * E$). Gerilmeler uzamalarla orantılıdır.

c) Akma Sınırı (σ_{AK},$\sigma_{0,2}$): Çekme deneyinde çekme kuvvetinin artmasına rağmen malzemede kalıcı şekil değişmenin, akmanın başladığı değerdir. Sünek olmayan malzemelerde akmanın hangi değerde başladığını deneylerle belirlemek mümkün değildir. Akma sınırının belirgin olmadığı bu malzemelerde, meydana getirdiği kalıcı şekil değiştirme %0,2 olan gerilme, teknik akma sınırı olarak kabul edilir.

d) Kopma Mukavemeti (σ_K): Artan yük altında önce geçici şekil değiştirmeler (elastiklik) sınırına, sonra akma sınırına ulaşan malzeme, kuvvet daha da artırılırsa bir an gelir ki malzemede ayrılma olayı başlar ve kopar. Koptuğu andaki kuvvetin, başlangıçtaki kesitine bölünmesiyle elde edilen değer kopma gerilmesini verir.

Yük altında önce geçici şekil değiştirmeye uğrayan, bir elastiklik sınırına sahip malzemelerde hesap genellikle akma sınırına göre yapılır. (Çelik, hafif metaller, çelik döküm v.b). Seramik, porselen, döküm malzemede ise, elastiklik sınırı söz konusu olmadığından kopmaya göre mukavemet hesaplanır.**δ** kopma uzaması,

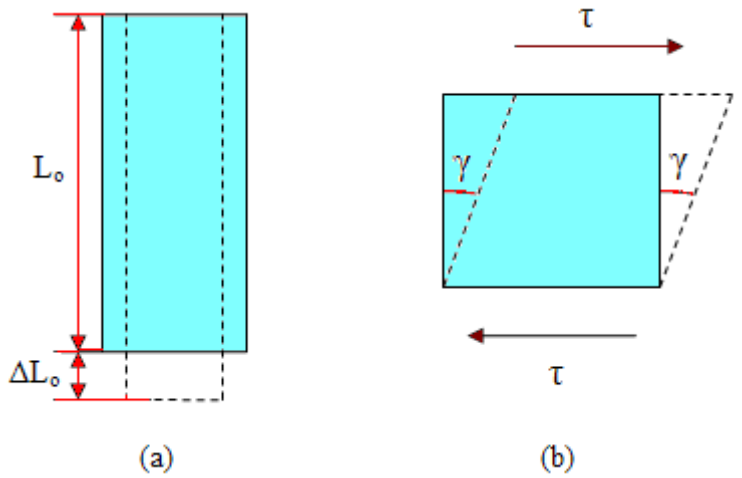
$$\delta = \frac{\Delta l_K}{L_o} . 100$$

veya kopma büzülmesi ψ ise,

$$\psi = \frac{A_o - A_K}{A_o} . 100$$

şeklinde hesaplanır.

Normal gerilmeler ΔL_o boyundaki bir çubuğun ΔL kadar uzamasına neden olurken, kayma gerilmeleri de kesitin γ açısal değişimine sebep olurlar (Şekil2.5).



Şekil 2.5 Malzemede uzama ve açısal deformasyon.

Gerilmeler deformasyon ve malzemelerin mekanik özellikleri arasındaki bağ;

$\sigma = (\Delta L / L_o) . E = \varepsilon . E$ (Hooke kanunu)

$\tau = G . \gamma$

Burada E, elastisite modülü (çelik için 2.1 10^5 N/mm^2); G, kayma modülü (çelik için 0.8 10^5 N/mm^2) dir.

Boyu uzayan malzeme hacmi sabit kalacağından büzülecektir. ε_1 kadar uzayan çubuk, ε_q kadar büzülecektir, çapı daralacaktır:

$\mu = \varepsilon_q / \varepsilon_1$

oranına Poisson katsayısı denir. Burada $\varepsilon_1=(\Delta L/\Delta l_o)$, $\varepsilon_q= (\Delta d_o/d_o)$ dır. Çelik için Poisson oranı 0,3'tür.

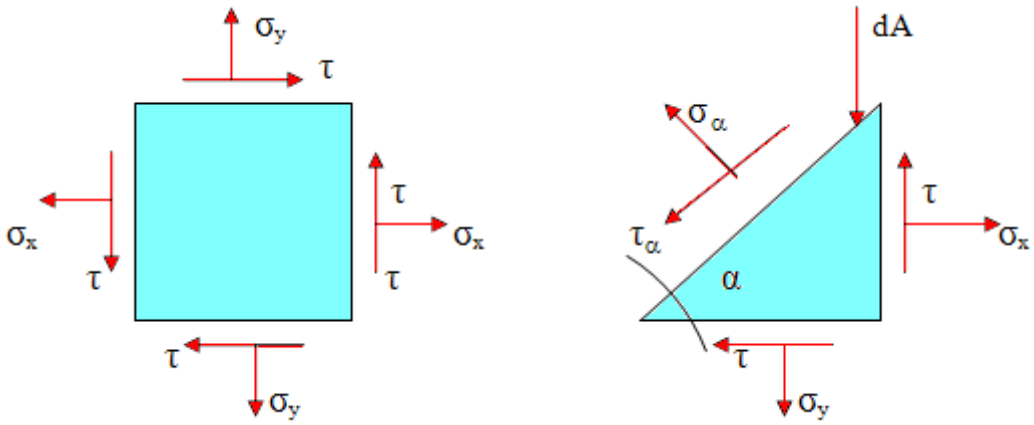
İzotop malzemelerde (her doğrultuda aynı özellikte olan) E,G ve μ arasında;

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$$

bağıntısı vardır.

2.3. İki Eksenli Gerilme Hali

Tek eksen yönünde gerilme haline ancak bazı özel durumlarda rastlanır. İki ekseni yönünde zorlanan bir prizmatik çubuğun xy düzlemindeki kesiti, xy düzlemi ile herhangi bir α açısını yapan düzlemde oluşan gerilmeler Şekil 2.6'da verilmiştir.



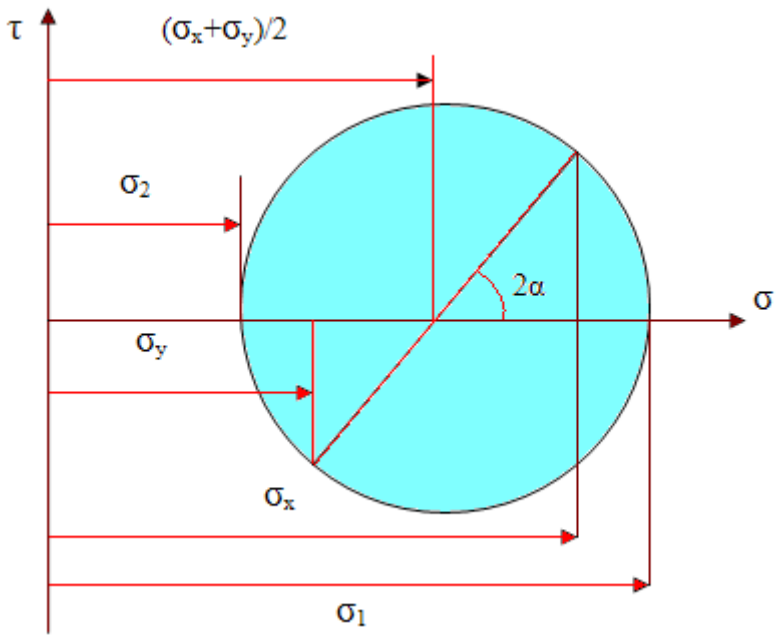
Şekil 2.6 İki eksenli gerilme hali

Kuvvetlerin birbirini dengelediğinden hareketle yeni kesit düzlemine etkiyen σ_α ve τ_α gerilmeleri;

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_x+\sigma_y}{2} + \frac{\sigma_y-\sigma_x}{2}.cos2\alpha - \tau_{xy}.sin2\alpha$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}.sin2\alpha - \tau_{xy}.cos2\alpha$$

şeklinde hesaplanır. Bunların MOHR dairesinde gösterilişi Şekil 2.7'dedir.



Şekil 2.7 İki eksenli zorlanmada MOHR dairesi.

Şekil 2.7'deki MOHR dairesinden asal gerilmelerin,

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

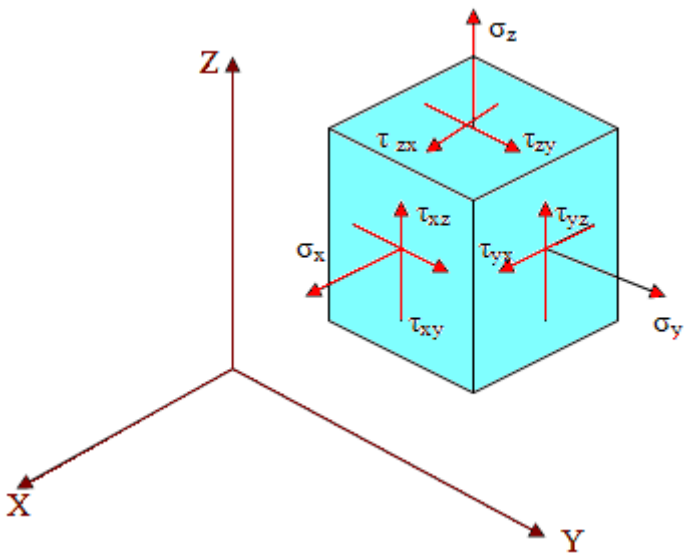
ve maksimum kayma gerilmesinin ise,

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

olduğu görülür.

2.4. Üç Eksenli Gerilme Hali

Makine elemanlarının zorlanmasında rastlanabilecek en genel haldir. Zorlamaya maruz bir cisimden sonsuz küçük küp şeklinde bir eleman kesilirse bunu gerilme durumunun belirtilmesi için küpün 6 yüzündeki 9 gerilme bileşeninin göz önüne alınması gerekir (Şekil 2.8).

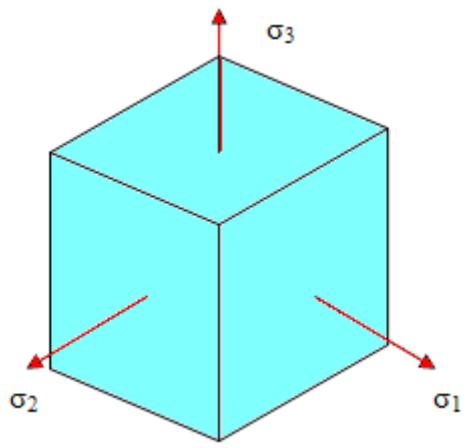


Şekil 2.8 Üç eksenli gerilme hali.

Bitişik düzlerdeki kayma gerilmelerinin eşit olması gerektiğinden

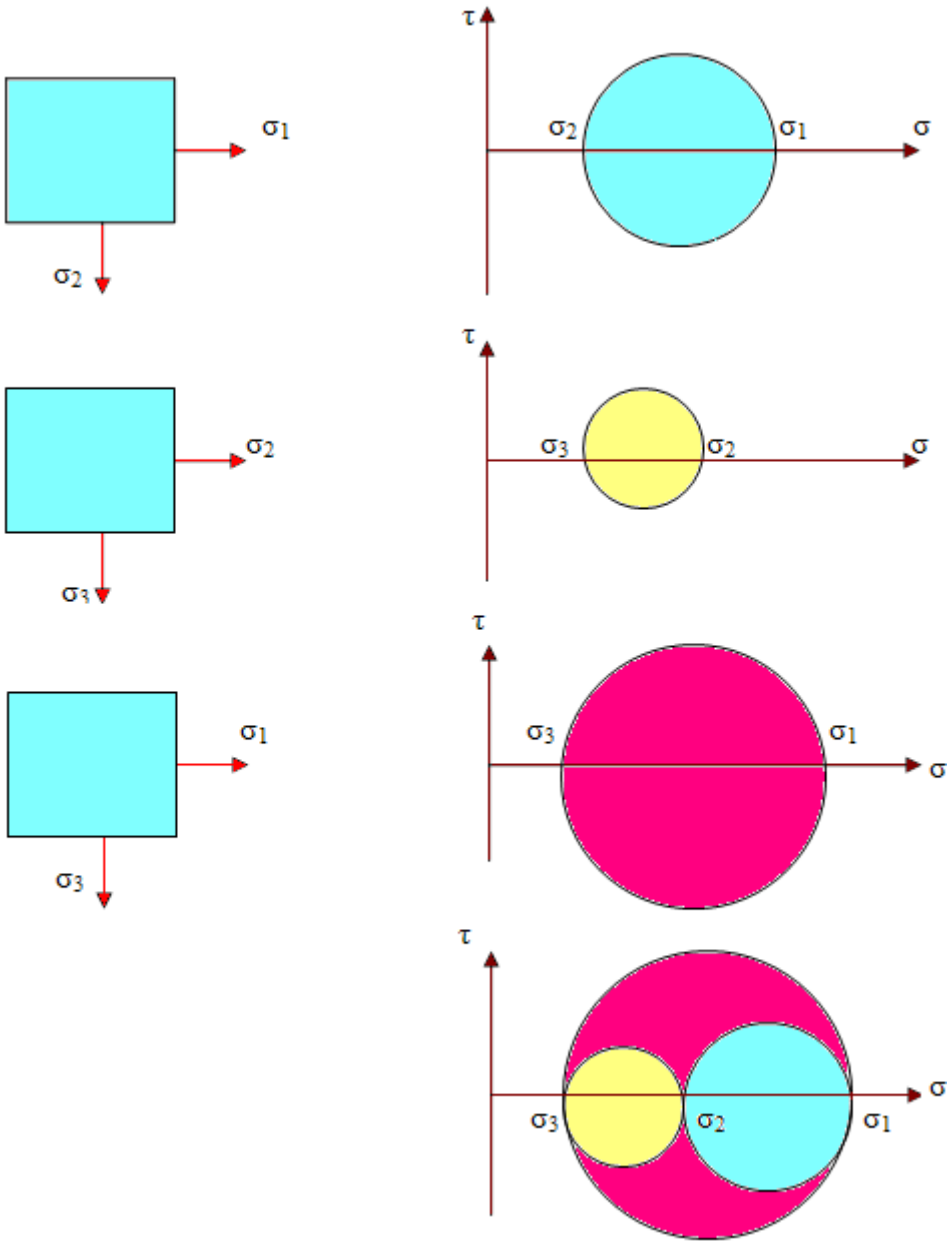
$$\tau_{xy} = \tau_{yx}\ ,\ \ \tau_{yz} = \tau_{zy}\ ,\ \tau_{xz} = \tau_{zx}$$

yazılabilir. Buna göre bir noktadaki gerilme durumunu tam olarak belirtmek için 6 gerilme bileşeni yeterlidir. Cismin içinde ikişer ikişer birbirine dik öyle üç düzlem bulunur ki, bunlardaki kayma gerilmeleri sıfır olup normal gerilmeler maksimum değerini alırlar. Normal gerilmelerin maksimum değer aldıkları doğrultulara Asal gerilme doğrultuları, gerilmelere de Asal gerilme adı verilir ve σ_1, σ_2, σ_3 olarak gösterilirler. Bu halde 3 asal gerilme ile belli bir noktadaki gerilme durumu tam olarak tarif edilmiş olur (Şekil 2.9).



Şekil 2.9 Asal gerilmeler

Üç eksenli gerilme halinin incelenmesi çoğunlukla zorluklar doğurduğundan, bir yöndeki gerilmeler ihmal edilip, olay iki eksenli zorlanma haline indirgenerek incelenir. Problemin iki eksenli gerilme halinde ayrı ayrı düzlemler şeklinde incelenmesi ve buradan maksimum kayma gerilmesinin elde edilmesi örnek olarak Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Üç eksenli gerilme halinde asal gerilmelerin bulunması.

Bu örnekte maksimum kayma gerilmesi;

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

olur.

2.5. Zorlanma Çeşitleri

1) Çekme: Şekil 2.11.a'daki çubuk ekseni boyunca etkiyen 2 kuvvetle çekilmektedir. Kuvvetlerin etkisiyle çubuğun boyu uzar. Gerilme $\sigma = F / A$ formülüyle hesaplanır.

2) Basma: Şekil 2.11.b'deki eleman, ekseni boyunca etkiyen 2 kuvvet dolayısıyla basma etkisindedir ve boyu kısalmaktadır. Gerilme $\sigma = F / A$ ile hesaplanır.

3) Burkulma: Şekil 2.11.c'deki çubuk, kesidine oranla çok uzun olduğundan, F kuvvetlerinin etkisiyle burkulacaktır. Burkulma kontrolünün yapılabilmesi için elemanın narinlik derecesi γ'nin bilinmesi gerekir. Narinlik derecesi γ konstrüksiyona göre hesapla bulunan çubuk burkulma uzunluğu s'nin atalet yarıçapı i'ye bölünmesiyle elde edilir. Atalet yarıçapı,

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

şeklinde hesaplanır. Burada I çubuğun en küçük yüzeysel atalet momenti, A ise çubuğun dik kesit alanıdır.

Eğer hesaplanan narinlik derecesi γ, $\gamma_o = \pi E/\sigma_p$ dan büyük ise burkulma elastik burkulmadır. $\gamma < \gamma_o$ ise elastik olmayan burkulma tehlikesi mevcuttur. Elastik bölgede burkulma gerilmesi,

$$\sigma_{Bk} = \frac{F_{Bk}}{A} \qquad \text{ve} \qquad F_{Bk} = \frac{\pi.E.I}{s^2}$$

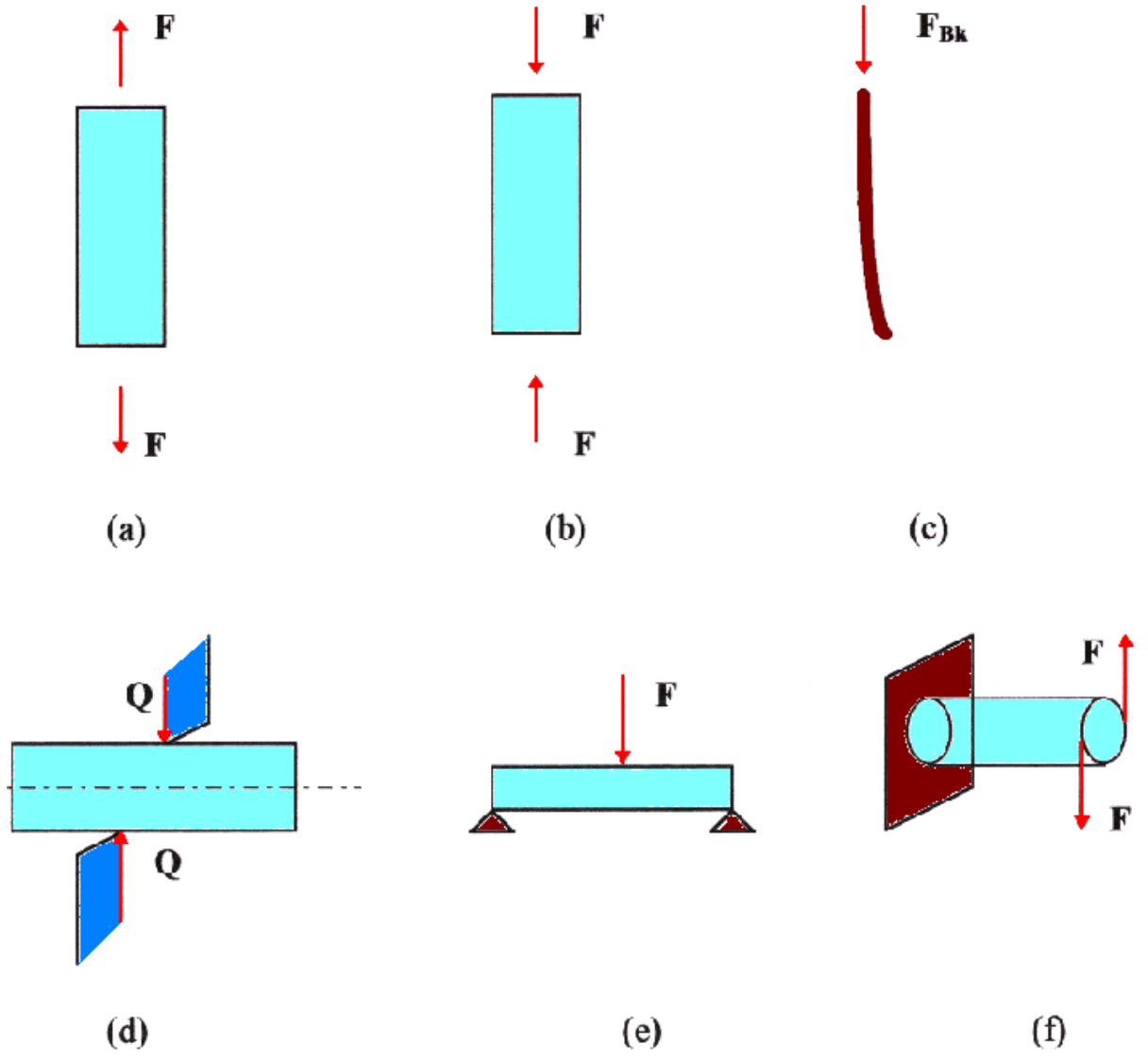
ile hesaplanır.

4) Kayma: Şekil 2.11.d'deki elemana etkiyen eşit büyüklükte ve birbirine zıt yöndeki kuvvetler, elemanın parçalarını bu kesitte birbirinden kaydırmaya, kesmeye çalışmaktadır. Kayma gerilmelerinin üniform yayıldığı kabul edilirse, Q (Kesme kuvveti) ve A makaslanan alanı göstermek üzere kayma gerilmeleri $\tau = Q / A$ bağıntısı ile belirtilir.

5) Eğilme: Eğilmeye zorlanan bir çubukta F kuvveti çubuk eksenine dik olarak etkir ve bu ekseni eğilmeye zorlar (Şekil 2.11.e) eğilme gerilmesi $\sigma_e = M_e / W_e$ formülü ile hesaplanır.

6) Burulma: Şekil 2.11.f'deki çubuğa aynı düzlemde iki F kuvveti etkimektedir. Bu kuvvetler çifti çubuğun kesitlerini birbirine göre burmaya çalışır. Burulma gerilmesi değeri $\tau = M_b/W_b$ ifadesi ile hesaplanır.

7) Bileşik Zorlama: Bir elemanda birden fazla zorlanma çeşidi varsa, elemanın bileşik zorlanmaya göre hesaplanması gerekir.



Şekil 2.11 Zorlanma çeşitleri

2.6. Malzemenin Mukavemet Değerlerinin Seçimi ve Emniyet Katsayısı

Malzemenin hesaplarda göz önüne alınması gereken mukavemet değerleri, bu malzemeden yapılan elemanın kullanılmaz hale gelme veya kırılma şekline bağlıdır. Eğer malzemenin bozulma sebebi, müsaade edilemeyecek kadar büyük kalıcı şekil değiştirme ise kabul edilecek mukavemet değeri akma sınırıdır. Çatlak teşekkülü veya kırılma ile bozulma meydana geliyorsa göz önüne alınacak mukavemet değeri kopma mukavemetidir. Yorulma kırılması ise sürekli mukavemet değeri seçilmelidir. Burkulmada ise Euler veya Tetmayer'e göre burkulma yükü dikkate alınmalıdır.

Emniyet katsayısı S,

S= Mukavemet Değerleri / Gerçek Zorlanma

Olarak tanımlanır ve S >1 alınır. Emniyet katsayısı, hesaplardaki muhtemel bütün belirsizlikleri göz önüne alınarak seçilmelidir. Yük ve sıcaklığın zamanla değişimi, malzemenin işlenme si sonucu değişmeler, parçadaki boyut farkları, çentikler sonuca etki eden ve önceden tam olarak bilinmeyen belirsizliklerdir. Emniyet katsayısının büyüklüğü ayrıca muhtemel tehlikenin durumuna da bağlıdır. İnsan hayatının söz konusu olduğu hallerde emniyet katsayısı daha büyük seçilir. Genellikle emniyet katsayısının aşağıdaki sınırlar içinde olması uygun olur.

Şekil değiştirmeye karşı	1,2…2
Kırılmaya karşı	2…...4
Sürekli mukavemet	2…...3
Burkulma	3 …..5

2.7. Kırılma Hipotezleri

Malzemelerin literatürde verilen mukavemet değerleri tek eksenli gerilme doğuran deneylerden elde edilmiştir. Bu değerlerle çok eksenli gerilme hali için bir sonuca varmak zordur. Bu nedenlerle çok eksenli gerilme hali için uygun bit büyüklük bulunup bunun bir eksenli gerilme ile mukayese edilmesi gerekir. Bu şekilde çok eksenli gerilme hali teorik olarak bir eksenli gerilme haline dönüştürülmüş olur. Bu amaçla malzemenin kullanılma

duruma gelmesini açıklayan bir seri "Kırılma Hipotezi" geliştirilmiştir. Bu hipotezler yardımıyla çok eksenli gerilme hali için mukayese gerilmesi σ_v (eşdeğer gerilme) hesaplanabilir. En önemli kırılma hipotezleri aşağıda belirtilmiştir.

1) Maksimum normal gerilme hipotezi: Kopma, normal gerilmelerin belli bir değeri aşması sonucu ortaya çıkar. İki eksenli gerilme hali için mukayese gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa,

$$\sigma_v = \frac{\sigma_e}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

olarak hesaplanır.

2) Maksimum kayma gerilmesi hipotezi: Hasar, maksimum kayma gerilmesi belirli bir değeri aşınca meydana gelir. Buna göre iki eksenli gerilme için;

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa,

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 4\tau^2}$$

olur.

3) Maksimum şekil değiştirme hipotezi: Maksimum şekil değiştirmenin (zorlanma), akma dayanımına karşılık gelen şekil değiştirme miktarını aşmasıyla malzeme akmaya başlar. Buna göre iki eksenli gerilme için;

$$\sigma_v = 0{,}35.(\sigma_x + \sigma_y) + 0{,}65\sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa,

$$\sigma_v = 0{,}35.\sigma_e + 0{,}65.\sqrt{\sigma_e{}^2 + 4\tau^2}$$

4) Maksimum şekil değiştirme enerjisi: Çok eksenli gerilme durumunda, birim şekil hacme düşen maksimum şekil değiştirme enerjisi belli bir değeri aşınca kırılma meydana gelir. Buna göre iki eksenli gerilme için;

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3.\tau_{xy}^2}$$

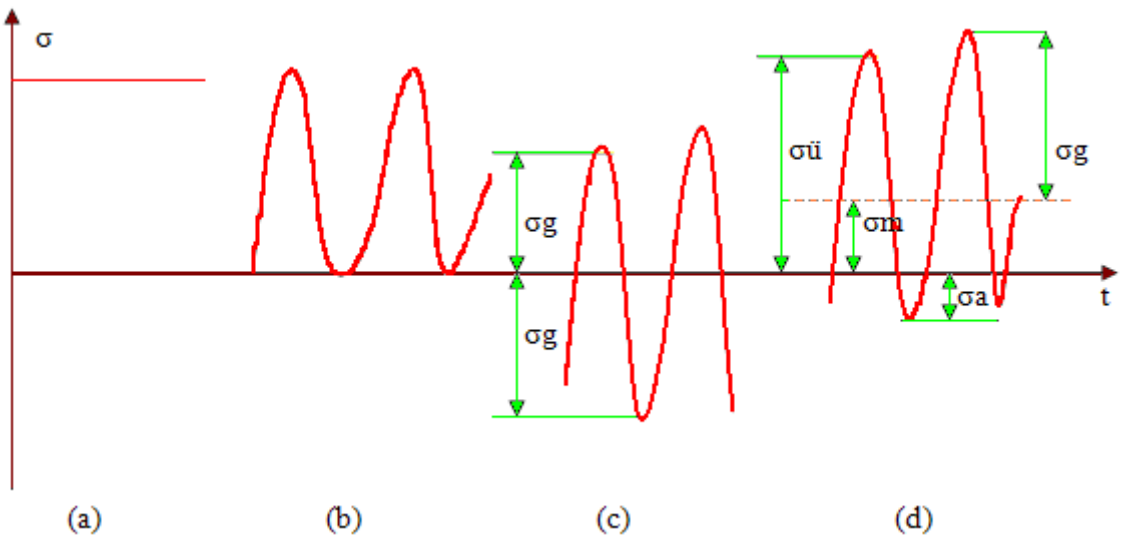
Eğilme ve burulma gerilmeleri birlikte etki ediyorsa,

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 3.\tau^2}$$

2.8. Makine Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Boyutlandırılması

Bir elemana etkiyen kuvvetin değeri kısa zaman aralığında değişiyorsa dinamik yük söz konusudur ve parça bir süre sonra yorulma sonucu kırılır. Bu sebepten dinamik zorlamalarda eleman yalnız şekil değiştirme ve kırılmaya göre değil yorulmaya göre de hesap edilmelidir.

Makine elemanları genellikle dinamik zorlanmalar etkisindedir. Bu yüzden elemanlardaki gerilmelerin büyüklüğü zamana bağlı olarak değişir. Şekil 2.12 tek eksenli bir gerilme durumunda zamana göre değişme çeşitlerini göstermektedir.



Şekil 2.12 Dinamik zorlanma çeşitleri a) Statik, b) Titreşimli, c) Tam değişken, d) Bileşik (Genel gerilme durumu)

Şekil 2.12'deki $\sigma_ü$, σ_a, σ_m gerilmeleri sırasıyla makine elemanına etkiyen üst, alt ve ortalama nominal gerilmeleri göstermektedir. Gerilme genliği σ_g, üst gerilme ile alt gerilme arasındaki farkın yarısına eşittir.

$$\sigma_g = \frac{\sigma_ü - \sigma_a}{2}$$

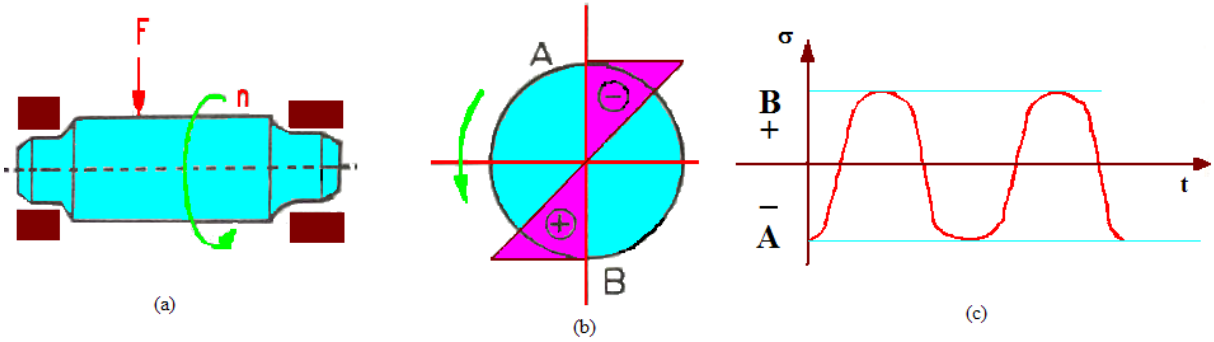
Ayrıca Şekil 2.12'den;

$$\sigma_ü = \sigma_m + \sigma_g, \qquad \sigma_a = \sigma_m - \sigma_g, \qquad \sigma_m = (\sigma_ü + \sigma_a)/2$$

bağıntıları da okunabilir.

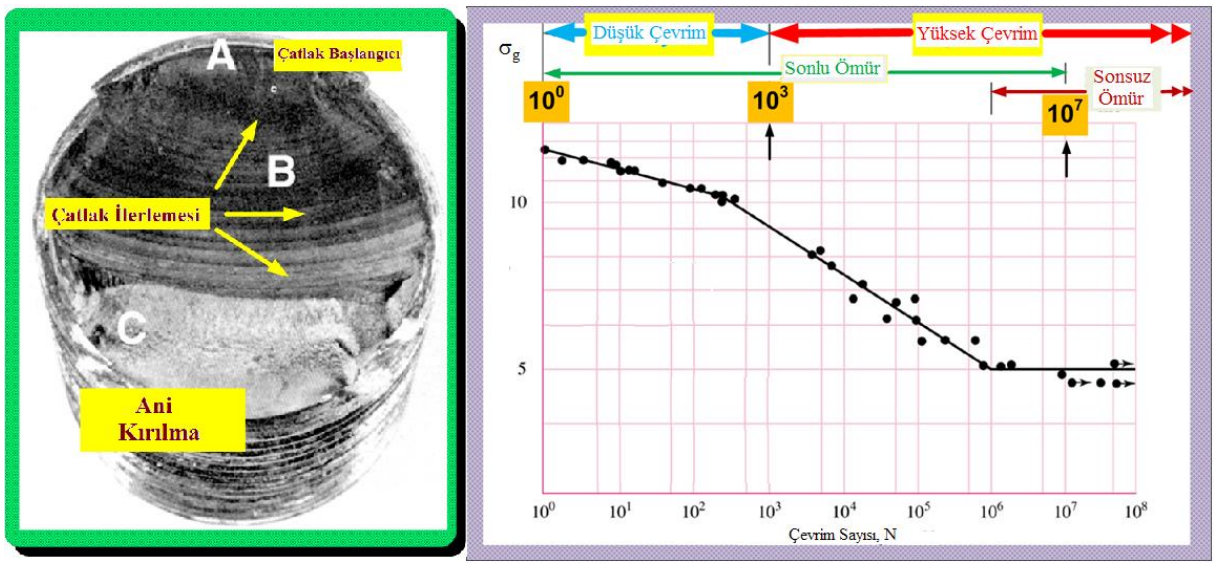
2.8.1. Dinamik zorlanmada makine elemanlarının ömrü

Genellikle makine elemanları değişken yüklere ve gerilmelere maruzdur. Yük statik de olsa, çalışma sırasında eleman kesitinde oluşan gerilmeler değişken olabilir. Örneğin Şekil 2.13'de görüldüğü gibi statik bir yük altında dönen milin herhangi bir anda üst tarafı basmaya alt tarafı ise çekmeye maruz kalır. Milin 180˚ dönmesi durumunda ise bir süre önce çekmeye maruz kalan kısım bu durumda basmaya ve önce basmaya maruz kalan kısım da çekmeye maruz kalacaktır. Böylece malzeme pozitif ve negatif eşit değerler arasında periyodik bir değişim gösteren gerilmelere yani, tam değişken zorlanmaya maruz kalır.



Şekil 2.13 Bir milin zorlanması.

Değişken zorlanmalara maruz makine elemanlarında gerilmelerin maksimum değeri yerine bunların genliği ve periyodik değişimi yani tekrarı önemlidir. Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemelerin iç bünyesinde oluşan ve kopmaya neden olan değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye ömür denir. Genellikle elemanın ömrü N ile simgelenen yük tekrar sayısı ile tanımlanır. Değişken zorlanmalarda malzeme iç yapısındaki küçük bir boşluk veya yüzeyindeki zayıf bir noktadan kopma başlar. Bu nokta veya boşluk etrafında gerilme yığılmaları meydana gelir ve bu gerilme yığılmaları malzemenin mukavemet sınırına erişince çatlak oluşur. Tekrarlanan yük ve gerilme yığılmaları etkisiyle çatlak ilerleyerek nihayet küçülen kesit yükü taşıyamaz duruma gelir ve malzeme kopar. Bu olaya bağlı olarak kopma yüzeyleri birbirinden çok farklı iki bölgeden meydana gelmektedir (Şekil 2.14a). Mat ve düzgün olan kısım çatlağın oluştuğu ve ilerlediği bölgeyi, parlak ve taneli olan kısım ise birbirinden kopan bölgeyi göstermektedir.



Şekil 2.14 a) Yorulma kopması, b) Wöhler diyagramı.

Değişken zorlamada malzemenin yorulma mukavemetini tayin etmek için sabit bir ortalama gerilme (σ_0) üzerine başka deneme çubukları ile ve her defasında başka bir gerilme genliği (σ_g) bindirilerek eleman kopuncaya kadar geçen N yük tekrar sayısı tespit edilir. Böylece, σ-N veya Wöhler diyagramı olarak bilinen diyagram elde edilir (Şekil 2.14.b). Wöhler eğrisinin incelemesinden şu sonuçlar ortaya çıkar:

a. İki kısımdan oluşan eğirinin eğik olarak inen kısmına ait mukavemet değerlerine zaman mukavemeti, (σ_{DN}) eğrinin yatay kısmındaki değerlere ise sürekli mukavemet sınırı (σ_D) adı verilir.
b. Yük tekrar sayısı (N) arttıkça σ_g azalır; şöyle ki belirli bir yük tekrar sayısı (N_0) için malzemenin kopmadan devamlı olarak dayanabileceği bir minimum gerilme genliği vardır. Bu gerilme genliğine, o malzemenin sürekli mukavemet sınırı (σ_D) denir. Bu sınıra denk gelen yük tekrar sayısına sonsuz (sürekli) ömür sınırı (N_0) denilir. Şekil 2.14.b'de görüldüğü gibi çelik malzemelerde bu sınır $N_0=10^6 – 10^7$ arasında değişir.

Bu sonuçlara göre tam değişken zorlanmaya maruz malzemeleri mukavemet sınırları olarak:

$N \geq N_0$ yani **sonsuz ömür** için, σ_D **sürekli mukavemet sınırı**;
$N < N_0$ yani **sonlu ömür** için, σ_{DN} **zamana bağlı mukavemet** alınır.

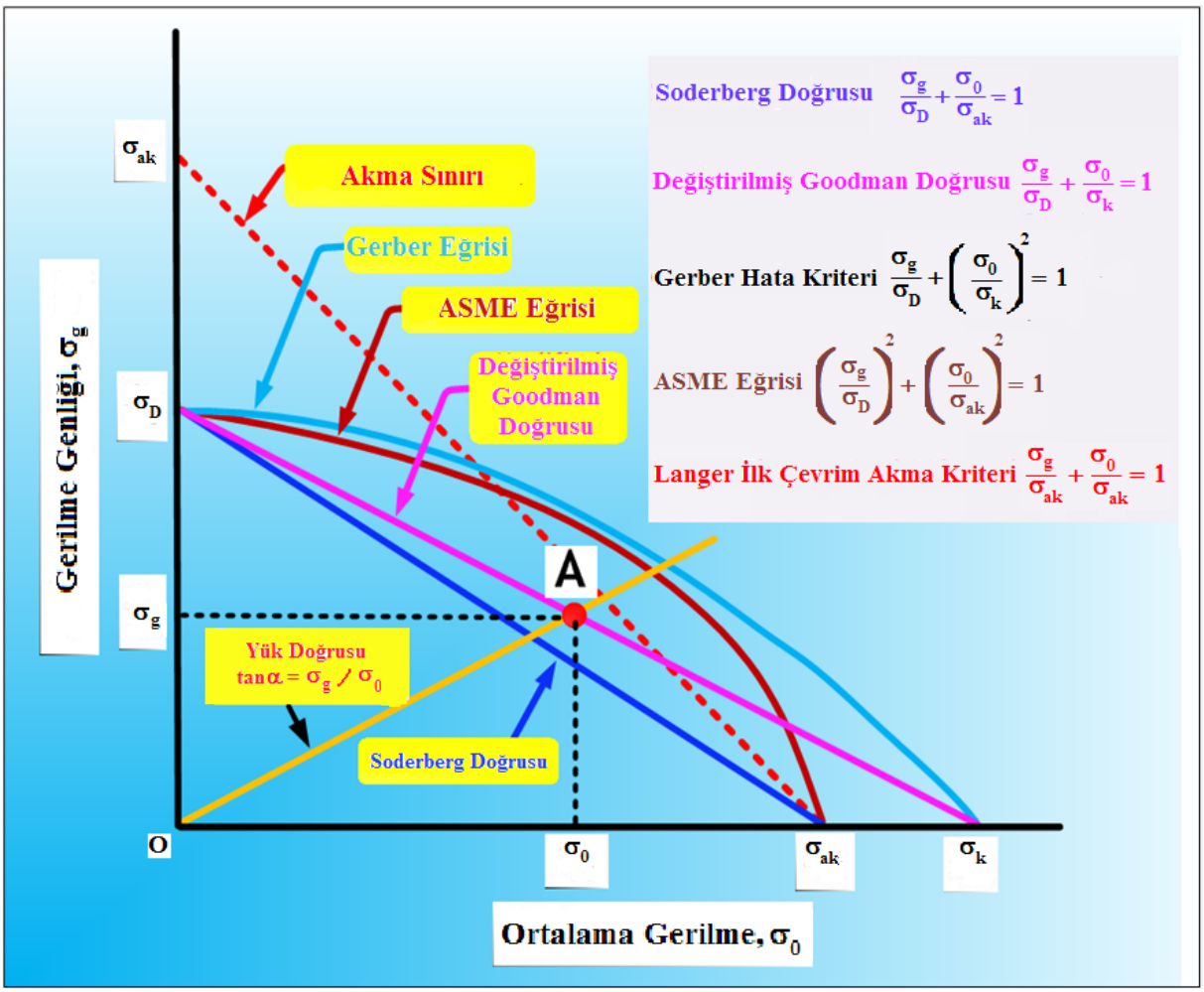
2.8.2. Sürekli mukavemet diyagramları

Sürekli mukavemet diyagramları, belirli bir malzeme ve zorlanma çeşidi için muhtelif zorlanma bölgelerinde yapılan seri sürekli mukavemet deneyi sonucunda elde edilen Wöhler eğrilerinin sonuçlarından yararlanılarak çizilir.

Genel değişken zorlanmada her σ_0 ve σ_g değerine karşılık, bir mukavemet sınırı tayin edilmesi gerekir. Ancak bu durum çok geniş bir zorlanma alanını kapsadığı için her durum için bir mukavemet sınırı tespit etmek zordur. Bu nedenle genel değişken zorlanmalar için mukavemet sınırı; Goodman-Soderberg ve Smith diyagramı olmak üzere esas iki yönteme göre tayin edilir.

2.8.2.1. Goodman-Soderberg Yöntemi

Statik, tam değişken ve genel değişken mukavemet sınırlarını yatay ekseni σ_0 ve düşey ekseni σ_g olan bir eksen takımı üzerinde temsil edersek, Şekil 2.15'de görüldüğü gibi Haig diyagramını elde ederiz. Bu diyagramda yatay eksen (σ_0), esas statik zorlanma halini (σ_g=0) ve düşey eksen (σ_g), tam değişken zorlanma halini (σ_0=0) gösterir. Ayrıca σ_0 ve σ_g eksenleri tarafından belirtilen $O_{\sigma D\ \sigma K}$ alanı ise genel değişken zorlanma hallerini göstermektedir. Bu durumda σ_0 ekseni üzerinde malzemesinin statik mukavemet sınırı (σ_{ak} veya σ_k); σ_g ekseni üzerinde malzemenin sürekli mukavemet sınırı σ_D ve alan içerisinde genel değişken mukavemet sınırları temsil edilir. Genel değişken mukavemet sınırları Şekil 2.15'de görüldüğü gibi Gerber adı verilen bir eğriyi meydana getirmektedir ve bu eğri genel değişken zorlanmada malzemenin mukavemet sınırını temsil eder. Böylece tüm zorlanma halleri için malzemenin mukavemet sınırları belirlenebilir. Eğer malzemeye etki eden nominal gerilmeler bu sınırların içerisinde kalıyorsa malzeme kopmaz ancak bu sınırların üstünde ya da dışında kalırsa malzeme kopar.



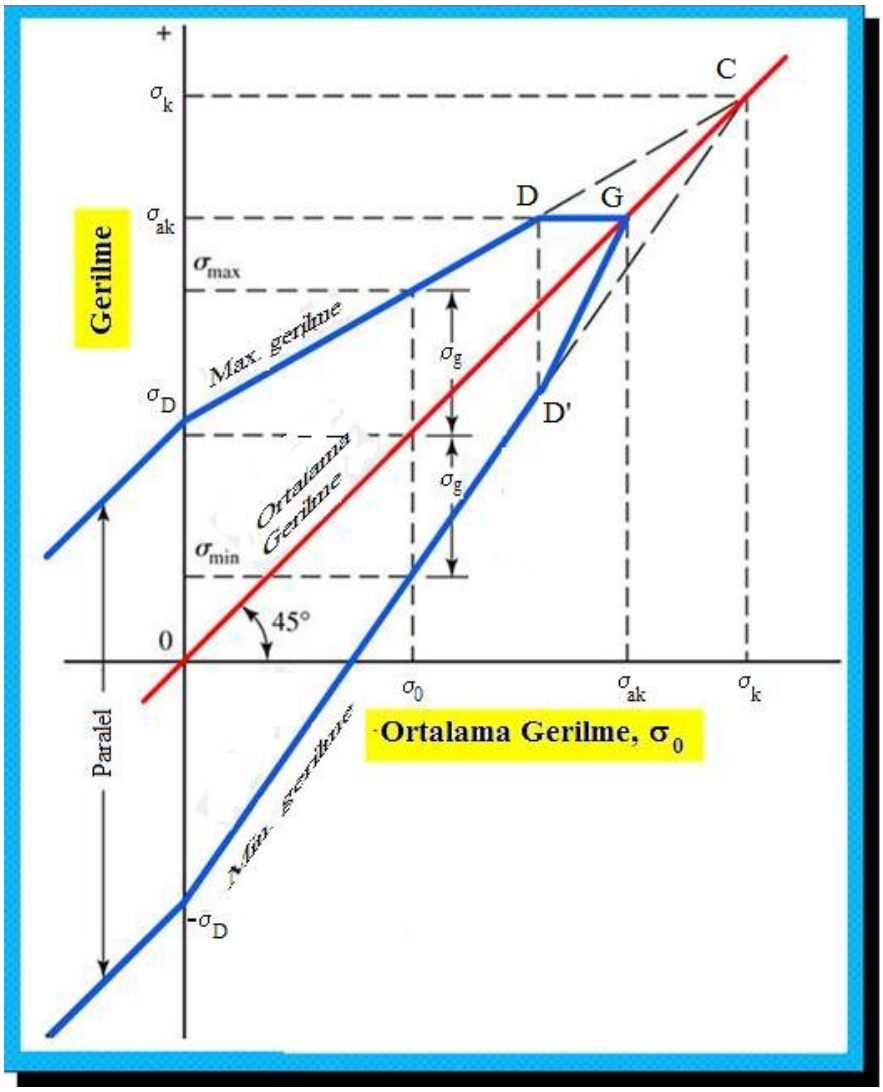
Şekil 2.15 Haig Diyagramı

Haig diyagramının başka bir özelliği, belirli bir zorlanma halinin O noktasından geçen bir doğru ile ifade edilmesidir (Şekil 2.15). Örneğin OA doğrusu üzerinde tüm noktalar σ_{min}=0 ve σ_0= σ_g değerine sahip genel değişken (titreşimli) zorlanmayı temsil etmektedir. A noktasından σ_D'ye yaklaştıkça gerilme genliği (σ_g) artmakta ve ortalama gerilme (σ_0) azalmaktadır. Aynı şekilde A noktası σ_k'ya yaklaştıkça gerilme genliği (σ_g) azalmakta ve ortalama gerilme (σ_0) artmaktadır. Herhangi bir zorlanma halinin σ_0 ve σ_g değerleri bilindiği durumda bunun Haig diyagramındaki konumu $\tan\alpha = \sigma_g / \sigma_0$ bağıntısı ile bulunur.

Gerber eğrisi ikinci derece bir denklem ile temsil edilir ve bu durum pratikte hesaplar için uygun değildir. Bu nedenle mukavemet sınırlarını bir doğru ile temsil eden Goodman ve Soderberg yaklaşımları kullanılır. Gevrek malzemeler için Goodmn doğrusu σ_D ve σ_k noktalarını; sünek malzemeler için Soderberg doğrusu σ_D ve σ_{ak} noktalarını birleştirir (Şekil 2.15).

2.8.2.2. Smith yöntemi

Smith diyagramı zorlanma hallerinin genel temsil tarzıdır. Bu diyagramda zorlanmaları karakterize eden maksimum gerilme (σ_{max}), minimum gerilme (σ_{min}), ortalama gerilme (σ_0) ve gerilme genliği (σ_g) değerleri gösterilmektedir (Şekil 2.16). Burada yatay eksen ortalama gerilmeleri (σ_0) ve düşey eksen ise maksimum gerilme (σ_{max}), minimum gerilme (σ_{min}) değerlerini temsil eder. Her iki ekse üzerinde kopma gerilmesi (σ_k) değerlerinden yatay ve düşey çizgiler çizilerek elde edilen kesişim noktası (C noktası) statik mukavemet sınırını temsil eder.



Şekil 2.16 Smith Diyagramı

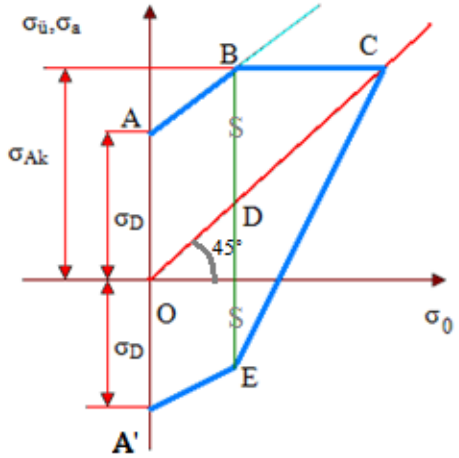
Smith diyagramında yatay eksenle 45° eğim yapan ve orijinden geçen doğru, genel değişken zorlanmalarda mukavemet sınırının ortalama değerini; ortalama çizgisinden σ_{max} ve σ_{min} çizgilerine kadar olan mesafe gerilme genliği (σ_g) değerini temsil eder. Herhangi bir zorlanma halinde nominal gerilmelerin σ_{max} ve σ_{min} değerleri, diyagramdaki maksimum ve minimum çizgilerinin içerisinde kalıyorsa malzeme kopmaz.

Smith diyagramında düşey eksende σ_{ak} değerinden yatay bir çizgi çizilirse maksimum gerilme çizgisini D noktasında ve açı ortayı ise G noktasında keser. Ayrıca D noktasının minimum gerilme çizgisi üzerindeki simetrisi olan D' noktası da tespit edilir. Burada D noktası ile σ_D ve D' noktası ile $-\sigma_D$ noktaları birleştirilirse Smith diyagramının basitleştirilmiş şeklini elde ederiz.

2.8.3. Sürekli mukavemet diyagramının yaklaşık çizimi

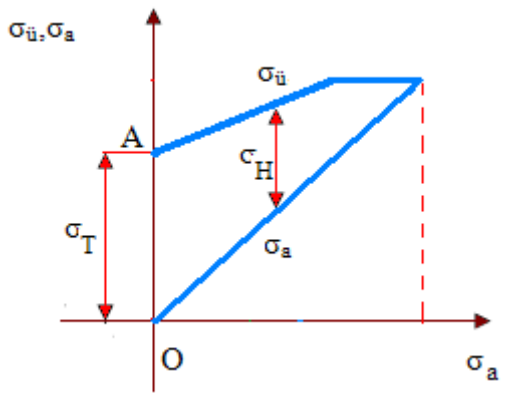
Çelikler için verilen zorlanma durumundaki tam değişken mukavemet değeri σ_D ve akma sınırı σ_{Ak} belli ise sürekli mukavemet diyagramını yaklaşık olarak çizmek mümkündür.

Şekil 2.17'de gösterildiği gibi tam değişken mukavemet değeri σ_D ordinat ekseni üzerinde pozitif ve negatif bölgelere taşınarak A ve A' noktaları elde edilir. A noktasında çizilen ve yatayla 40° lik açı yapan doğru, üst mukavemet eğrisinin bir kısmıdır. Bu doğrunun akma sınırını kestiği B noktasından itibaren üst mukavemet eğrisi akma sınırı doğrusunu takip eder ve C'de son bulur. Alt mukavemet eğrisinin elde edilmesi için BD=DE olacak şekilde E noktası bulunur. CEA kırık doğrusuda alt mukavemet eğrisini belirtir.



Şekil 2.17 Smith diyagramının yaklaşık çizimi

Sürekli mukavemetin diğer bir ifade şekli olan Goodman diyagramında ise yatay eksene alt gerilme (σ_a) değerleri taşınır ve 45°'lik açıortay çizilir. Smith diyagramından farklı olarak açıortay ortalama gerilmeyi değil de alt gerilmeyi ifade eder ve dikey eksen ise üst gerilmeyi gösterir. Üst gerilme doğrusuyla açı ortay arasındaki dikey mesafeler $\sigma_ü - \sigma_a = \sigma_H$ değerini verir (Şekil 2.18). Sadece çekmeye ya da basmaya zorlanan yayların hesaplanmasında Goodman diyagramından yararlanılır.



Şekil 2.18 Goodman diyagramının yaklaşık çizimi

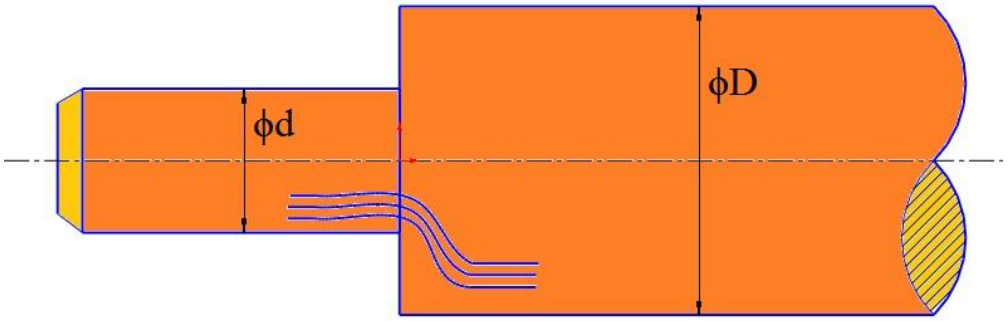
2.8.4. Sürekli mukavemeti azaltıcı etkenler

Sürekli mukavemet diyagramlarının elde edilmesi için yapılan deneylerde 10mm çapında, üzerleri parlatılmış deney çubukları kullanılır. Endüstride kullanılan makine elemanlarının boyut ve üst düzey özellikleri ise kullanılan deney çubuklarından çok farklıdır. Ayrıca makine elemanlarının kesitleri konstrüktif nedenlerle(kama yuvası, fatura gibi) ani değişmeler gösterir. Makine elemanlarının deney çubuğundan farklı olan bu durumları mukavemet azaltıcı etkenler olarak 3 grupta incelenir.

a) Parça Büyüklüğü Etkeni: Özellikle eğilme ve burulmada kesit üzerinde üniform olmayan gerilme dağılımı dolayısıyla sürekli mukavemet parça büyüklüğüne bağlıdır. 10mm'den daha büyük çaplı kesitler için mukavemet azaltıcı bu durum b_o çap düzeltme kat sayısı ile göz önüne alınmalıdır. Parça büyüklüğü bütün mukavemet değerlerini etkiler bu yüzden bütün mukavemet değerleri b_o ile çarpılırsa, deneme çubuğu ile bulunan sürekli mukavemet diyagramına benzer bir diyagram elde edilir. Tablo 2.1, çelikler için eğilme ve burulmada çapa bağlı olarak çap düzeltme katsayısını vermektedir.ϕ

Tablo 2.1 Çap düzeltme katsayısı

d (mm)	**10**	**15**	**20**	**30**	**40**	**60**	**120**
b_0	1	0,98	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75



$$\sigma_D^{'} = b_0 \times \sigma_D$$
$$b_0 = f(d/D)$$

b) Yüzey Pürüzlülüğü: Belli bir ortalama gerilmede deneme parçasının taşıyabileceği gerilme genliği, üst yüzey kalitesine bağlıdır. Üst yüzey pürüzlülüğü arttıkça gerilme genliği de azalır. Üst yüzey kalitesinin mukavemet azaltıcı etkisi, b_1 yüzey düzgünlük katsayısıyla göz önüne alınır. Tablo 2.2, çelikler için kopma gerilmesine bağlı olarak çeşitli yüzey kalitelerindeki yüzey düzgünlük katsayısını vermektedir.45^0

Tablo 2.2 Yüzey düzgünlük katsayısı

σ_k(N/mm^2)	300	400	500	600	700	800	900
Çok ince parlatılmış	1	1	1	1	1	1	1
Parlatılmış	1	0,99	0,985	0,98	0,975	0,972	0,97
Taşlanmış	0,97	0,96	0,95	0,94	0,935	0,937	0,93
İnce talaş alınmış	0,93	0,92	0,91	0,9	0,89	0,885	0,88
Kaba talaş alınmış	0,91	0,9	0,88	0,86	0,84	0,82	0,78
Tufallı	0,8	0,76	0,67	0,61	0,56	0,51	0,43

c) Çentik Etkeni: Bir makine elemanı üzerindeki kama yuvası, fatura vs. gibi çentiklerin mukavemet düşürücü etkisi, β_k çentik katsayısıyla göz önüne alınır. β_k parlatılmış çentiksiz bir deneme parçasının taşıyabileceği σ_G gerilme genliğinin, üzerinde çentik bulunan aynı deneme parçasının taşıyabileceği gerilme genliğine oranıdır.

$$\beta_k = \frac{\sigma_g}{\sigma_{g\ çentikli}}$$

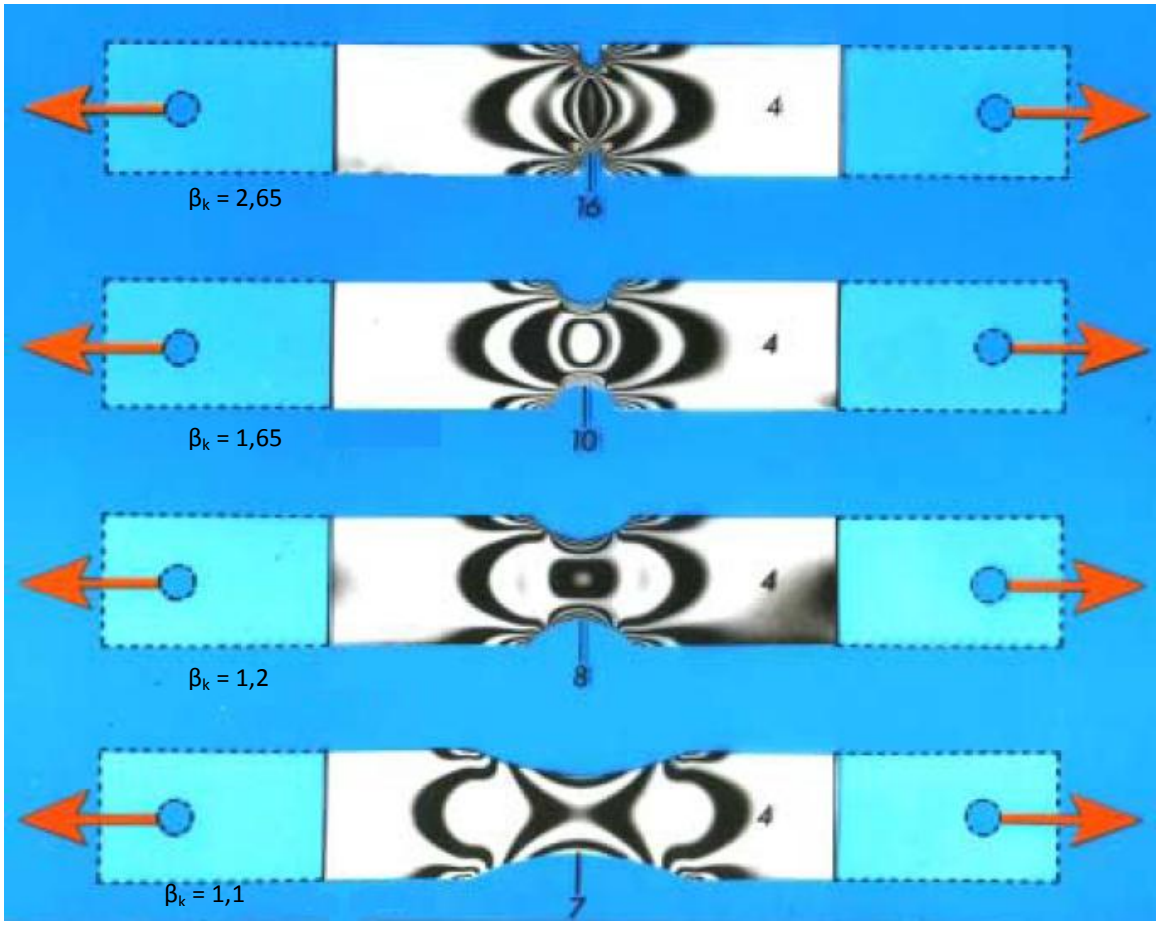
$$\beta_k = 1 + q \times (K_t - 1)$$ q=0 ise; çentiğe duyarlı değil

$$\sigma_{em} = \frac{b_0 \times b_1}{\beta_k} \times \frac{\sigma_D}{S}$$

$$\sigma_D^{'''} = \frac{b_0 \times b_1}{\beta_k} \times \sigma_D$$

Şekil 2.19'da aynı numunedeki farklı çentik şekilleri için çentik katsayısının değişimi görülmektedir. Çentik etkisini hesaba katmak için malzemenin gerilme değerleri, çentik katsayısına bölünür.

β_k katsayıları, çentik şekline, zorlanma cinsine ve malzemeye bağlıdır. Bu yüzden çeşitli çentik şekilleri ve malzemeler için ve eğilme burulma, çeki-bası zorlanma durumlarında sürekli mukavemet denemeleri yapılarak β_k katsayılarını sayısal değerleri elde edilmiştir. Aşağıda, Tablo 2.3 ve Tablo 2.4'de çeşitli zorlanma şekilleri ve malzemeler için β_k katsayılarının hesaplanmasını sağlamaktadır.



Şekil 2.19 Çentik geometrisiyle, çentik katsayısının değişimi.

Tablo 2.4 Faturalı miller için eğilmede β_k çentik katsayıları (Çap oranı D/d=2)

σK / r/d	**0,025**	**0,05**	**0,1**	**0,15**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**
500	2,1	1,85	1,55	1,4	1,32	1,22	1,15	1,12
800	2,3	2	1,62	1,45	1,36	1,25	1,15	1,12
1000	2,8	2,35	1,8	1,55	1,43	1,19	1,15	1,12

(Diğer D/d çap oranları için)

$$\beta_{ke} = 1 + c_1 (\beta_{ke\,(D/d=2)} - 1)$$

D/d	**2**	**1,8**	**1,6**	**1,5**	**1,4**	**1,3**	**1,2**	**1**
c_1	1	0,95	0,85	0,78	0,7	0,58	0,44	0

Tablo 2.5 Faturalı miller için burulmada β_k çentik katsayıları (Çap oranı D/d=1,4 için)

σk / r/d	0,025	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
600	1,6	1,4	1,27	1,2	1,12	1,08	1,08	1,08
1000	1,76	1,51	1,35	1,26	1,17	1,13	1,12	1,12

(Diğer D/d çap oranları için)

$$\beta_{kb} = 1 + c_2(\beta_{kb\ (D/d=1,4)} - 1)$$

D/d	1,4	1,35	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1	1
c_2	1	0,98	0,95	0,9	0,8	0,68	0,5	0

2.8.5. Makine elemanlarının sürekli mukavemete göre hesaplanması

Makine parçaları genellikle bileşik zorlanma altında çalışmaktadır. Yani yüklenmiş durumdaki bir makine elemanında çekme-basma, eğilme, burulma gerilmeleri bazen hep bir arada bulunabilir.

Sürekli mukavemet ile ilgili deneyler bir zorlanma çeşidi için yapılmaktadır. Bu bakımdan bir makine elemanının tehlikeli kesitinde ortaya çıkan çeşitli karakterdeki gerilmelerin bir mukayese gerilmesi ile toparlanması gerekir. Bir makine elemanının belirli kuvvet ve momentlerin etkisi altında sürekli mukavemetinin mevcut bulunup bulunmadığının kontrolü aşağıdaki sıraya göre yürütülür.

1) Konstrüksiyonun geometrisi ve etkiyen kuvvetler yardımıyla, eğilme momenti, burulma momenti, kesme kuvvet vs. diyagramları çizilir ve tehlikeli kesitler bulunarak bu kesitlerdeki nominal gerilmeler hesaplanır. Hesaplanan gerilmelerin bazıları statik ve bazıları da dinamik karakterlidir örneğin bir dişli çark mekanizmasındaki milde ortaya çıkan eğilme gerilmesi milin dönmesi dolayısıyla devamlı olarak işaretini değiştirir, yani dinamik karakterlidir. Burulma momenti iletiminden doğan burulma gerilmeleri ise statik karakterlidir.

2) Makine elemanının yapıldığı malzeme uyan bir kırılma hipotezi yardımıyla tehlikeli kesitteki nominal gerilmelerden statik ve dinamik gerilmeleri ayrı ayrı toparlayan mukayese gerilmeleri hesaplanır.

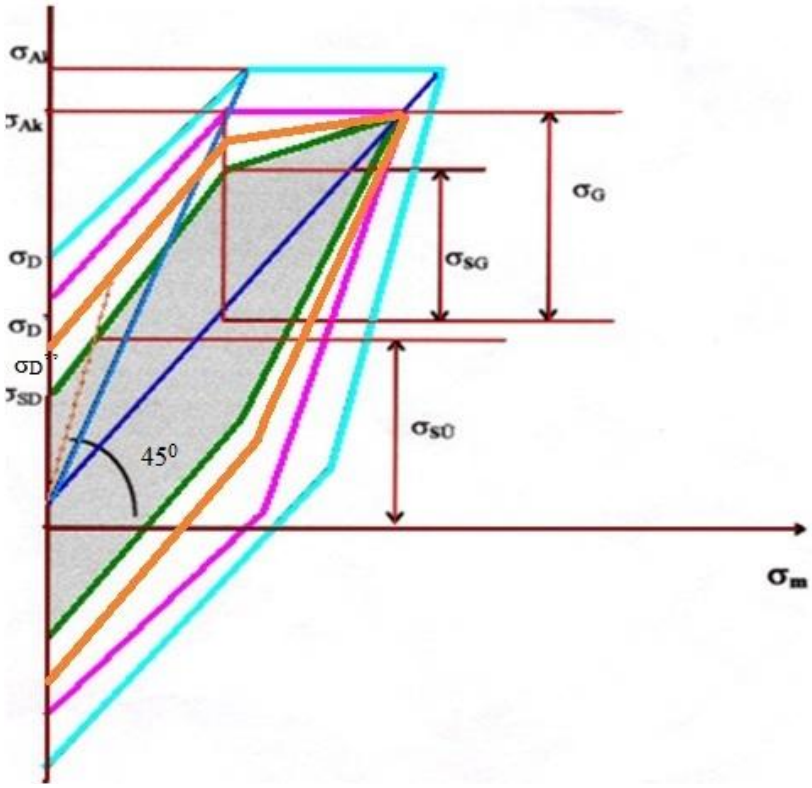
3) Tehlikeli kesit için sürekli mukavemet diyagramı çizilir ve mukavemet azaltıcı etkenler göz önüne alınarak şekil mukavemeti elde edilir.

Bu iş için kesite etken gerilmelerden hangisinin en büyük olduğu tespit edilir ve bu zorlanma çeşidi için malzemenin sürekli mukavemet diyagramı çizilir. (Şekil 2.20'de en dıştaki eğri).

Daha sonra büyüklük düzeltme katsayısı bo ile sürekli mukavemet diyagramı lineer olarak küçültülür. Bu küçültmede $\sigma_{Ak}=b_o*\sigma_{Ak}$ ve $\sigma_D=b_o*\sigma_D$ yardımcı kuvvet büyüklüklerinden faydalanılır. (Şekil 2.20'deki ikinci eğri).

Yüzey düzgünlük katsayısı b_1 ile çentik katsayısı βk bir toplam çentik katsayısında birleştirilir ve bütün gerilme genlik değerleri bu toplam çentik katsayısı ile çarpılarak sürekli mukavemet diyagramı elde edilir. (Şekil 2.20'deki içi taralı diyagram) aslında bu diyagramın çizilmesi için 2 özel noktanın bulunması yeterlidir:

$$\sigma_{SD} = \sigma_D \cdot \frac{b_1}{\beta_k} \text{ ve } \qquad \sigma_{SG} = \sigma_G \cdot \frac{b_1}{\beta_k}$$



Şekil 2.20 Şekil mukavemetinin elde edilmesi

4) Bulunan şekil mukavemeti diyagramı üzerinde başlangıçtan geçen ve yatayla α açısını yapan doğru çizerek üst şekil mukavemet eğrisi kestirilir ve bu zorlanma durumu için üst şekil mukavemeti değeri σ_{su} elde edilir. Böylece, zorlanan parçadaki gerilme durumu ile malzemenin şekil mukavemetindeki gerilme durumu arasında bir benzerlik meydana getirilir.

$\sigma_{sü} / \sigma_{sm} = \sigma_{vü} / \sigma_{vm} = \tan\alpha$

Çizimle bulunan üst şekil mukavemeti değerinin, daha önce hesapla bulunan üst mukayese gerilmesine oranı, makine elemanında sürekli mukavemet için mevcut emniyet katsayısını verir. Bu emniyet katsayısının, genel makinecilikte 2…3'ten aşağı olmaması gereklidir özel hallerde gerekli emniyet katsayısının değeri, bu ortalama değerden çok farklı olabilir.

$S = \sigma_{sü} / \sigma_{vü}$

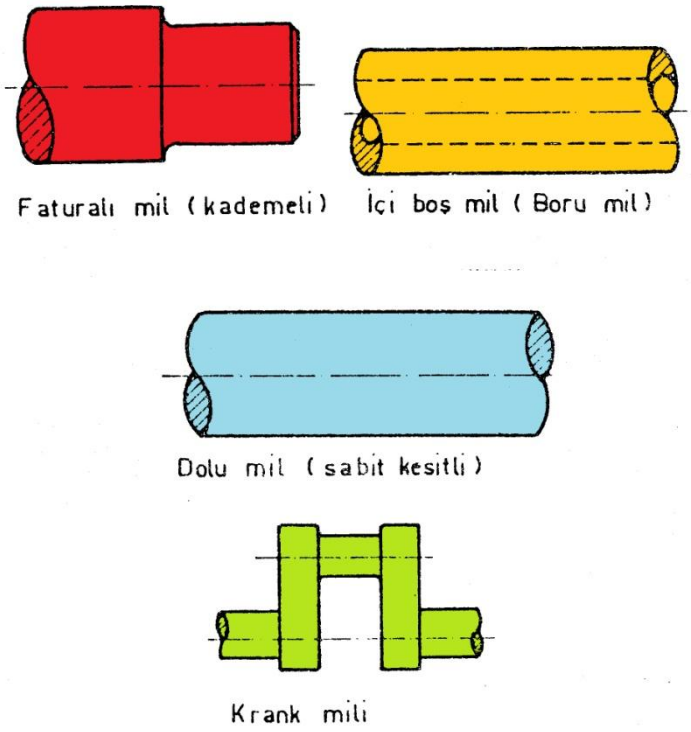
BÖLÜM 3

3.1 Tanımlar ve Sınıflandırma

Miller genellikle dönerek moment ve hareket ileten dairesel kesitli makina elemanlarıdır. Buralmaya veya burulma ile birlikte eğilmeye zorlanırlar.

Akslar: Sadece yük taşıyan ve bu nedenle eğilmeye çalışan millere aks adı verilir. Dönen ve duran akslar olmak üzere ikiye ayrılabilir. Tekerleğe kamalanmış, vagon taşıyan bir mil, dönen bir akstır. Arka tekerlerlerle tahrik edilen ön tekerlek aksı, duran bir aks örneğidir.

Miller görünüşlerine göre düz miller ve dirsekli miller(krank milleri) olarak iki gruba ayrılabilir. Krank kolunun biyel kuvvetine göre boyutlandırılması gerekir.



Şekil 3.1 Çeşitli Mil Örnekleri

Kısa akslara "perno", milin yatak içinde kalan kısmına ise “muylu” adı verilir.

Miller, üzerinde taşıdıkları parçalarla birlikte dönen, titreşeı kayan kısaca makina bütünü içinde hareket eden bir eleman olduğundan makina gövdelerine yataklarla yataklanırlar. Bu amaç içil yükün mile geliş durumuna göre eksenel veya radyal yataklar kullanılır.

3.2 Başlıca Mil Malzemeleri ve Millerin Yapımı

Genel yapı çeliklerinden Fe 44, Fe50, Fe 60 ve Fe 70 en çok kullanılan malzemeleridir. **%C** oranları 0.35 dolayındadır. Yüksek sıcaklıkta sürünme olayına maruz kalırlar. Mo, W, V gibi alaşımlar katılarak mil malzemelerine yüksek sıcaklığa karşı üstün özellikler kazandırılabilir.

Semantasyon çelikleri (C15; Ck 15; 20MnCr5, 25 MoCr 4 gibi ve C Ni'li semantasyon çelikleri) ve ıslah çelikleri (C35, Ck35, 42CrMo4, Cr Ni'li ıslah çelikleri) hem sıcaklığa hem da korozyon karşı dayanıklı, zor koşullar için uygun mil malzemeleridir.

Yapım kolaylığı ve mukavemet üstünlüğü bakımından miller genellikle dairesel kesitli yapılır. 150 mm çapa kadar miller torna edilerek veya soğuk çekilerek yapılırlar. Kama yuvası v.s. açıldıktan sonra kamburlaşmaları gidermek bakımından ince pasoda tekrar tornalanmalıdır. Soğuk çekilmiş millerde oyuk kama kullanılmalıdır. Daha büyük miller ve faturalı miller, dövülerek yapılır. Dövme işleminden sonra salgı gidermek amacıyla torna edilmeli veya taşlanmalıdır. Özellikle yumuşak yatak alaşımlarının kullanılmadığı yataklamalarda miller yüzey sertleştirmesi işlemleriyle aşınmaya dayanıklı hale getirilir. Böylece sert bir kabuk ve sünek bir iç kısmın avantajlarından birlikte yararlanılır. Yataklanacak muylu ve fatura kısımları istenen hassasiyete göre tesviye, hassas taşlama, yüzey sıkıştırması, lepleme gibi işlemlerden geçirilir.

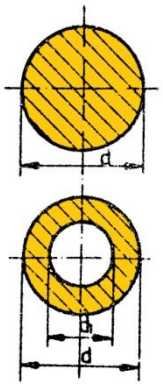
Boru milleri özellikle yataklar arası uzaklığın büyük olduğu yerlerde iyi sonuçlar vermektedir. Dolu millere kıyasla mukavemet momentinde %6 azalmaya karşılık ağırlıkta %25 'lik bir kazanç (hafiflik) sağlanabilmektedir. Ayrıca bunu bir malzeme kazancı olarak görmek gerekir.

$$W_e = \frac{\pi . d^3}{32}$$ Eğilme direnci momenti

$$G = \frac{\Upsilon . \pi d^2}{4}$$ Birim boy için ağırlık

$$W_e = \frac{\pi . d^3}{32} . \left(1 - \frac{d_1^{\,4}}{d^4} \right)$$

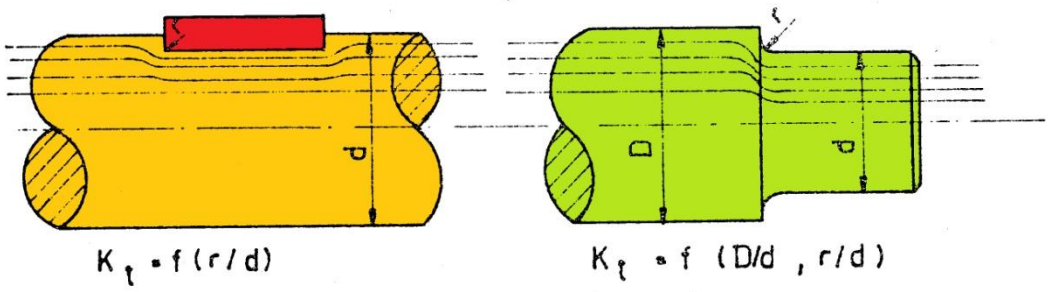
$$G = \frac{\Upsilon . \pi d^2}{4} . \left(1 - \frac{d_1^{\,2}}{d^2} \right) \; ; \qquad \frac{d_1^{\,2}}{d^2} > \frac{d_1^{\,4}}{d^4}$$ olduğunda



ağırlıktaki azalma daha büyük olmalıdır.

3.3 Millerde Çentik Etkisi ve Konstrüktif Önlemler

Mil yüzeylerinde kama yuvalarının açılması, faturalar ve delikleri bulunması bazen kaçınılmaz olmaktadır. Bunlar gerilme yığılmalarına yol açan geometrik süreksizliklerdir. Bu noktalarda kuvvet akımları keskin bir şekilde yön değiştirir. (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Çentik Diplerinde Gerilme Yığılması

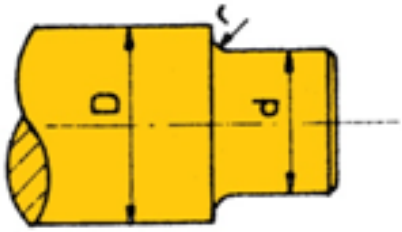
Yön değiştirme ne kadar keskin olursa, Teorik Gerilme Yığılması Faktörü K_t o ölçüde büyük olur. Dinamik zorlanmalarda ve özellikle gevrek malzemelerde tehlike daha büyük boyutlara ulaşır. Bu nedenle kural olarak konstrüksiyonda keskin köşeler yuvarlatılmalı böylece kuvvet akımlarının yön değiştirmesi yumuşatılmalıdır. Bu K_t'nin küçültülmesi demektir.

3.3.1 Serbest Kavşaklar:

Çeşitli kullanım, montaj, v.s. nedenlerinden D çapının d değerine düşürülmesi gerekebilir. Bu geçiş r kavşak eğrisi yarıçapı büyük tutularak uygun bir kavşak eğrisiyle yapılmalıdır. Eğer r/d > 0.2 yapılabilirse K_t değeri 1.2 'ye düşürülebilir.

Deneyler konik veya elips yayı kavşaklarının iyi sonuç verdiğini göstermiştir. a = 15° olursa K_t = 1.1 olabilmektedir. Elips yayı daha iyi olmakla birlikte yapımı zordur.

Bütün kavşakların iyi taşlanması, işlenmesi gerekir.

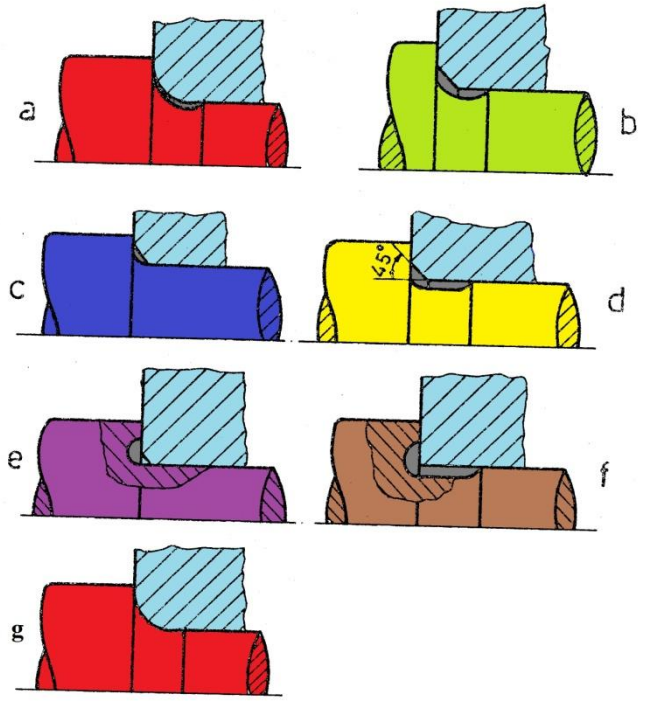


Şekil 3.3 Kavşak Eğrisi Yarıçapı

3.3.2 Dayanma Kavşakları

Mile monte edilecek göbekler böyle bir kavşağa(omuza) dayanacaksa yukarıdaki serbest kavşaklar işe yaramaz. Uygun dayanma kavşaklarının tasarımı gerekir (Şekil 3.4).

Dayanma faturaları için şekildeki kavşak eğrileri taşlamayı kolaylaştırır, göbeğin faturaya dayanmasını sağlar.

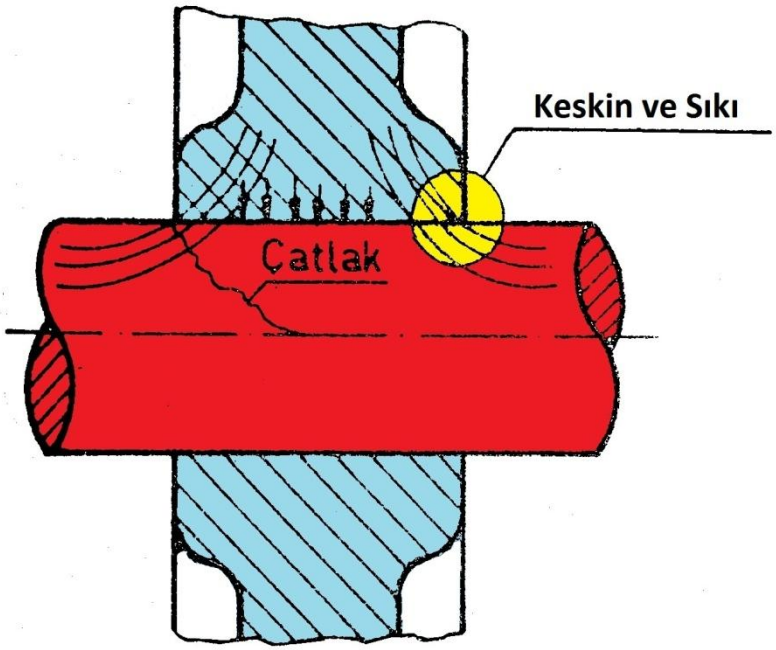


Şekil 3.4 Dayanma Kavşakları

Dayanacak parçanın deliği 45° eğimli bir kavşak ile sona erdirilirse (a) ve (b) 'deki kavşak eğrileri kullanılabilir. Aksi durumlarda kavrama, kasnak ve dişliler için (c) ve (d) 'deki kavşak eğrileri uygun olur. Rulmanlı ve kaymalı yataklarda eksenel yükü almak için omuz kavşakları (e) 'deki gibi olabilir.Boşluksuz oturma (g)'de görülmektedir.

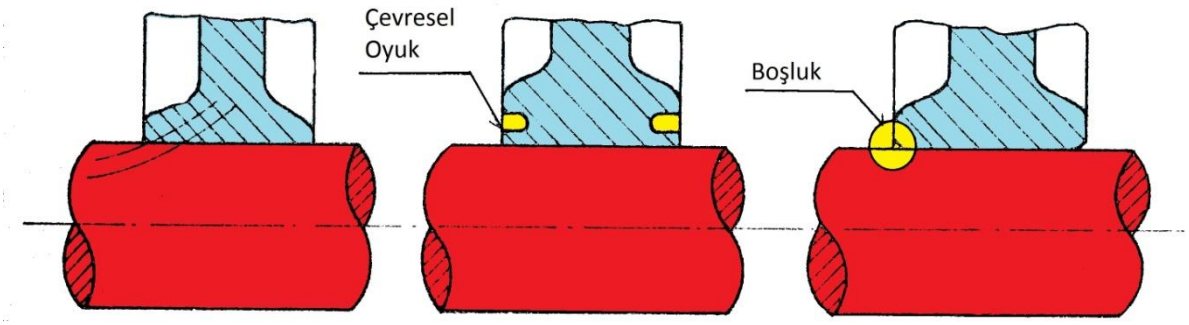
3.3.3 Geçmeler

Keskin köşeli ve et kalınlığı fazla olan şekildeki gibi bir parça mil üzerine sıkıca otururs parçadan mile akan kuvvet çizgileri ankastre bir çubuktaki gibi keskin yön değiştirir. Parça milin deformasyonuna uyamaz. Mil üzerinde, ilk oturma noktasında yorulma sonucu çatlaklar meydana gelebilir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Kenarda Sıkı Oturma

Milden göbeğe veya göbekten gerilme geçişi daha yumuşatılmış bir şekilde olmalıdır. Bunun için elastik göbek bağlantıları uygulanır. Şekil 3.6' da görüldüğü gibi kenarda et kalınlığı azaltılarak, çevresel oyuklar açılarak veya kenarda sıkı oturma önlenerek göbeğe elastikiyet kazandırılabilir.



Şekil 3.6 Elastik Göbek Bağlantılar

Elastik göbek bağlantıları göbeğin mil deformasyonlarına belli ölçüde uyum göstermesini, kuvvet hatlarının yumuşamasını, bu nedenle de ilk oturma noktasında yığılan gerilmenin çevre noktalara dağılarak bu noktanın rahatlamasını ve kırılmanın gecikmesini sağlar.

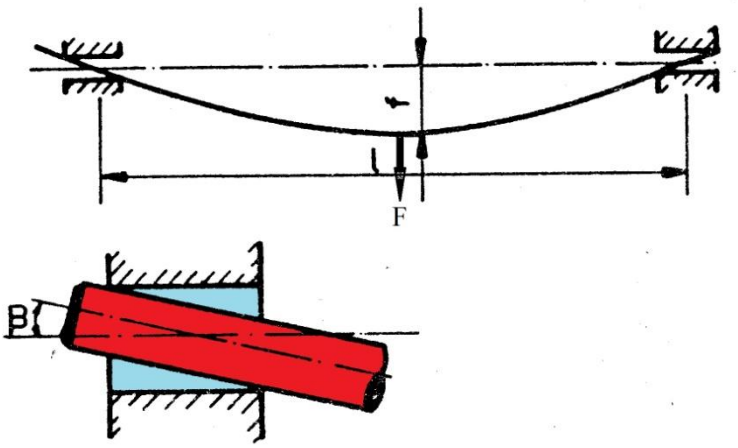
3.4 Millerin Deformasyon Açısından Kontrolü

Mukavemet bakımından kırılma olasılığından uzak bulunulduğu halde aşırı deformasyonlar millerin görev yapmasını engelleyebilmektedirler. Bu nedenle eğilme ve burulma deformasyonları için kabul edilebilir sınırlar konmaya çalışılmıştır. Ancak her problemin özelliğine göre deformasyon sınırının ayrıca belirlenmesi konstrüksiyonda bunun sağlanması en sağlıklı yol olur. Bu konu hızlı çalışan millerde daha önemlidir.

3.4.1 Eğilmeye Göre Kontrol

$\frac{f}{\ell} \leq \frac{1}{3000}$ veya $\text{tg}\,\beta \leq \frac{1}{1000}$ olmalıdır. Bu sınırın üstündeki deformasyonlar yataklarda tehlikeli kenar oturmalarına nJ olur.

Eğilmede l yataklar arası uzaklığın büyüklüğü, f sehiminin daha çok büyümesine yol açtığından önemli olmaktadır. Burulma deformasyonunda 1 m uzunluğundaki mil parçasında iki ucun birbirine göre dönme açısı $\phi \leq 1/4^{0}$ olmalıdır. Yatak sayısı burulmada önemli değildir. Bu sınır her problem için geçerli olmayabilir.



Şekil 3.7 Millerin Deformasyon Açısından Eğilmeye Göre Kontrolü

3.4.2 Titreşim Kontrolü

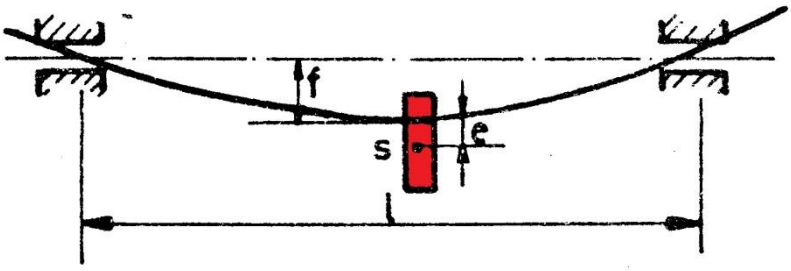
Genel olarak güç N = F * v şeklinde tanımlanır. v hızı ne kadar büyük olursa belli bir gücü iletmek için gereken F kuvveti o kadar küçük tutulabilmektedir. Bu da günümüzde büyük hızlarda çalışma eğilimini artırmaktadır. Ancak hız büyüdükçe titreşim problemleriyle karşı karşıya kalınmaktadır. Mil sisteminde küçük bir dengesizlik büyük merkezkaç kuvvetlerinin doğmasına yol açabilmekte, titreşimi zorlayabilmektedir. Bu nedenle mil sisteminin statik ve dinamik olarak iyi dengelenmiş olması gerekmektedir.

3.4.3 Bir Kütlenin Kritik Titreşimleri

Dikkatle dengelenmiş bir sistemde bile dengelenememiş bir kütle kalabilir. Merkezkaç kuvvetiyle deforme olan milde sehim dengesizliğin giderek büyümesine sebep olur. Zorlayıcı kuvvetin frekansı sistemin frekansı üstüne çıkarsa genlik sonsuza gider. Buna rezonans durumu denir ve mutlaka kontrol edilmelidir.

Eğilmede Kritik Hız:

Simetrik disk 'e' kaçıklığında mile monte edilmiş olsun. Başlangıçta $F_b = m \times e \times w^2$ olan merkezkaç kuvveti mili eğilmeye zorladığından 'f' sehimi oluştuktan sonra $F = m \times (e + f) \times w^2$ olur. Mil direnç gösterdiğine göre elastik direnç kuvvetiyle merkezkaç kuvveti bir yerde dengelenmelidir.



Şekil 3.8 Eğilmede Kritik Hız

Elastik direnç kuvveti F = c x f olarak yazılabilir.

c : Birim eğilmeye düşen kuvvet veya yaylanma katsayısı

$f = \dfrac{F.\ell^3}{48.E.I}$ olarak sehim (eğilme deformasyonu) olup buradan,

$c = \dfrac{48.E.I}{\ell^3}$ yazılabilir.

F sehiminin sonsuza gitmediği durumda (denge)

$F = m(f + e)w^2 = cf$ yazılabilir.

$f = \dfrac{m.e.w^2}{c - m.w^2}$ olur.

Sistemin rezonansa girmesi f sehiminin sonsuz olması demektir. Buna da sadece $c - mw^2 = 0$ değeri yol açar. Burada öyle bir hız değeri var ki sistem o hızla çalıştığında sehim sonsuza gider.

Buna kritik hız diyoruz. Bu değer $w = w_{kr} = \sqrt{c / m}$ dır.

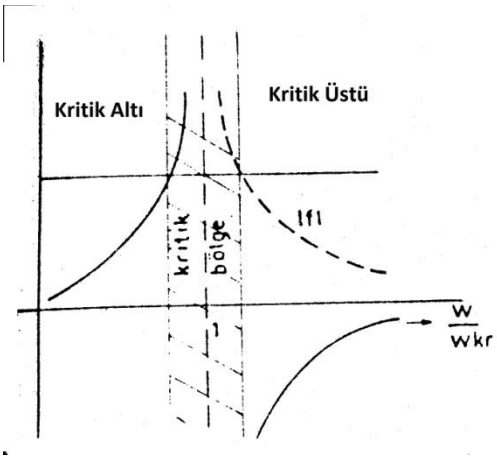
f ve w/w_{kr} değerleri bir diyagram üzerinde gösterilebilir (Şekil 2.5)

$$\frac{w}{w_{kr}} = 1\ (w = w_{kr})\text{için } f = \infty$$

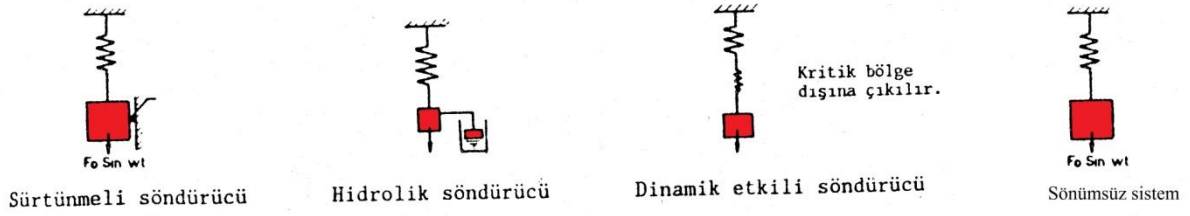
w = 0 için f = 0 olup, bizce sehimin mutlak değeri önemlidir.

Kritik bölgenin altında ve üstünde mil rahat çalışabildiği halde kritik hızda milin kırılması beklenebilir.

Kritik bölgede çalışma zorunluluğu doğarsa kritik bölge başka tarafa kaydırılmalı veya titreşim söndürücüler kullanılmalıdır. Bu amaçla prensip olarak sürtünmeli, hidrolik veya dinamik etkili söndürücüler kullanılabilir. Titreşim zorlayıcı kuvvet karşı tepkilerle yok edilir.



Şekil 3.9 Kritik Hız Diyagramı



Şekil 3.10 Çeşitli Sönümleyiciler

<u>Burulma Titreşimleri:</u> Döndürücü moment, diski ϕ kadar döndürürse mil yay gibi karşı koyar, burulma momenti ile deformasyon açısı arasında

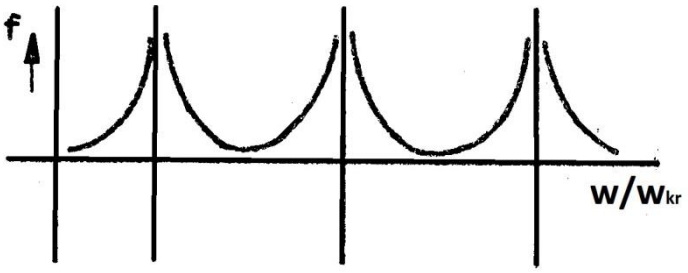
$M = -I_m \dfrac{d^2\phi}{dt^2} = c\phi$ bağıntısı vardır.

Şekil 3.11 Burulma Titreşimi

I_m: Diskin polar kütle momenti $\int r^2 dm$ dir. Benzer düşüncelerle $w_k = \sqrt{\dfrac{c}{I_m}}$ bulunur.

Boyutlandırmada kritik hız eğilme ve burulma bakımından kontrol edilmelidir.

Bir mile n adet kütle bağlanmışsa şekildeki gibi bir titreşim bandı meydana gelir. Karşımıza lineer olmayan denklem sistemleri çıkar. Bu denklemler ancak bilgisayarlarla çözülebildiğinden: mühendislikte yaklaşık bağıntılar kullanılabilir.



Şekil 3.12 Boyutlandırmada Kritik Hız

m_1, m_2, …, m_n kütleleri varsa;

$$w_{kr} = \frac{w_1 w_2 w_3 ... w_n}{\sqrt{\left(w_1 w_3 w_4 ... w_n\right)^2 + \left(w_1 w_2 w_4 ... w_n\right)^2 + \left(w_2 w_3 ... w_n\right)^2}}$$

Bağıntısı ile kritik hız yaklaşık olarak elde edilebilir.

Kritik hızlar ağırlık ve sehim terimlerine göre düzenlenebilir.

$$w_{kr} = \sqrt{\frac{F}{mf}} = \sqrt{\frac{g}{f}} \text{ veya}$$

n sayıda kütle için; $w_{kr} = \dfrac{\sqrt{g \sum_1^n G_i f_i}}{\sum_1^n G_i f_i^2}$ yazılabilir.

G_i: Herhangi bir kütlenin ağırlığı

f_i: Ağırlığın sebep olduğu sehim

g: Yer çekimi ivmesi

3.4.4 Mukavemet Kontrolü:

3.4.4.1 Burulmaya Göre

Sadece burulma varsa_ $\tau = \dfrac{M_b}{W_b} \leq \tau_{em}$ olmalıdır.

$W_b = \frac{\pi d^3}{16}$ olup $\tau = \frac{16M_b}{\pi d^3} \leq \tau_{em}$ yazılabilir. Sınır durumda $\tau = \tau_{em}$ alınabilirse, belli bir τ_{em} değeri için $d = \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi \times \tau_{em}}}$ olur.

Mili burulmaya zorlayan moment milin iletmek zorunda olduğu (güç kaynağından gelen) döndürme momentidir. Bu moment (M_d) belli bir n hızında iletilmesi koşulundan hesaplanır.

N = M_d x w temel bağıntısında

N [kW]: İletilen güç

$w = \frac{\pi n}{30}$ [1/s] olarak açısal hız, n [d/dak] olarak milin dönme sayısı ise J = Nm ve

w = j/sn =Nm/sn olduğu göz önüne alınarak

N[kW].1000 = M_d[Nm] $\frac{\pi n}{30}$ [$\frac{1}{s}$] veya

M_d[Nm]=9550$\frac{N[kW]}{n[d/dak]}$ yazılabilir. $M_b = M_d$ olduğundan

$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 9550}{\pi \times \tau_{em}}} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = k\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ yazılabilir.

M_d [Nmm], τ_{em} = 12 N/mm^2 (Fe 50' ye yakın malzemeler için uygundur), N [kW], n d/dak olarak alınırsa, k = 160 bulunur. Mil çapı yaklaşık bir değerle [mm] olarak

$d = 160\sqrt[3]{N/n}$ bağıntısında hesaplanabilir. Güç, beygir gücü olarak verilirse

1 kW = 1.36 PS alınır.

3.4.4.2 Eğilmeye Göre:

Sadece eğilme varsa

$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em}$ olmalıdır.

$W_e = \frac{\pi d^3}{32}$ olarak eğilme direnç momentidir.

Dinamik zorlanmalarda sürekli mukavemet açısından ele alınmalıdır.

3.4.4.3 Eğilme + Burulma Durumunda

Sürekli mukavemete bakılmalıdır. Statik ve dinamik eşdeğer gerilmelerin bulunması ve $\sigma_{vü} = \dot{\sigma}_{eş} + \tilde{\sigma}_{eş}$ hesaplanarak $\sigma_{şü} / \sigma_{vü} = S_n$ oranına bakılması gerekir.

Deformasyon esas alındığında burulma deformasyonu kriteri kullanılarak

$d\,[mm] = 130\sqrt[4]{\dfrac{N[kW]}{n[d/dak]}}$ yazılabilir.

Çok yataklı millerde yataklar arası uzaklık için:

$\ell = 11\sqrt[3]{d^2}$ [mm] eğilme deformasyonu kriterine göre,

$\ell = 310\sqrt{d}$ [mm] mukavemete göre

Bağıntıları kullanılabilir. Burulma mukavemeti açısından yataklar arası uzaklığın önemi azdır.

BÖLÜM 4

BAĞLAMA ELEMANLARI

4.1 Bağlama Elemanları

Bağlama elemanları makineyi oluşturan çeşitli makine parçalarının özellikleri korunarak birbirine bağlanmasını sağlayan elemanlardır. Çoğunlukla standart büyüklüklerde seri olarak imal edilirler. Konstrüktör çoğunlukla belirlediği boyut ve işlev koşullarına en uygun olanını bunlar arasından seçer.

Mil üzerine tesbit edilen dişli çark, volan, kasnak vb. gibi dönel elemanlara genel anlamda **göbek** denir. Ayrı ayrı imal edilen mil ve göbek çeşitli yöntemlerle birbirine bağlanır. Bu bağlantılarla genellikle bir burulma (döndürme) momenti iletilir. Eğer bağlantı n [dev/dak] dönme hızı ile N [kW] güç iletiyorsa burulma momenti;

$\omega = \frac{\pi.n}{30}$, 1 kW.=1000W. ve 1 W $= 1\frac{\text{Nm}}{\text{sn}}$ ile ifade edilirse; $M_b = \frac{N}{\omega} = 9550\frac{P}{n}\left[N.m\right]$ veya N [BG] ile ifade edilirse; $M_b = 7162\frac{N}{n}\left[N.m\right]$ bağıntısından hesaplanır.

Mil göbek bağlantılarında kullanılan bağlama elemanları şekil bağlı ve kuvvet bağlı olmak üzere iki gruba ayrılabilir. **Şekil bağlı** bağlama elemanlarında, burulma momenti doğrudan doğruya bağlama elemanı üzerinden iletilir. Bu gruba uygu kamaları, profilli miller ve pimler girer. **Kuvvet bağlı** bağlama elemanlarında, mil göbek arasında bir basınç meydana getirilir. Bu basınç bir M_s sürtünme momenti oluşturur. $M_s \geq M_b$ olduğu sürece burulma momenti sürtünme yoluyla iletilir. Kama, teğetsel kama, konik geçme ve sıkı geçme gibi bağlantılar bu gruba girer.

4.2 Kama Bağlantıları

Bağlantı şekli, bağlama prensibi ve kuvvet veya momentin bağlama elemanı üzerinden iletim yöntemine göre üç temel gruba ayrılır;

a) <u>Şekil Bağlı Bağlantılar</u>: Kuvvet iletimini bağlantı elemanının şekli, geometrisi sağlar. Bağlantı elemanının ortadan kalkması yani kırılması, kesilmesi durumlarında her türlü iletim sona erer. Pimler, pernolar, paralel yüzlü kamalar, emniyet halkaları, vs. şekil bağlı bağlama elemanlarıdır.

b) <u>Kuvvet Bağlı Bağlantılar</u>: Bağlanacak parçalar birbirleri arasında sıkıştırılarak eş çalışan yüzeyler arasında bir ön gerilme (normal kuvvet) oluşturulur. Hareket ve kuvvet iletiminde bağlantı elemanının geometrisinden değil, harekete ters yönde oluşan sürtünme kuvvetlerinden

(kuvvet bağı) yararlanılır, oyuk kamalar, sıkma bağlantılar, pres geçmeler, konik geçmeler, vs. kuvvet bağlı bağlantı örnekleridir.

c) Malzeme Bağlı Bağlantılar: Bağlantı yerinde, malzeme bağı vardır. Elektrod, lehim malzemesi veya yapıştırıcı gibi bir ara bağlantı malzemesi de kullanılabilir. Kaynak, lehim ve yapıştırma bu tür bağlantılar için belli başlı örneklerdir.

Bir diğer gruplandırma, bağlantının tekrar çözülebilir veya çözülemez oluşuna göre yapılmaktadır. Buna göre;

a) Çözülebilen Bağlantılar: Bağlanan parçalar ve bağlama elemanı üzerinde hiçbir hasar ortaya çıkmadan istenildiği kadar çözme ve bağlama işlemine olanak veren bağlantı şekilleridir. Cıvatalar, gamalar, pimler, pernolar, konik geçmeler, pres geçmelerin büyük bir kısmı ilk akla gelen örneklerdir.

b) Çözülemeyen Bağlantılar: Bazı özel haller dışında bağlama elemanını veya bağlanan parçaları kırmadan veya kesmeden çözülmesine olanak bulunmayan bağlantı şekilleridir. Tekrar bağlantıyı sağlamak için aynı elemanlar kullanılamazlar. Perçin, kaynak, lehim, sıcak fretaj başlıca örnekleridir.

Bazı kaynaklarda yaylarla yapılan bağlantılara “Elastik Bağlantılar” denmektedir.

4.2.1. Tanım

Dişli çark, kasnak, kavrama gövdesi gibi elemanların millere çözülebilir tarzda bağlanmalarını ve böylece moment ve hareketin milden göbeğe veya göbekten mile geçişini sağlayan elemanlara en genel anlamda “kama” adı verilmektedir. Milin göbek içinde kendi başına dönmesini (açısal kaymayı) engelleyen elemanlardır.

4.2.2 Sınıflandırma

Bir kısım kamalar şekil bağlıdır. Bazı kamalarda hem şekil hem de kuvvet bağı birlikte bulunur. Sadece kuvvet bağı ile görev yapan kamalar da vardır. İlk gruba "şekle dayanan kama bağlantıları" (Şekil 4.1), ikinci gruba ise "ön yüklemeli kama bağlantıları” (Şekil 4.2) adını vereceğiz.

Şekil bağlı kama bağlantıları (Şekil 4.1’de görülmektedir):

a) Paralel yüzlü kayma kaması (feder). Kama yuvası çark bıçakla açılmıştır.

b) Paralel yüzlü gömme kama (feder). Kama yuvası parmak freze ile açılmıştır.

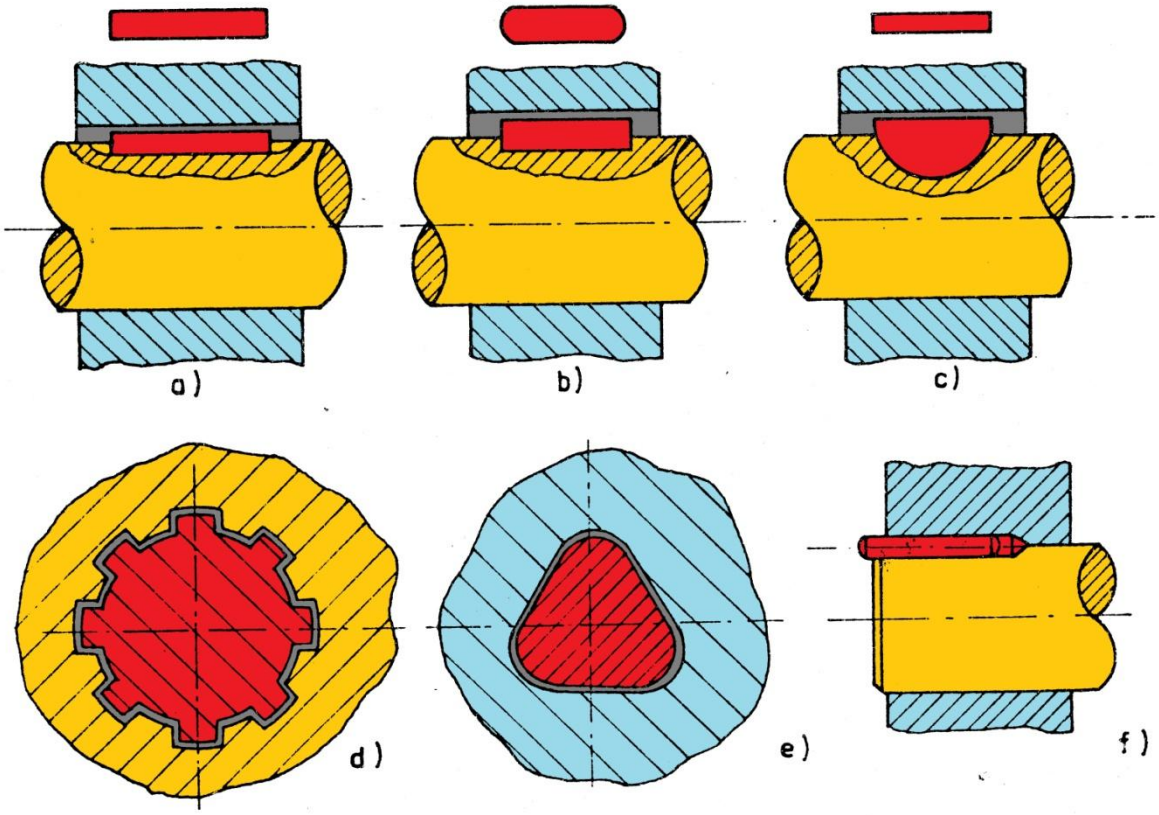
c) Yarım-ay kama

d) Çok kamalı bağlantı (kama milleri)

e) Profil milleri (I-Profili, K-Profili, v.s.)

f) Yuvarlak kama (boyuna pim)

g) Enine pimler



Şekil 4.1 Şekil Bağlı Kama Bağlantılarına Örnekler

Kuvvet bağlı kama bağlantıları (Şekil 4.2'de görülmektedir):

a) Gömme kama (Alt ve üst yüzeyleri paralel değil)

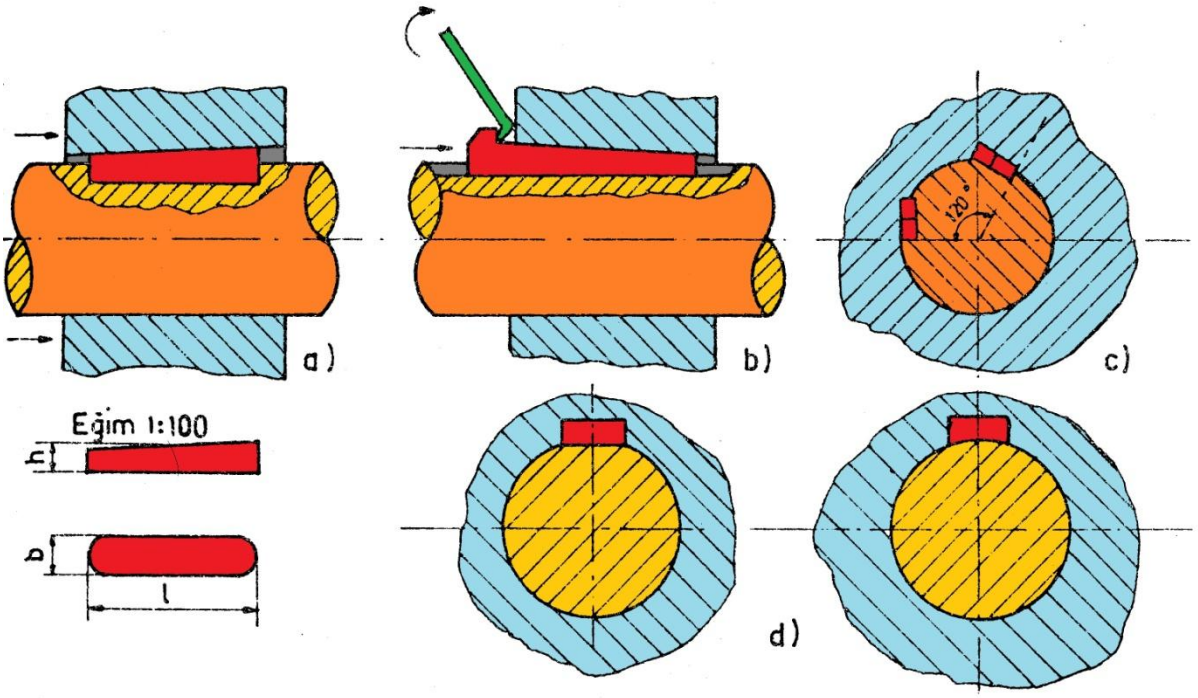
b) Burunlu çakma kama

c) Teğetsel kamalar

d) Yassı ve oyuk kamalar

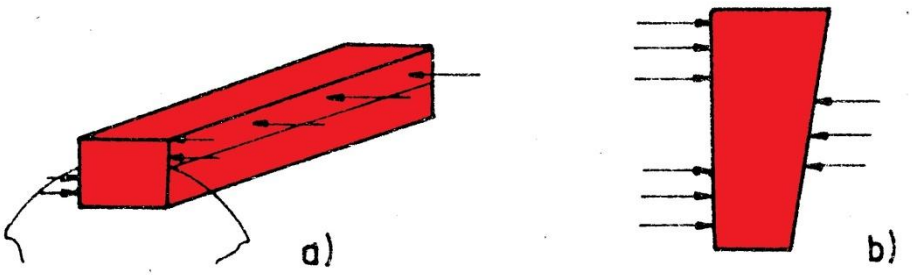
Bu kamaların çalışma prensipleri örnek şekiller üzerinden açıklanabilir.

Kamalar, bağlanan parçaların birbirlerine göre izafi dönme hareketi yapmalarını önleme görevi yaparken ya uzunlukları boyunca ezilmeye veya kesilmeye çalışırlar veya kalınlıkları boyunca ezilmeye veya kesilmeye çalışırlar.



Şekil 4.2 Kuvvet Bağlı Kama Bağlantılarına Örnekler

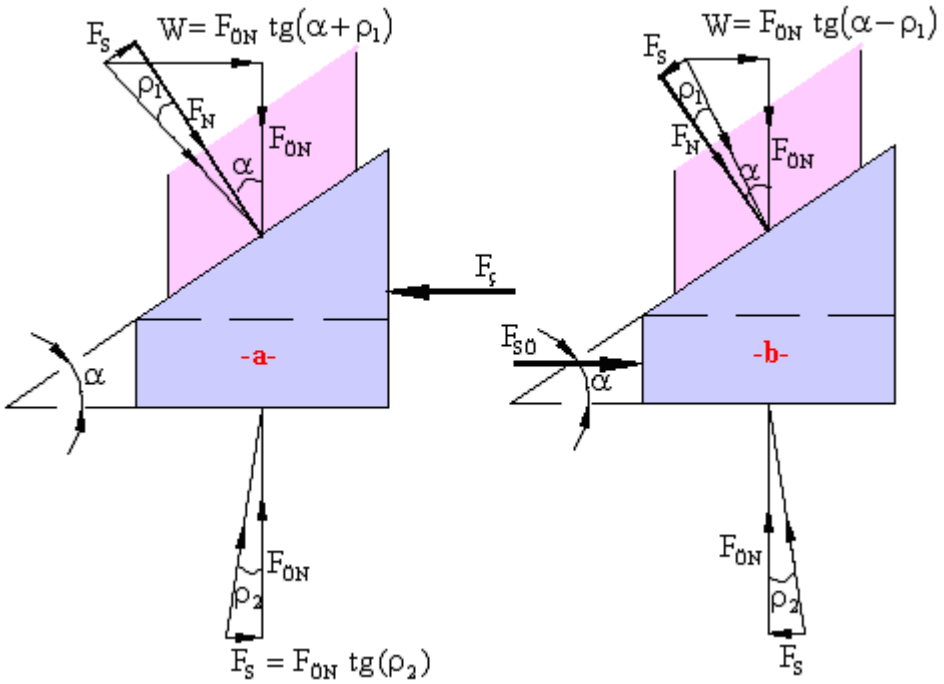
Uzunlukları boyunca ezilmeye ve kesilmeye çalışan kamalara "boyuna çalışan kamalar" adı verilir. Bu ikinci bir sınıflandırma şeklidir.



Şekil 4.3 a) Boyuna çalışan kama b) Enine çalışan kama

Çoğunlukla pimler enine çalışan kamalar gibi ele alınır.

4.3 Kama Bağlantılarında Kuvvet – Moment İletimi



Şekil 4.4 Boyuna Kamada Kuvvet Durumu

Kamanın kama yuvasına çakılmasından dolayı meydana gelen $F_{ÖN}$ ön gerilme kuvvetini elde etmek için kamaya eksenel yönde uygulanması gereken $F_ç$ çakma kuvvetinin hesaplanması gerekir. Şekil 4.4'de bir oyuk kamaya etkiyen dış kuvvetlerin yatay bileşenlerinin toplamına eşit veya büyük olmak zorundadır. Sürtünme kuvvetleri harekete zıt olup kama ile mil ve kama ile göbek arasındaki sürtünme katsayıları μ_1 ve μ_2 olmak üzere $\mu_1 = \tan\rho_1$ ve $\mu_2 = \tan\rho_2$ sürtünme açıları göz önüne alınırsa yüzey eğimleri sanki ρ_1 ve ρ_2 kadar artmış gibi düşünülebilir. Şekil 4.4a'daki kuvvetler için denge şartı $\sum F = 0$ yazılırsa çakma kuvveti;

$$F_ç = F_{ÖN}\left[tg(\alpha+\rho_1) + tg(\rho_2)\right]$$

olarak elde edilir. Yüzeyler arasındaki sürtünme katsayılarının aynı $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ olması halinde;

$$F_ç = F_{ÖN}\left[tg(\alpha+\rho) + tg(\rho)\right]$$

olur. Burada açılar küçük olduğundan $tg(\alpha+\rho) \cong tg(\alpha) + tg(\rho)$ yazılarak daha basit olan;

$$F_ç = F_{ÖN}\left[tg(\alpha) + 2tg(\rho)\right]$$

bağıntısı elde edilir.

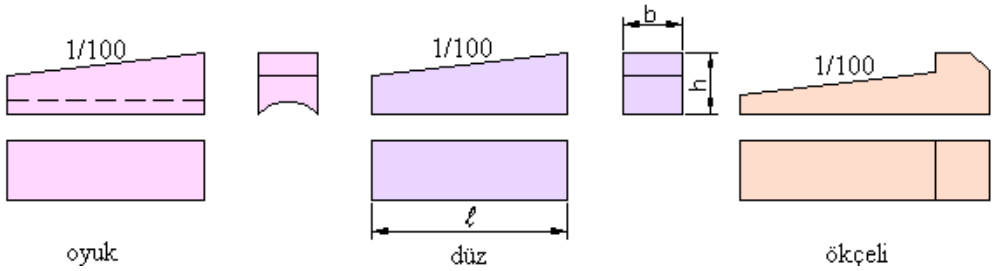
Yerine çakılmış olan kamanın sökülmesi için ters yönde bir $F_{SÖ}$ kuvvetinin uygulanması gerekir. Bu halde $F_ç$ bağıntısında sadece sürtünme kuvvetleri yön değiştireceğinden kama sökme kuvveti (Şekil 4.4b);

$$F_{SÖ} = F_{ÖN}[tg(\alpha - \rho) - tg(\rho)] = F_{ÖN}[tg(\alpha) - 2tg(\rho)]$$

olur. Kamanın çakıldığı yerden kendi kendine çıkmaması yani kilitlenmesi (otoblokaj) kama eğim açısı ve sürtünme katsayısına bağlıdır. Kilitlenmiş bir kamayı sökmek için çakma kuvvetine ters yönde bir kuvvet uygulanması yani $F_{SÖ}$ kuvvetinin negatif olması gerekir. Sökme kuvvetini veren ifadenin negatif olması için $\begin{matrix} \tan\alpha - 2\tan\rho \le 0 \\ \tan\alpha \le 2\tan\rho \end{matrix}$ şartının sağlanması gerekir. Açılar küçük olduğundan $\alpha \le 2\rho$ şartı elde edilir. Buna göre bir kamanın otoblokaj özelliğine sahip olması için kama eğim açısı sürtünme açısının en fazla iki katına eşit veya ondan küçük olmalıdır.

4.3.1. Boyuna Çalışan Kuvvet Bağlı Kamalar

Boyuna kamalar bir yüzeyleri eğik olan prizmatik elemanlardır (Şekil 4.5). Bu kamaların genişlik ve yükseklikleri (b*h), mil ve göbeğe gömülme miktarları standart cetvellerinden mil çapına bağlı olarak alınabilir. Kamaların göbekle temas eden yüzeylerinin eğimi de standart olup 1:100 dür. Kama boyu ℓ iletilen momente ve zorlanmalara bağlı olarak mukavemet formülleri ile hesaplanır.



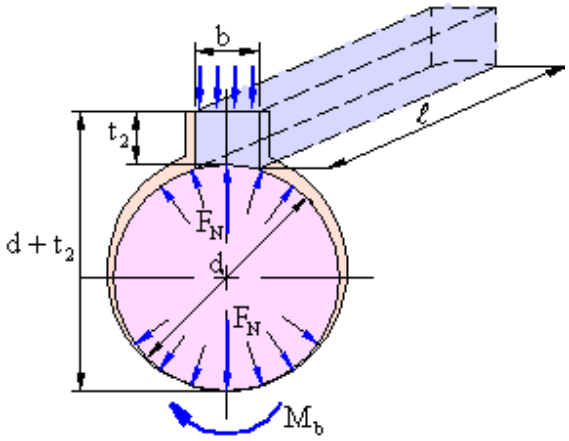
Şekil 4.5 Kama Tiplerinden Bazıları

Boyuna kama bağlantılarında genel olarak mele bağlantısı yapılacak olan göbek yerine oturtulur ve daha sonra kama, mil ile göbek arasındaki kama boşluğuna (yuvasına) eksenel yönde çakılır. Kamanın eğimli yüzeyinden dolayı mil ile göbek arasında ön görülen basma sağlanır. Kamayı eksenel yönde çakmak için yeterli yer olmaması halinde, kama mil üzerine daha önceden açılmış olan yuvaya yerleştirildikten sonra göbek mil üzerine sürülerek bağlantı gerçekleştirilir.

4.3.1.1. Oyuk Kama

Şekil 4.6' da görüldüğü gibi kamanın mil üzerine oturan yüzeyi mil çapına uygun olarak işlenmiştir. Oyuk kama, tam bir kuvvet bağı meydana getirir ve moment iletilmesi tamamen

sürtünme kuvvetleri ile olur. Milde kama yuvası açılmadığı için şekil bakımından çentik etkisi söz konusu değildir.



Şekil 4.6 Oyuk Kamada Kuvvet Durumu

Oyuk kamanın yerine çakılması ile yüzeyler arasında $F_N = P.b.\ell$ normal kuvveti meydana gelir. Şekil 4.6' dan görüldüğü gibi temas yüzeylerindeki $\mu.F_N$ sürtünme kuvvetleri;

$$M_s = 2.\mu.F_N.\frac{d}{2} = \mu.F_N.d = \mu.P.b.\ell.d$$

değerinde bir sürtünme momenti meydana getirir. Bağlantıda bir kayma olmaması için sürtünme momenti iletilmek istenen momentten büyük $M_s > M_b$, $M_s = k.M_b$ (k=1.25 ... 2) olmalıdır.

Oyuk kama bağlantılarının iletebileceği moment, temas yüzeylerindeki basınçla sınırlıdır. Kama ile mil ve göbek arasında meydana gelen yüzey basınçları yaklaşık olarak eşit kabul edilirse,

$$P_1 \cong P_2 = \frac{F_N}{b.\ell} = \frac{k.M_b}{\mu.b.\ell.d} \leq P_{em}$$

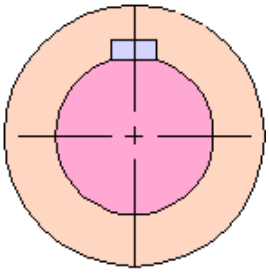
olarak bulunur. Burada P_{em} ; emniyet yüzey basıncı Tablo 4.1'den tayin edilir.

Tablo 4.1 Kama bağlantılarında $P_{em}\left[\frac{daN}{mm^2}\right]$

Göbek malzemesi	Zorlanma		
	Statik	Genel değişken	Tam değişken
Çelik,dökme çelik	8.....15	6.....10	4.....6
Çelik sertleştirilmiş	10.....20	8.....15	5.....10
Dökme demir	5.....10	4.....7	2.....5

4.3.1.2. Yassı Kama

Kamanın mil üzerine oturduğu bölge freze edilerek düzeltilir (Şekil 4.7). Mil üzerine kama yuvası açılmadığından çentik etkisi çok küçüktür. Moment iletilmesine, milin düzeltilmesi ile sağlanan şekil bağının etkisi azdır. Bu nedenle yassı kamanın hesabı oyuk kama gibi yapılabilir.

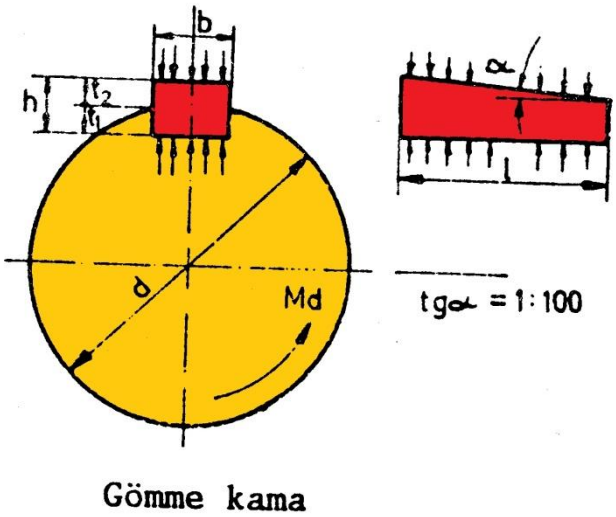


Şekil 4.7 Yassı Kama Bağlantısı

4.3.1.3. Gömme Kama

Daha büyük döndürme momentleri için kullanılırlar. İletim sadece sürtünme yoluyla olmayıp kamanın yan yüzeyleri de çalışmaktadır. Kama yuvası parmak freze ile açılmalıdır. Buna rağmen boyutlandırma oyuk kamalarda olduğu gibi alt ve üst yüzeylerin ezilmesine göre yapılmalıdır.

$k\,M_d = M_{şekil} + M_{sürtünme}$ olmakla birlikte, $M_{şekil}$ göz önüne alınmalıdır.



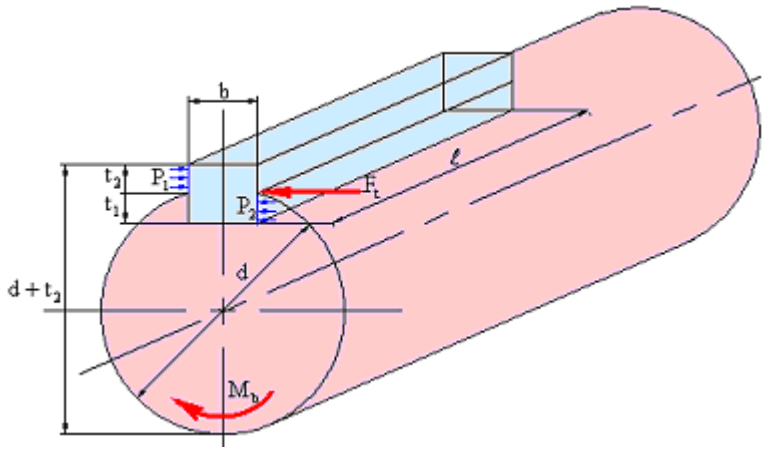
Şekil 4.8 Gömme Kama

4.3.2. Boyuna Çalışan Şekil Bağlı Kamalar

4.3.2.1. Paralel Yüzlü Kama (Feder):

İki çalışma yüzeyi birbirine paralel olan, yani eğimi sıfır olan bağlama elemanıdır. Feder, gömme kama gibi kama yuvasına yerleştirilerek bağlantı yapılır. Moment iletimi tamamen federin yan yüzü ile olur, sürtünme ile moment iletimi yoktur. Feder kullanmanın avantajları;

- Göbekte kama yuvasının belirli bir eğimle açılması gerekmediğinden imalat maliyeti düşer.
- Bağlanan parçaların kama yüzeylerinde bağlama kuvvetleri olmadığından aşırı gerilmeler yoktur.
- Kama bağlantısı yapıldığında göbek ve mil eksantrik konuma gelmez.



Şekil 4.9 Uygu kaması (Feder)

h: Kama yüksekliği

t_1: Kamanın mile gömülü olan kısmı

t_2: Kamanın göbek kısmında kalan kısmı

ℓ : Kamanın boyu

Mil göbek bağlantılarında kullanılan federin boyutları (b*h) mil çapına göre standart cetvellerinden alınır. M_b burulma momentinin iletilmesinde federi zorlayan teğetsel kuvvet Şekil 4.7'den, $F_t = \frac{2.M_b}{d}$ şeklinde yazılır. Bu kuvvetin etkisinde federin mil ve göbekle olan temas yüzeylerinde ezilme gerilmeleri (yüzey basıncı) meydana gelir. Ayrıca feder iletilen kuvvetle kesilmeye de zorlanır. Feder yüzeylerinde meydana gelen yüzey basınçları;

$$P_1 = \frac{F_t}{t_2.\ell} = \frac{2.M_b}{t_2.\ell.d} \leq P_{em}$$

$$P_2 = \frac{F_t}{t_1.\ell} = \frac{2.M_b}{t_1.\ell.d} \leq P_{em}$$

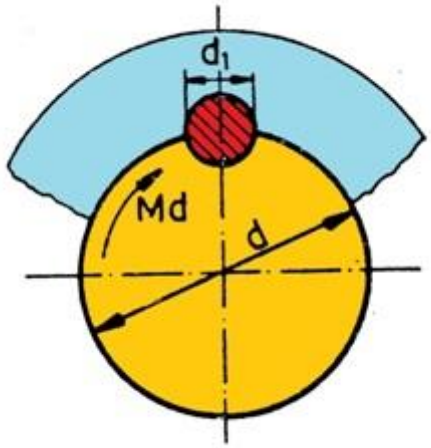
dir. Bu bağlantılarda $P_1 = P_2$ kabul edilir ve yerlerine P_{em} konularak feder uzunluğu;

$$\ell \geq \frac{2.M_b}{d.t_2.P_{em}}$$

bağıntısından hesaplanır. Federde meydana gelen kesilme gerilmesi ise; $\tau = \frac{F_t}{b.\ell} \leq \tau_{em}$ olur.

4.3.2.2. Yuvarlak Kama (Boyuna Pim):

Hiçbir konikliğe sahip olmayan düz bir yuvarlak kamaya istenen büyüklükte ön gerilme verilmez. Bir boyuna pim gibi ele alınabilirler.



Şekil 4.10 Yuvarlak Kama

Pim, çevre kuvveti tarafından $\ell.d_1$ kesiti boyunca kesilmeye zorlanır. Çevre kuvveti,

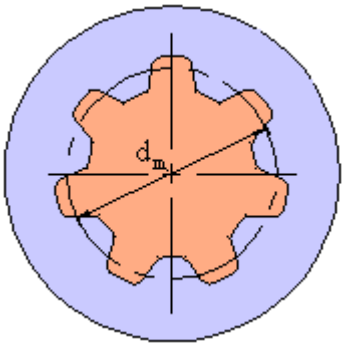
$$F_Ç = \frac{M_d}{d/2} olup, \tau = \frac{F_Ç}{d_1 \times \ell} \leq \tau_{em} \; olmalıdır.$$

Göbeğin ezilme kontrolü;

$P = \frac{2F_Ç}{d_1 \times \ell} \leq P_{em}$ olmalıdır. Burada ℓ kama boyu, d_1 kama (pim) çapıdır. P_{em} göbek malzemesi için basınç emniyet değeridir.

4.3.2.3. Kamalı Miller

Mil-göbek bağlantılarının ileteceği burulma momentinin çok büyük değerlere çıkması halinde feder uzunluğunun artması veya birden fazla federin kullanılması gerekir. Mil üzerine açılan kama yuvalarında birden fazla feder kullanılması yerine, mil ve göbek kesitleri birbirine uygun profil tarzında şekillendirilmek suretiyle büyük momentler iletilebilir. Çevrede 6, 8 veya 10 adet kama şeklinde profil vardır (Şekil 4.11).



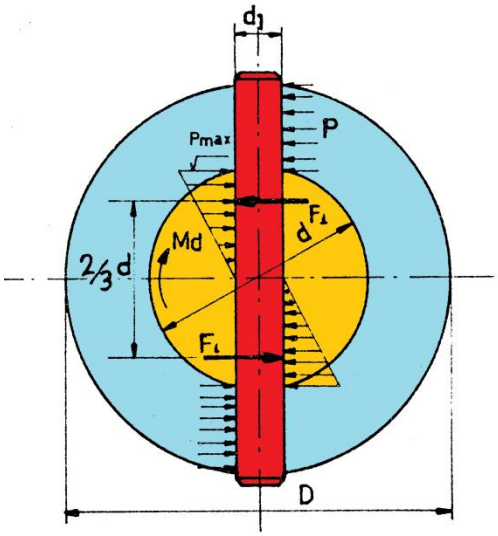
Şekil 4.11 Kamalı Mil Profili

Kama ve feder bağlantılarında moment çevrede yalnız bir yerden iletilir, bölgesel zorlanma fazladır. Kamalı millerde ise moment iletimi çevre boyunca yaklaşık eşit olup simetrik bir zorlanma vardır. Bundan başka çevre kuvveti çok sayıda yüzey tarafından iletildiğinden göbek uzunluğunun kısa alınması mümkündür.

Kamalı millerin hesabında, n tane diş veya taşıyıcı eleman olan bağlantıda bunların %75'inin yük taşıdığı kabul edilir. Profil yüksekliği h ve ortalama çap d_m olduğuna göre M_b burulma momentinin iletilebilmesi için gerekli profil uzunluğu $L \geq \dfrac{2.M_b}{0.75\ n.h.d_m.P_{em}}$ olmalıdır. Kamalı miller de standartlaştırılımış olup, milin çapına bağlı olarak profillerin şekil, adet ve büyüklükleri standart cetvellerden alınır ve uzunlukları yüzey basıncına göre hesaplanır.

4.3.3. Enine Çalışan Pimler

Küçük momentlerin iletilmesinin söz konusu olduğu yerlerde sağladıkları montaj, yapım ve bakım kolaylıkları nedeniyle enine pim bağlantıları kullanılır.



Enine çalışan bir pimde zorlanma durumu.

Şekil 4.12 Enine Çalışan Bir Pimde Zorlanma Durumu

Pim enine kesit boyunca kesilmeye çalışır. İç kısımda merkezden çevreye doğru doğrusal olarak artan bir yüzey basıncı ortaya çıkar. Pimle dış halka yüzeyi arasındaki basıncın düzgün yayıldığı kabul edilebilir (Şekil 4.12).

İç mil deliğindeki ezilme;

d/2 x d_1 : Ezilmeye çalışan alan

P_{or}: Bu alana gelen ortalama basınç olup;

$P_{or} = \frac{1}{2} P_{\max}$ alınabilir. Yüzeye gelen kuvvet;

$$F_1 = \frac{1}{2} P_{\max} \times d_1 \times \frac{d}{2}$$

$$M_d = \frac{2}{3} d \times F_1 = \frac{1}{6} P_{\max} d_1 \times d^2$$

veya

$P_{\max} = \frac{6M_d}{d_1 d^2} \leq P_{em}$ olmalıdır.

Dış halka (göbek) deliğindeki ezilme:

$F_2 = \frac{P(D-d)}{2} \times d_1$ yüzeye gelen kuvvet

Döndürme momenti ile bu kuvvet arasındaki ilişki

$M_d = P \times d_1 \times \frac{(D-d)}{2} \times \frac{(D+d)}{2}$ olup,

$P = \frac{4M_d}{(D-d)(D+d)d_1} \leq P_{em}$ olmalıdır.

Pimin kesilmesi: Pim iki kesit boyunca çevre kuvveti tarafından kesilmeye zorlanır. Bu nedenle;

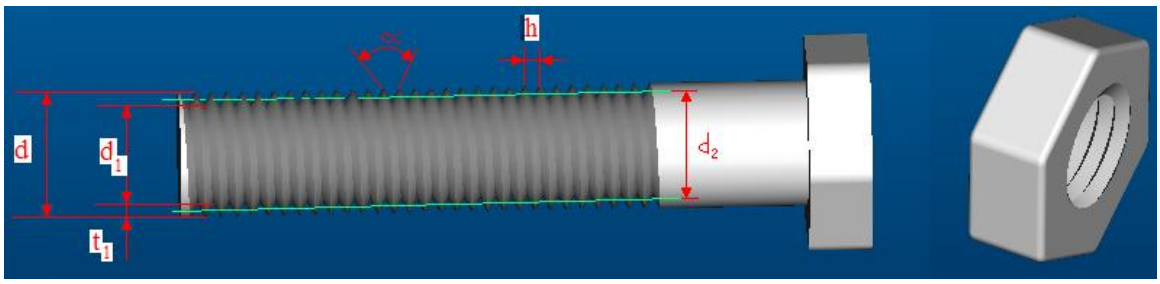
$\tau = \frac{F_Ç / 2}{\pi d_1^2 / 4} \leq \tau_{em}$ olmalıdır.

BÖLÜM 5
CİVATA BAĞLANTILARI

5.1. Giriş

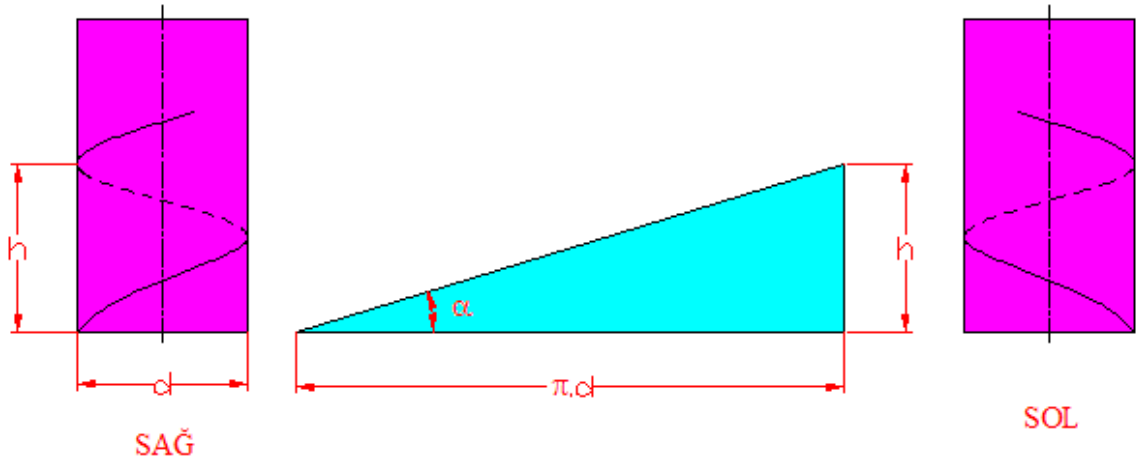
Civatalar makine inşaatından en fazla kullanıp çözülebilen bağlantı elemanlarıdır. Hiçbir bozulma olmadan istenildiği kadar sökülüp tekrar takılabilirler. Büyük bir kısmı standartlaştırılmış olduğundan gerektiğinde kolaylıkla değiştirilebilir.

Cıvata sistemi cıvata ve somun olmak üzere esas iki elemandan meydana gelmektedir. Bu iki parça eş çalışacağına göre her ikisinin de açılmış dişlerin aynı şekil ve büyüklükte yapılması, eksenel yönde ilerlemenin de dönme ile orantılı olması gerekir. Bu ise ancak vida profili adı verilen diş şeklinin bir silindir üzerine bir helis eğrisi boyunca sarılması ile sağlanabilir. Eğer eğik doğru yerine kalınlığı olan bir tel silindirin dış yüzeyine sarılırsa 'cıvata' içi boş bir silindirin iç yüzeyime sarılırsa 'somun' elde edilir. (Şekil 5.1). Burada d diş çapını, d_1 diş dibi çapını, d_2 ortalama çapı, hatveyi ve t_1 diş yüksekliğini göstermektedir.



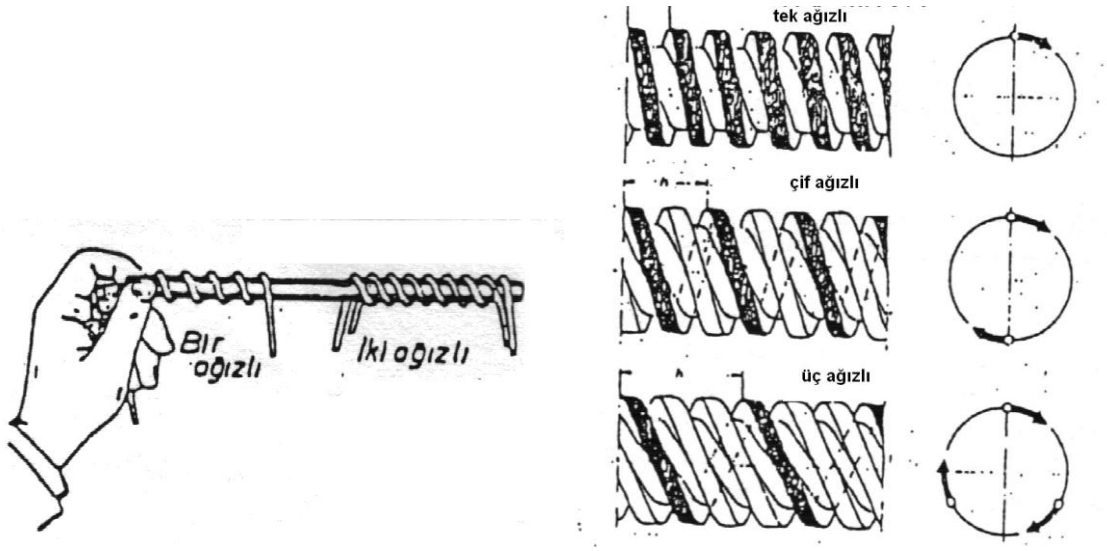
Şekil 5.1 Somun ve cıvata

Bu helis eğrisi açıldığı zaman bir dik üçgen elde edilir.(Şekil 5.2). Dik üçgenin h yüksekliğinden adım (veya hatve) denir. $tg\alpha = h/\pi d$ ye de helis eğimi (veya eğim açısı) adı verilir Üçgenin helisi teşkil etmek üzere silindire sarılma yönüne göre sağ ve sol helis (sağ veya sol vida) elde edilir.



Şekil 5.2 Helis eğrisi

Vida tek bir profilin helisel hareketi ile elde ediyorsa buna tek ağızlı vida denir. Eğer iki ve ya daha fazla profilin vidayı oluşturması söz konusu olursa çok ağızlı vida elde edilir. Şekil 5.3'de basit olarak bir ve iki ağızlı vidanın prensibi gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Tek ve çok ağızlı vidalar

Vida açılmış bir parçanın bir tam dönüşü (360^0) esnasında eksenel yöndeki ilerleme miktarı vida adımı denir. Buna göre tek ağızlı vidalarda ardışık iki dişin aynı noktalama arsındaki uzaklık vida adımına eşittir. Çök ağızlı vidalarda ise, ağız sayısına göre diş atlıyarak vidanın adımı ölçülebilir.

5.2. Civataların Kullanım Alanları

Civatalar kullanma amacına göre ikiye ayrılırlar:

Bağlantı civataları (tesbit civataları): Makine elemanlarının birbirile bağlantısında geniş ölçüde kullanılırlar. Dişli kutlarında, yatakların ve makinaların temele tesbitinde, boru flanşlarının silindir kapaklarının bağlantısında, çelik konstrüksiyonlarda ve benzeri yerlerde kullanılırlar.

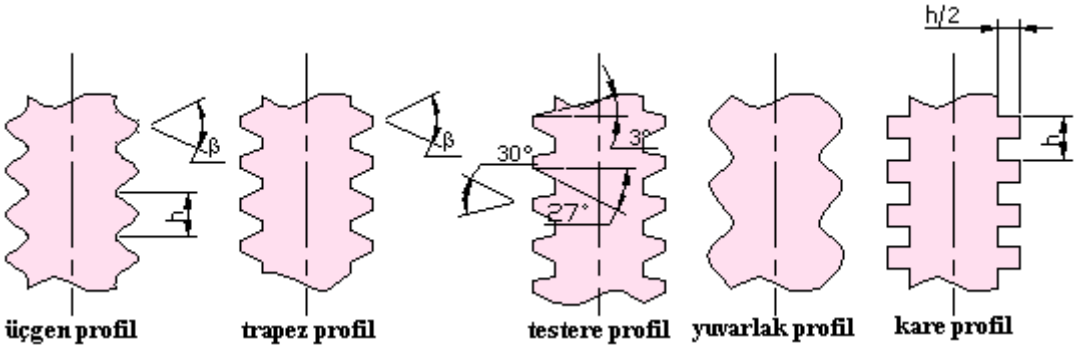
Hareket civataları: Bir dönme hareketini öteleme hareketine ve ya ötelemeyi dönme hareketine dönüştürürler. Eğer somun elemanı dönme yapmadan eksenel doğrultuda kayabilecek şekilde kızaklanırsa ve öteleme yapması engellenen civataya bir dönme hareketi verilirse somun eksenel doğrultuda ilerlemek zorunda kalır. Bu durumda civatayı döndürmek için uygulanan çevre kuvveti büyük bir eksenel kuvvete dönüşerek somunu iter ve ya çeker. Mengenler, vidalı presler, krikolar bu prensipten yararlanarak tasarlanırlar

Somun cıvata elemanlarının birinin yapacağı ilerleme hareketi, diğerinin yapacağı dönme hareketi ile orantılıdır. Bu oran vida adımıyla ilgili olup hiçbir zaman değişmez. Vidalı elemanların bu özelliklerden yararlanılarak küçük eksenel uzaklıkların büyük dönme yoluna dönüştürülecek (bölümlemeyi kolaylaştırmak bakımından) ölçülmesinde kullanılmaları sağlanabilir. Mikrometrelerde bu prensipten yararlanılır.

Bunların dışında cıvata bağlantıları, şişe kapağı olarak, deliklerin kapatılmasında kör tapa olarak, aşınma ve boşluk ayarı gereken yerlerde ayar civatası olarak, ön yüklememe gereken gergi mekanizmalarında germe civatası olarak kullanılırlar.

5.3. Vida Profilleri

Helis eğrisi yerine sarılan telin kesiti üçgen, dikdörtgen, yuvarlak, trapez olabilir. Bu şekilde oluşan vida dişi kesit şekillerine profil adı verilir. Civata bağlantıları çok farklı yerlerde kullanıldığından maksada uygun çeşitli vida tipleri geliştirilmiştir. Ancak seçilen profilin şekline ve büyüklüğüne , helisin adımına ve sarıldığı silindir çapına bağlı olarak çok sayıda vida profili elde edilebilir. Bunun sonucu farklı ölçülerde yapılan vidalar birbirine uymaz, aralarında değiştirilebilme özelliği sağlanamaz. Bu nedenle vidalar dünyada ilk standartlaştırılan makine elemanlarıdır. Şekil 5.4'de standart vida profilleri şematik olarak gösterilmiştir.

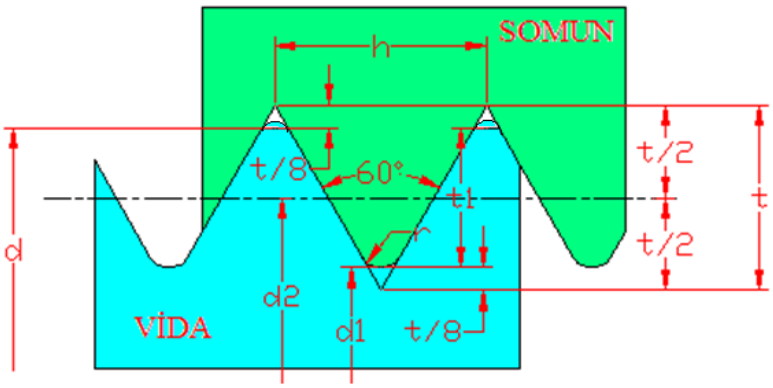


Şekil 5.4 Vida profilleri

5.4. Vida Çeşitleri

5.4.1. Metrik vida

Üçgen diş şekilli bir vida olup, tepe açısı 60^0 olan eşkenar bir üçgendir. Dişlerin uçları üçgen yüksekliğinin 1/8'i kadar kırılmış, civataya açılan dişlerin dipleri çentik etkisini azaltmak ve imalatı kolaylaştırmak için yuvarlatılmıştır (Şekil 5.5). Metrik vida boyutları Tablo 1'de gösterilmiştir.

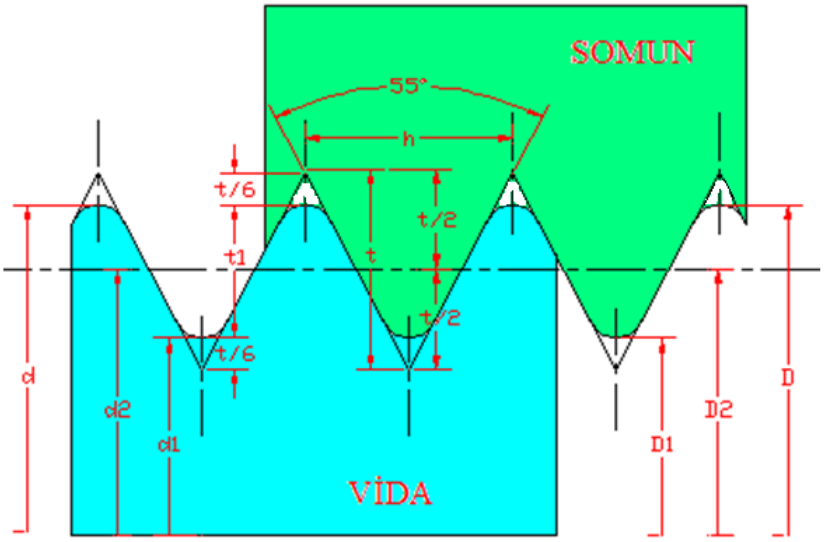


Şekil 5.5 Metrik vida profili

Vida çapları**,** hatve ve diğer ölçüler metrik ölçü sistemine göre ölçülendirmiştir. Vida sembol olarak M harfi ve vida çapı ile gösterilir. Örneğin M16 gibi. Metrik vidatalar aynı vida çapında başlıca 4 hatve kademesinde imal edilirler. Birinci kademe normal vidalardır ve gösterilişleri yukarıdaki gibidir. Diğer kademeler daha küçük hatveli olup, İnce Metrik Vida adını alırlar. Bunların sembolik gösterilişlerinde ayrıca hatve de belirtilir. Örneğin vida çapı 16 ve hatvesi 1,5 mm olan ince metrik vida M16x1,5 olarak gösterilir. Metrik vida profili de zamanla geliştirilmiş olup bugün genellikle Metrik ISO vida kullanılmaktadır.

5.4.2. Whitworth Vida

Vida profili tepe açısı 55 derece olan ikizkenar bir üçgendir . Dişlerin baş ve dipleri üçgen yüksekliğinin 1/6 sı kadar yuvarlatılmıştır (Şekil 5.6).

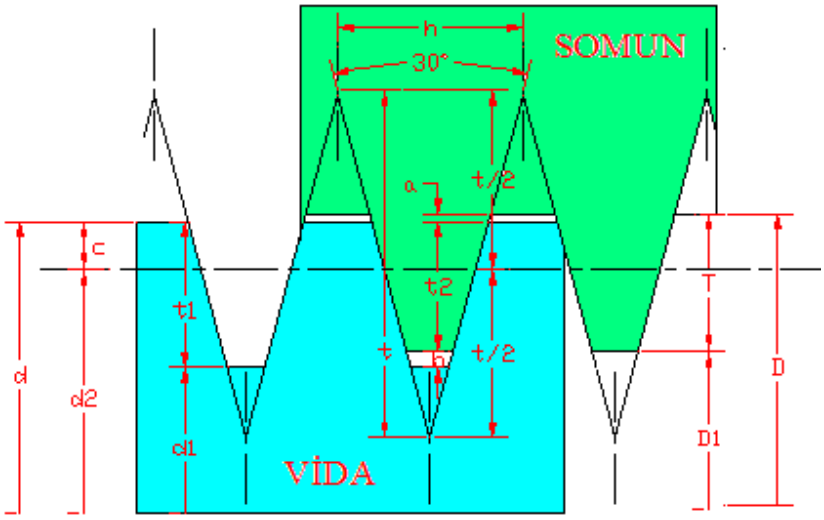


Şekil 5.6 Withworth vida profili

Whitworth vida profili bugün yerinin metrik vidaya bırakmış olup , ancak yedek parça ve benzeri imalatta kullanılmaktadır . vida çapları ve hatve parmak ölçü sistemine göre ölçülendirilmiştir .Hatve ayrıca vida ekseni doğrultusundaki bir parmaktaki diş sayısına göre de belirtilir . Whitworth normal vidalar sembolik olarak W harfi ve inch olarak vida çapı ile gösterilir. Örneğin W ½'' gibi whitworth ince vida ise hatvede (inch olarak) belirtilerek gösterilir. Whitworth boru vidasının sembolik gösterilişinde norm boru çapları esas alınır . Örneğin ½''boru için R ½'' şeklinde gösterilir .

5.4.3. Trapez Vida

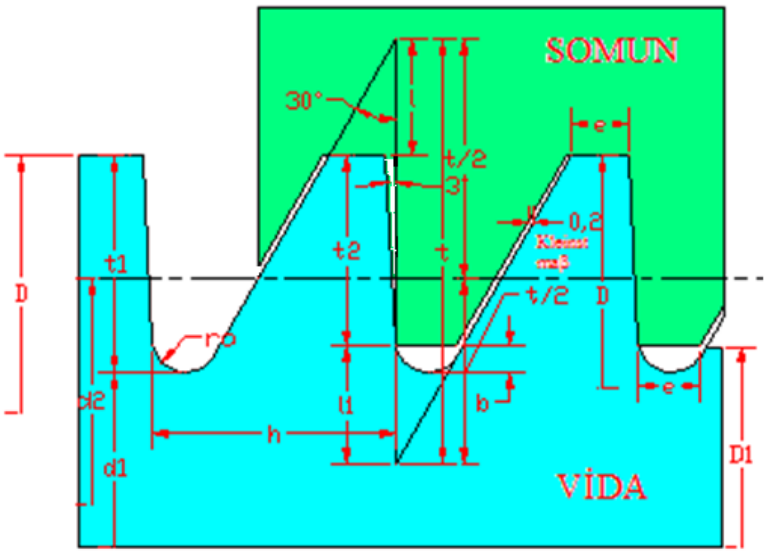
Trapez vidada tepe açışı 30 derece olan trapez profil olarak kullanılır (Şekil 5.7). Vidalar, profillerin yan yüzeylerinden temas ederler. Vida başında boşluk bulunabilir . bu tip vida daha ziyade hareket ve kuvvet taşıyıcı vida olarak kullanılır. Trapez vida sembolik olarak Tr diş başı çapı x hatve olarak gösterilir. Örneğin Tr 48x8 gibi.



Şekil 5.7 Trapez vida profili

5.4.4. Testere Vida

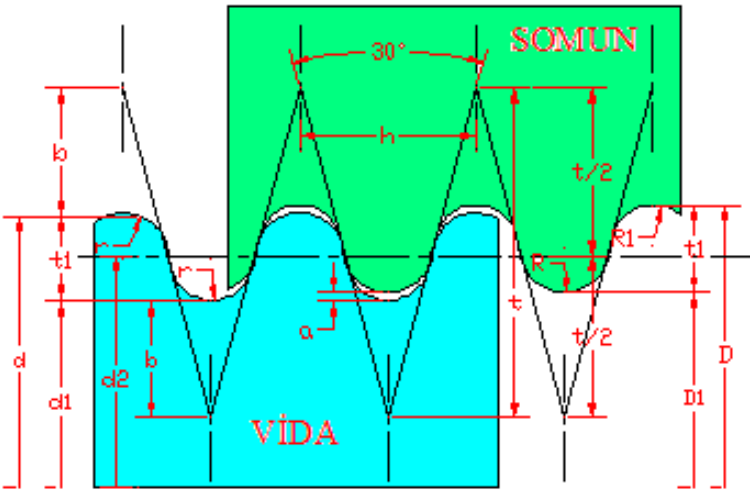
Tek taraflı olan dış eğim açısı 30 derece ve diğer eğim açısı 3 derece olup , vida eksenine dik gibidir (Şekil 5.8). Eksenel doğrultuda tek yönde etkiyen kuvvetlerin karşılanması için testere dişi vida profili, profil şeklinden ötürü daha uygundur. Testere vidaların sembolik gösterilişinde vida çapı ve hatve (mm) verilir. Örneğin Tv 100x12 gibi.



Şekil 5.8 Testere vida profili

5.4.5. Yuvarlak Vida

Büyük kuvvetlerin söz konusu olmadığı, yalnız bağlantı maksadı ile uygulanır. İnce cidarlı borularda, elektrik ampulü duylarında örnek olarak görülebilir (Şekil 5.9). Yuvarlak vidaların sembolik gösterilişinde vida çapı ve hatve (mm) verilir. Örneğin Yv 40x4,23 gibi.



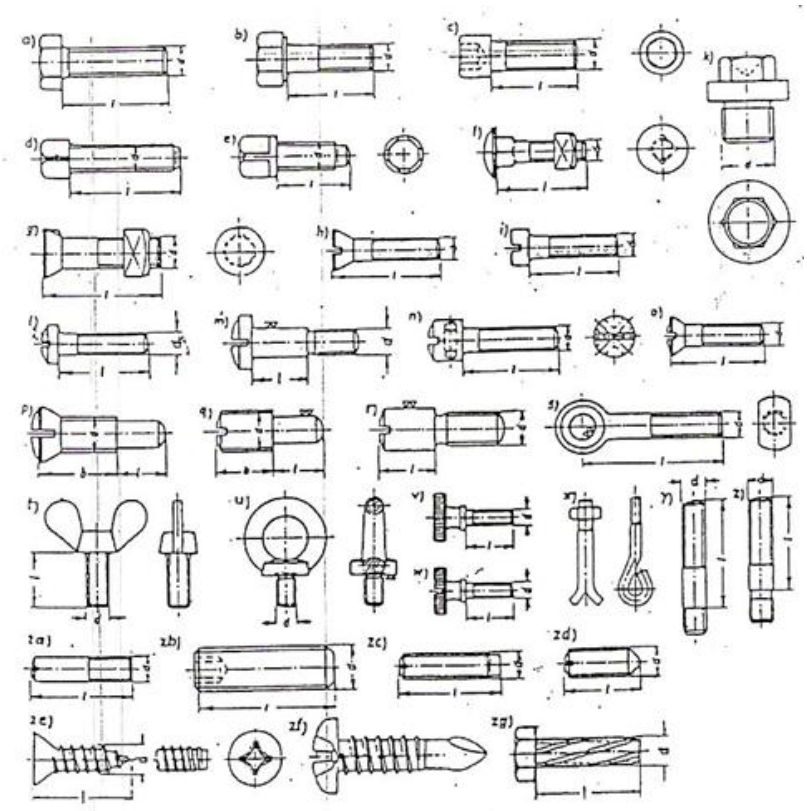
Şekil 5.9 Yuvarlak vida profili
Tablo 5.1. Metrik vida boyutları

Civata ve Somunlar							
Anma çapı d = D , mm Sıra 1	Sıra 2[(1)]	Adım P (h) , mm	Ortalama çap $d_2 = D_2$, mm	Diş dibi Çapı $d_3(d_1)$, mm	Diş yüksekliği H_3 (t_1)	Diş dibi kesiti A_3 (A_1) , mm^2	Büyümüş diş dibi kesiti A_s , mm^2
M1		0,25	0,838	0,693	0,153	0,377	0,46
M2		0,4	1,74	1,509	0,245	1,79	2,07
M2,5		0,45	2,208	1,948	0,276	2,98	3,39
M3		0,5	2,675	2,387	0,307	4,47	5,03
	M3,5	0,6	3,110	2,764	0,368	6,00	6,77
M4		0,7	3,545	3,141	0,429	7,75	8,78
	M4,5	0,75	4,013	3,580	0,460	10,1	11,3
M5		0,8	4,480	4,019	0,491	12,7	14,2
M6		1	5,350	4,773	0,613	17,9	20,1
M8		1,25	7,188	6,466	0,767	32,8	36,6
M10		1,5	9,026	8,160	0,920	52,3	58,0
M12		1,75	10,863	9,853	1,074	76	84,3
	M14	2	12,701	11,546	1,227	105	115
M16		2	14,701	13,546	1,227	144	157
	M18	2,5	16,376	14,933	1,534	175	192
M20		2,5	18,376	16,933	1,534	225	245
	M22	2,5	20,376	18,933	1,534	281	303
M24		3	22,051	20,319	1,840	324	352
	M27	3	25,05	23,319	1,840	427	459
M30		3,5	27,727	25,706	2,147	519	561
	M33	3,5	30,727	28,706	2,147	647	694
M36		4	33,402	31,093	2,454	759	817
	M39	4	36,402	34,093	2,454	913	976
M42		4,5	39,077	36,479	2,760	1045	1121

	M45	4,5	42,077	39,479	2,760	1224	1306
M48		5	44,752	41,866	3,067	1377	1473
	M52	5	48,752	45,866	3,067	1652	1758
M56		5,5	52,428	49,252	3,374	1905	2030
	M60	5,5	56,428	53,252	3,374	2227	2362
M64		6	60,103	56,639	3,681	2520	2676
	M68	6	64,103	60,639	3,681	2888	3055

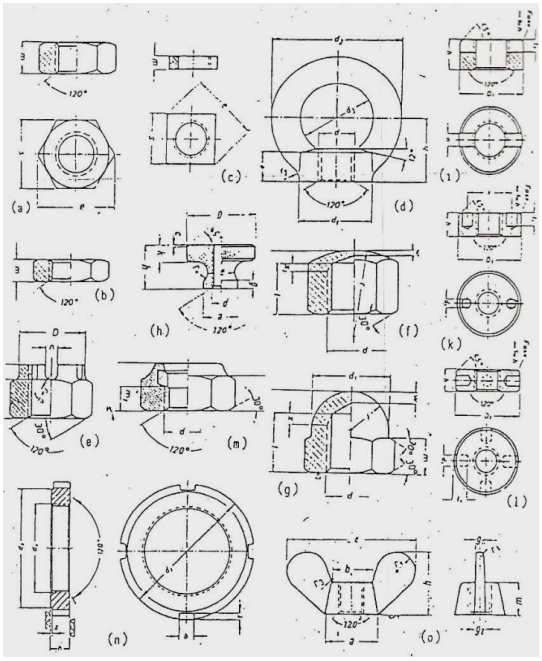
5.5. Civata, Somun ve Anahtar Çeşitleri

Pratikte kullanılan çeşitler cıvata tipleri Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Burada a) tam vidalı altı köşe başlı cıvata, b) kısmen vidalı altı köşe başlı cıvata, c) içten altı köşe başlı cıvata, d) tam vidalı dört köşe başlı cıvata, e) tespit için kullanılan dört köşe başlı cıvata, f) yarı yuvarlak başlı cıvata, g) burunlu havşa başlı cıvata, h) havşa başlı cıvata, i) silindirik başlı cıvata, k) delik kapama (tapa) civatası, l) yassı başlı cıvata, m) faturalı yassı başlı cıvata, n) çapraz delikli cıvata, o) mercimek başlı cıvata, p) pimli başlı mercimek başlı cıvata, q) vidalı pim, r) pim başlı cıvata, s) delik başlı cıvata, t) kelebek başlı cıvata, u) halka başlı cıvata, v) tırtırlı başlı cıvata, w) çentikli tırtırlı başlı cıvata, x) beton temel civataları, yz) saplama, za) vidalı pim, zb) içten altı köşe vidali pim, zc) silindirik uçlu vidalı pim, zd) konik uçlu vidalı pim, ze) sac vidası, zf) ağaç vidası dır.



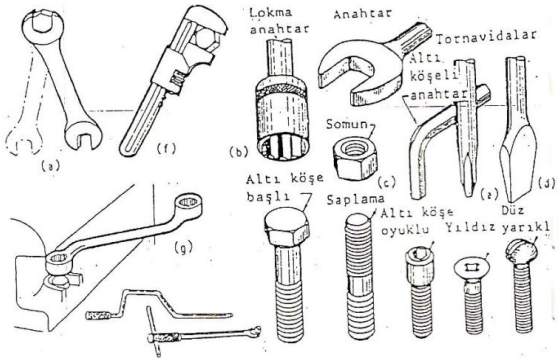
Şekil 5.10. Civata çeşitleri

Standart somun çeşitleri Şekil 5.11' de gösterilmiştir, burada a,b) altı köşe somun, c) dört köşe somun, d) halkalı somun, e) taçlı somun, f) şapkalı somun, g) şapkalı somun, h) tırtıllı somun, i) kertikli somun, k) iki delikli somun, l) çapraz delikli somun, m) emniyet bilezikli somun, n) çapraz delikli somun ve o) kelebek somunudur.



Şekil 5.11. Somun çeşitleri

Cıvata bağlantılarında bağlama ve çözme işlemleri anahtar ve torna vida adı verilen takımlarla gerçekleşir. (Şekil 5.12). Bu takımların şekli cıvata başının veya somunun şekline, bağlantının çevresine ve istenilen sıkma momentine bağlıdır. Örneğin altı köşe başlı ve somun için çevredeki yer serbest olduğu durumda altı köşe anahtarı (a) olmadığı durumda lokma anahtarı (b), içten altı köşe başlı civatlar için altı köşe anahtarı (c) kullanılır. Anahtarlar oldukça büyük tornavidalar daha küçük sıkma momentleri meydana getirirler. Tornavidalar cıvata başlarındaki sıkma çenttiğine göre düz (d) veya yıldız olabilirler. Belirli büyüklükte bir cıvata da kullanılan ve sabit denilen bu anahtarların yanı sıra herhangi bir civataya uygulanabilen ayarlı anahtarlar (f) vardır.

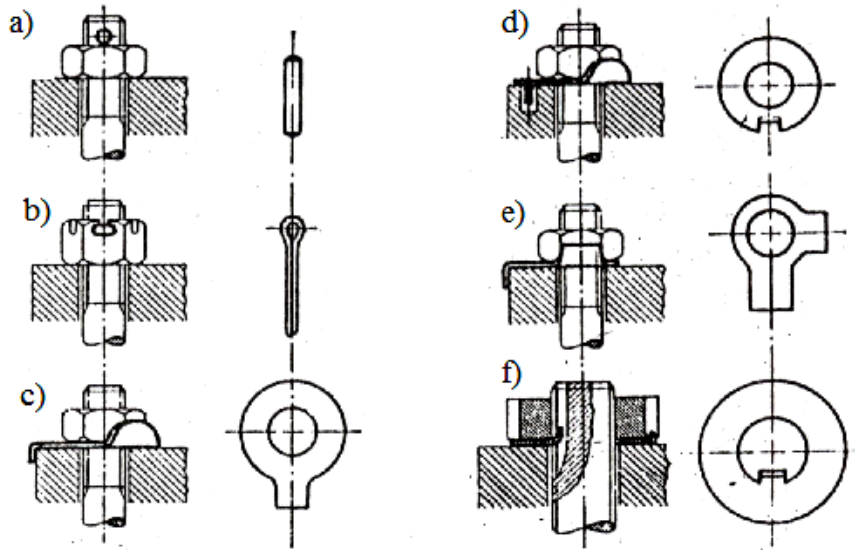


Şekil 5.12. Anahtar çeşitleri

5.6. Civata-Somun Emniyetleri

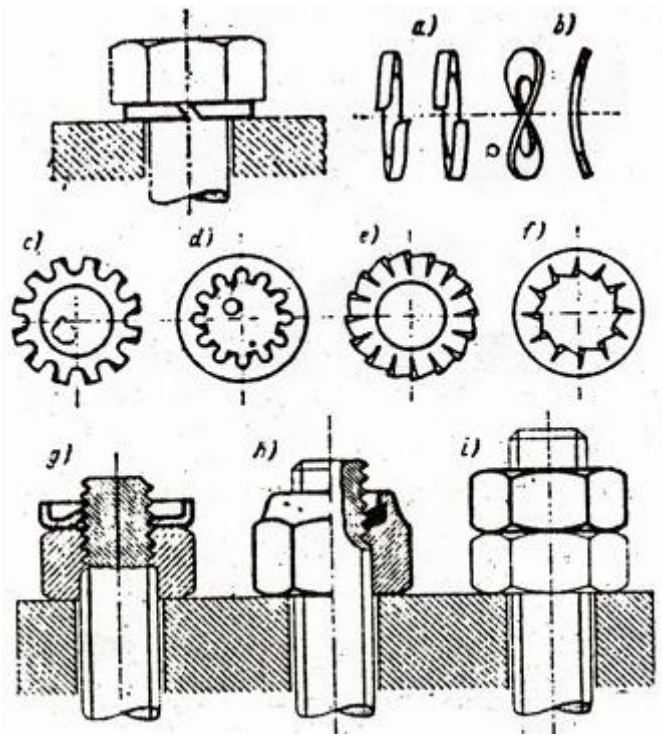
Cıvata bağlantılarını zorlanmalar etkisinde kendi kendine gevşemesine veya bağlantının tamamen çözülmesine önlemek için tedbir almak gerekir. Gevşemeye ve çözülmeye karşı en iyi emniyet bağlantının yüksek bir ön gerilme ile sıkılmasıdır. Civata-somun emniyeti olarak çok sayıda tedbir olmasına rağmen hiç biri gevşemeyi,ön gerilmenin azalmasını sağlayamaz, yalnız bir süre geciktirebilir. Cıvata bağlantılarında kullanılan emniyet tedbirleri Şekil bağlı ve Kuvvet bağlı olarak gruba ayrılır.

Şekil bağlı emniyet tedbirlerinde gevşeme somunun özel şekli veya emniyet elemanının şeklinden ötürü önlenir. Şekil 5.13'te görüldüğü gibi emniyeti sağlayan parça, parçalanmadan veya şekli bozulmadan somunun dönmesi mümkün değildir.



Şekil 5.13 Şekil bağlı cıvata-somun emniyetleri

Kuvvet bağlı emniyet tedbirlerinde ise cıvata ve somun arasında ek bir gerilme oluşturularak somunu gevşemesi zorlaştırılır (Şekil 5.14). Yaylı rondelalar basit ve ucuz ve etkili emniyet tedbirleridir. Şekil 5.14 h'deki örnekte somun içine açılan kanala plastikten diş açılmamış bir halka konur. Somun sıkıldığı zaman cıvata dişleri bu parçayı sıkıştırarak diş açar . Bu ise gevşemeyi zorlaştırır. Şekil 5.14 i' deki çift somun tertibi de basit ve etkili bir tedbirdir.



Şekil 5.14 Kuvvet bağlı cıvata-somun emniyetleri

5.7. Civata ve Somun Toleransları

Cıvata vidasının tolerans bölgeleri İSO tolerans sistemine göre e,g,h, somun vidasının tolerans bölgeleri ise G,H seçilir. Bu tolerans bölgelerine bağlı olarak ince (i), orta (o) ve kaba (k) olmak üzere tolerans sınıfı vardır. Genel olarak makine inşaatında orta, çelik inşaatta ise orta ve orta-kaba tolerans sınıfındaki cıvata ve somunlar kullanılır.

5.8. Civata ve Somun Malzemeleri

Genellikle cıvata ve somunlar çelikten yapılır . Bu maksatla çeliğin bütün cinsleri kullanılır. Ayrıca çeşitli maksatlara göre cıvata ve somun malzemesi olarak alüminyum alaşımları, pirinç ve son zamanlarda özellikle elektrik izolasyonu gayesiyle çeşitli plastikler kullanılır.

Günümüzde cıvata imalatı standartlara göre büyük seriler halinde sadece cıvata imal eden fabrikalarca yapılmaktadır. Bütün civataların mekanik özelliklerini belirten semboller kabartma usulü, kullanılarak cıvata başlarına yazılır. Bu semboller iki sayıdan oluşmaktadır. Örneğin 8.6 gibi. Birinci sayının 10 ile çarpımı malzemenin daN/mm^2 cinsinden minimum kopma (çekmeye göre) mukavemetini gösterir. İkinci sayı ise iyi bir yakınsaklıkla malzemelerin akma sınırının minimum kopma mukavemetine oranın on katını yüzde olarak

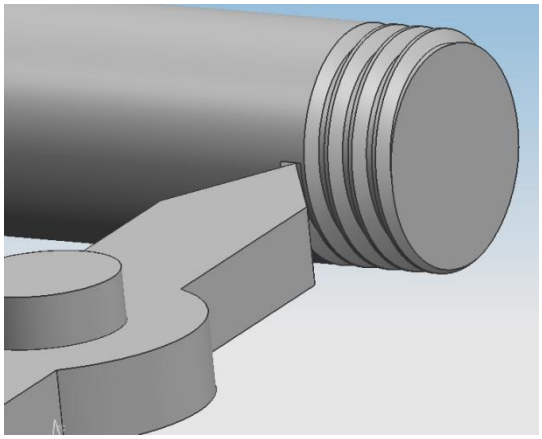
gösterir. Bu duruma göre birinci ile ikinci sayının çarpımı malzemenin daN/mm^2 cinsinden akma sınırını gösterir. Aynı semboller, ikinci sayı yani akma sınırı hariç olmak üzere somunlar içinde geçerlidir.

5.9. Civata ve Somun İmalatı

Talaş kaldırma ve haddeleme yöntemi olmak üzere iki şekilde imal edilirler.

5.9.1. Talaş Kaldırma Yöntemi

Tornalama veya frezeleme usulü ile yapılır. Tornalama usulü frezeleme usulünden daha hassas bir yöntem olmak ile beraber daha çok zaman gerektirir. Çoğunlukla haddeden çıkmış çubuklar uygun boylarda kesilerek tornaya takılır ve talaş kaldırma yolu ile vida açılır. Burada vida adımına uygun olarak sabit hızla ilerleyen torna kalemi, sabit hızda dönen iş parçası üzerinde helisel bir yol açar (Şekil 5.15).

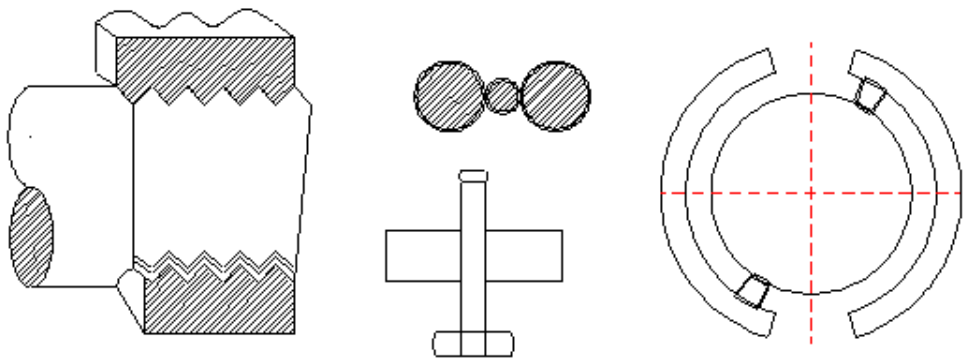


Şekil 5.15. Talaş kaldırarak vida açılması

Somunlarda pres ile ilk şekillendirmeden sonra iç vida dişlerini talaş alarak açma zorunluluğu vardır. Küçük çaplar için civataların "pafta", somunların "kılavuz" adı verilen aletlerle dişlerinin açılması mümkündür. Pafta ve kılavuzlar dişlerine özellik kazandırılmış, istenen adım ve profile sahip bir karşı eleman gibi çalışarak iz açarlar.

5.9.2. Haddeleme Yöntemi

Civataların büyük bir kısmı bu yolla imal edilir. Talaş kaldırma olmadığından elyaf kesilmesi yoktur. Yüzeyde pekleşme olur ve mukavemet artar (Şekil 5.16). Cıvata şaftı, verilmek istenen vida profilinin açınımını taşıyan yivli levhalar arasında sıkıştırılarak yuvarlanma yapması sağlanır. Hareketli ve sabit yüzeydeki cıvata şaftında vida profilinin ortaya çıkmasına sebep olur. Bu işlem 16 mm den küçük çaplar için soğukta yapılır. Büyük çaplar için sıcakta haddeleme yoluna gidilir.



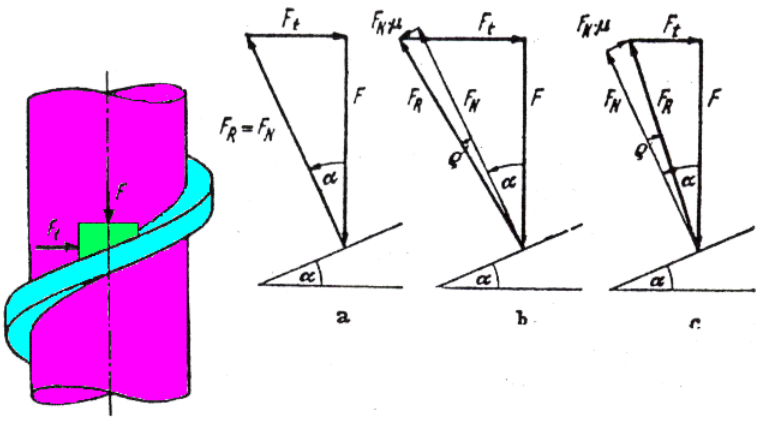
Şekil 5.16. Haddeleme yolu ile cıvata yapımı.

5.10. Civata Bağlantılarında Kuvvet Moment

5.10.1. Kuvvet ve moment

Bir cıvata bağlantısının sıkılmasında, cıvata ekseni üzerinde hasıl olan F kuvveti cıvata somun dişleri üzerinden iletilmektedir. Sıkma sırasında somunun F kuvveti altında cıvata dişleri üzerindeki hareketi, F kuvvetine eşit bir yükün vidanın oluşturduğu eğik düzlem üzerindeki hareketine eşdeğer olarak düşülebilir (Şekil 5.17). Somunun sıkılması, dolayısıyla yükün eğik düzlem üzerindeki hareketi F çevre kuvveti (teğetsel kuvvet) ile sağlanmaktadır. Buna göre F eksenel kuvveti ile F_t çevre kuvveti ve F_R bileşke kuvvetlerinin denge durumunda olması gerekir.

F kuvveti vida dişleri üzerinde yayılı bir yük oluşturur. Hesaplarda basitlik olması sebebiyle yayılı yük yerine F kuvveti, çevre kuvveti ve normal kuvvetin bileşkeleri göz önüne alınır ve bunların vida dişlerinin ortalama çapı d_2 üzerinde etkidiği kabul edilir.



Şekil 5.17. Dikdörtgen profilli bir vidada kuvvet durumu a)sürtünmesiz (somunun sıkılması); b)sürtünmeli (somunun sıkılması); c)sürtünmeli (somunun çözülmesi).

Hesaplarda ortalama çapa karşılık olan;

$$\tan\alpha_m = \frac{h}{\pi.d_2}$$

ortalama vida eğimi kullanılır.

Teoride yüzeyler arasındaki sürtünme ihmal edilirse F_R bileşke kuvveti ile F_N normal kuvveti üst üste düşer (Şekil 5.17a). Bu durumda,

$$F_t = F.\tan\alpha_m$$

olur. Gerçekte ise sürtünme olduğu için harekete zıt yönde $\mu.F_N$ sürtünme direnci etki eder. Sürtünme katsayısını, ρ sürtünme açısı cinsinden ifade edersek $\mu = \tan\rho$ olur (Şekil 5.17b). Bu durumda somunu sıkmak için gerekli kuvvet;

$$F_t = F.\tan(\alpha_m + \rho)$$

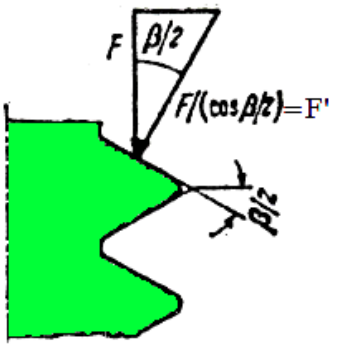
olur. Benzer şekilde cıvatanın sökülmesi durumunda sürtünme kuvvetinin yönü değişeceğinden (Şekil 5.17c);

$$F_t = F.\tan(\alpha_m - \rho)$$

sonucu elde edilir. Bağıntılar, tepe açısı β = 0° olan dikdörtgen profilli vidaya göre çıkarılmıştır. Tepe açısı sıfırdan farklı olan vidalarda oluşan normal kuvvet ve sürtünme katsayısı,

$$F' = \frac{F}{\cos\beta/2} \qquad ; \qquad \mu' = \frac{\mu}{\cos\beta/2}$$

olur (Şekil 5.18).



Şekil 5.18. Sivri vidada kuvvet durumu

Bu durumda sıkma ve çözme durumları için teğetsel kuvvet,

$$F_t = F.\tan(\alpha_m \pm \rho')$$

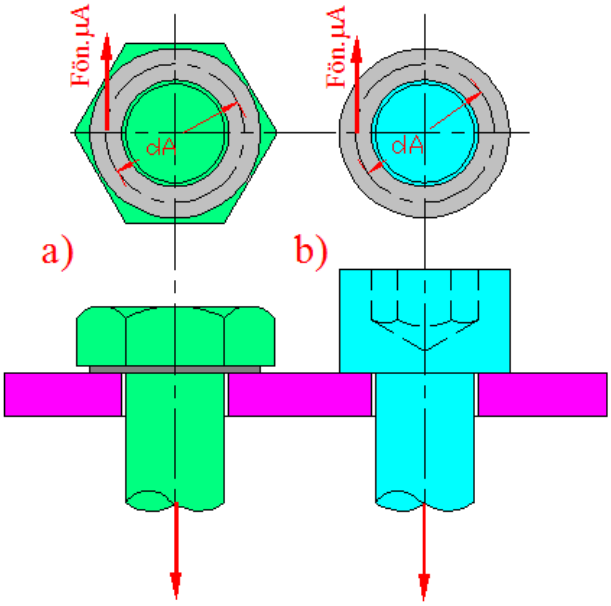
şeklinde yazılır. Teğetsel kuvvetten hareketle cıvatayı sıkmak veya sökmek için anahtarın uygulaması gereken moment;

$$M_G = F_t.\frac{d_2}{2} = F_{ön}.\frac{d_2}{2}.\tan(\alpha_m \pm \rho')$$

elde edilir. Burada Cıvata ekseninde oluşan ön gerilme kuvvetidir. $F_{ön}$ ön gerilme kuvveti Şekil 5.19'da görüldüğü gibi sıkılan parçalara, somun ve cıvata başı üzerinden iletilir. Bu neden oturma yüzeylerinde oluşan sürtünme dirençlerini de yenmek gerekir. $F_{ön}$ kuvvetinin, somun (cıvata başı) oturma yüzeyinin ortalama çapında etki ettiği kabul edilerek **somun altı sürtünmesi,** $\mu_A = \tan\rho_A$ sürtünme katsayısı olacak şekilde ek bir moment meydana getirir;

$M_A = F_{ön}.\ \mu_A.r_A$

Formüldeki $r_A = d_A/2$ somun oturma yüzeyinin ortalama çapını gösterir ve yaklaşık olarak $r_A = 0{,}7.d$ alınabilir (altıgen başlı civata için).



Şekil 5.19. Altı köşe ve içten altı köşe başlı cıvatalarda cıvata başının sürtünmesi

Buna göre cıvatayı $F_{ön}$ kuvveti altında sıkmak için gerekli toplam moment;

$$M_s = F_{ön}.\left[\frac{d_2}{2}\tan(\alpha_m + \rho') + \mu_A.r_A\right]$$

ve çözmek için gerekli moment ise;

$$M_ç = F_{ön}.\left[\frac{d_2}{2}\tan(\alpha_m - \rho') - \mu_A.r_A\right]$$

ile hesaplanır.

Standart bağlantı civatalarında açılar büyük olduğundan hesaplar daha basit olarak

$$tg(\alpha_m \pm \rho') \approx tg\alpha_m + tg\rho' = \frac{h}{\pi d_2} + \frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}}$$

Değerleri ile yapılır. "μ" sürtünme katsayısı cıvata ve somun malzeme çiftine, yüzey işçiliğine, yüzey işlemine ve yağlama durumuna bağlı olarak çok farklı değerler alabilir. Somun sürtünmesinde ise μ_A sürtünme katsayısının genellikle 0,1…0,2 arasında değiştiği ölçülmüştür.

5.10.2. Otoblokaj (Kilitlenme)

Sıkılarak ön gerilme verilmiş bir bağlantının kendi kendine çözülmemesi bağlantının otoblokajlı (kilitlenme özelliğine sahip) olduğunu gösterir bu özellik α_m vida eğimi ve μ sürtünme katsayısına bağlıdır. Eğer, $F_{ön}$ eksenel ön gerilme kuvveti bir döndürme momenti oluşturamıyorsa bağlantıyı sökmek için sökme yönünde bir moment uygulanması dolayısıyla;

$$M_ç = F_{ön}\frac{d_2}{2}tg(\alpha_m - \rho') \leq 0$$

Bunun için de

$$\alpha_m \leq \rho'$$

olması gerekir. Bu sonuca göre bir vida bağlantısının otoblokajlı olması için şart ortalama vida eğim açısının sürtünme açısından küçük olmasıdır.

5.10.3. Verim

Vida ve cıvata bağlantılarının verimi, sistemden alınan işin verilen işe oranından hesap edilir.

5.10.3.1. Döndürme Momentinin Eksenel Kuvvet Oluşturması

Vidayı sıkmak için uygulanan M_s momenti bir devir döndüğünde vida bir adım ilerler. Dolayısıyla $F_{ön}$ kuvveti eksenel yönde h hatvesi kadar ilerler. Buna göre verim;

$$\eta = \frac{F_{ön} h}{M_s 2\pi} = \frac{F_{ön} \times \pi \times d_2 \times tg\alpha_m}{F_{ön} \frac{d_2}{2} tg(\alpha_m + \rho')2\pi} = \frac{tg\alpha_m}{tg(\alpha_m + \rho')}$$

olur.

5.10.3.2. Eksenel Kuvvetin Döndürme Momenti Oluşturması

Bunun için ön şart vidanın otoblokajsız ($\alpha_m > \rho'$) olmasıdır aksi halde sistem çalışmaz. Benzer yoldan hesap yapılarak;

$$\eta' = \frac{M_ç 2\pi}{F_{ön} h} = \frac{F_{ön} \frac{d_2}{2} tg(\alpha_m - \rho')2\pi}{F_{ön} \times \pi \times d_2 \times tg\alpha_m} = \frac{tg(\alpha_m - \rho')}{tg\alpha_m}$$

elde edilir. Civata bağlantısında vida sürtünmesinden başka sürtünmeler de varsa verim hesabında bunların da göz önüne alınması gerekir.

Otoblokajlı bir vidada sınır durum olan $\alpha_m > \rho'$ için, açılar küçük olduğundan $tg(\alpha_m + \rho') \cong \alpha_m + \rho' = 2\alpha_m$ *yazılarak*

$$\eta = \frac{tg\alpha_m}{tg(\alpha_m + \rho')} = \frac{\alpha_m}{2\alpha_m} = \frac{1}{2}$$

bulunur. Buna göre otoblokajlı bir vidada verim en fazla %50 olabilir. Ancak bağlantı vidalarında verim önemli olmayıp bağlama görevi ön plandadır. Oysa krikolarda, preslerde verim önemli olabilir. Küçük dönmelere karşılık belli bir oranda öteleme hareketi istenir. Bu nedenle bu tür elemanlarda ayrı bir kilitleme sistemi varsa otoblokaj aranmaz.

5.11. Civata Bağlantılarının Hesabı

5.11.1. Statik kuvvet ve gerilmeler

Cıvata, ön gerilme kuvveti ile çekmeye ve sıkma momenti ile burulmaya dolayısıyla bileşik gerilmeye maruzdur. $F_{ön}$ kuvveti etkisinde cıvata dişlerindeki yüzey basıncının emniyet gerilmesini aşmaması, dişlerin sıyrılmaması ve eğilme etkisiyle deforme olmaması gerekir. Tüm bu etkiler göz önüne alınarak cıvata boyutlandırılır.

5.11.1.1. Çekme gerilmesi

$F_{ön}$ kuvveti etkisinde cıvatada oluşan çekme gerilmesi;

$$\sigma_ç = \frac{F_{ön}}{A_s} \leq \sigma_{em}$$

olur. Burada A_s (gerilme kesit alanı) için,

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

değeri kullanılır.

5.11.1.2. Burulma gerilmesi

M_s sıkma momentinin etkisinde cıvatada;

$$\tau = \frac{M_s}{W_b} = \frac{F_{ön}.\frac{d_2}{2}.\tan(\alpha_m + \rho')}{\frac{\pi.d_1^3}{16}}$$

kayma gerilmeleri oluşur. Somun altı sürtünmesini yenmek için uygulanan $F_{ön}.r_A.\mu_A$ momenti cıvataya etki etmediği için hesaba katılmaz.

5.11.1.3. Eşdeğer gerilmesi

Şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre eşdeğer gerilme;

$$\sigma_{eşdeğer} = \sqrt{\sigma_ç^2 + 3.\tau_b^2} \leq \sigma_{em}$$

ile hesaplanır.

5.11.1.4. Somun yüksekliği (Vidalama derinliği)

Hesaplarda Fön kuvvetinin diş yüzeyleri üzerine düzgün olarak dağıldığı kabul edilir. Vida dişinin taşıma derinliği t_1, ortalama vida çapı d_2 ve vidanın diş sayısı z olduğuna göre kuvvet taşıyan vidaların toplam alanının eksene dik düzlemdeki izdüşümü $A = z.\pi.d_2.\ t_1$ dir bu halde yüzey basıncı ;

$$p = \frac{F_{ön}}{A} = \frac{F_{ön}}{z\pi d_2 t_1} \leq p_{em}$$

dir. Bu bağıntıdan h vida adımı olmak üzere m somun yüksekliği;

$$m = zh \geq \frac{F_{ön} h}{\pi d_2 t_1 p_{em}}$$

yazılabilir. m = z.h aranılan somun yüksekliği veya civatanın parçaya vidalanma derinliğidir. Standart çelik somunların yüksekliği m = 0.8 dir. Çelik civataların vidalanma derinliği olarak pratikte kullanılan değerleri Tablo 1'de gösterilmektedir.

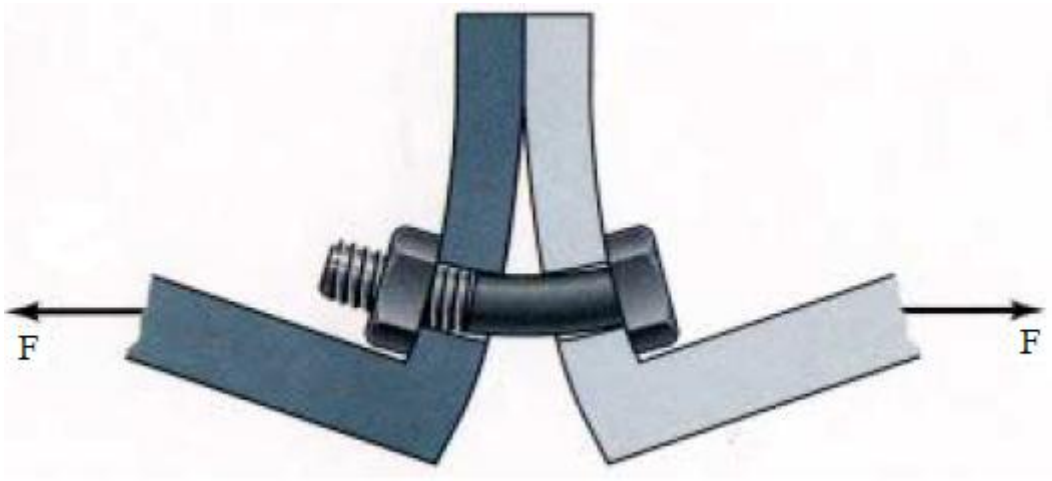
Tablo 5.2 Çelik civataların parçaya vidalanma derinlikleri

Vida açılan parça	Vidalama derinliği	Emniyet yüzey basıncı
Çelik, dökme demir veya bronz	0.8..1 d	$0.25\,\sigma_{Ak}$
Kır dökme demir, temper döküm	1.3..1.5 d	$0.15\,\sigma_{Ak}$
Hafif maden (Al-alaşımları)	2..2.5d	$0.10\,\sigma_{Ak}$

5.11.1.5. Eğilme gerilmesi

Normalde cıvataların, eğilme zorlanmalarına maruz bırakılmamaları gerekir. Fakat Şekil 1'deki bazı bağlantılarda işletme kuvveti etkisinde eğilme zorlanmaları oluşabilir. Bu nedenle somun ve cıvata başının oturma yüzeyi daima cıvata eksenine dik olmalıdır. Ancak

uygulamada, bağlantı işletme kuvveti etkisinde esner ve şekil değiştirirse, boşluklu bağlantılarda parçalar birbirine göre kayarsa bağlanan parçalarda somun veya başının oturacağı yüzey cıvata eksenine dik olarak işlenmemişse civatalara eğilme zorlanmaları etkir.



Şekil 5.20 Cıvatanın eğilmeye zorlanması

Somun oturma yüzeyi ile cıvata ekseni arasında ω kadar bir açı olsun somun sıkıldığı zaman yüzeye bir kenarından oturur. Ve bu durumda oluşan M_c momenti civatayı zorlar. Civata şaftının elastik eğrisi bir daire yayı olarak kabul edilirse I_s bağlanan parçaların kalınlığı r_b eğrilik yarıçapı ω yüzey eğim açısı olmak üzere;

$$r_b = \frac{I_s}{\omega}$$

yazılabilir. Elastik eğri denkleminden M_e eğilme momenti;

$$y'' = \frac{I}{r_b} = \frac{M_e}{EI_e}$$

$$M_e = \frac{EI_e}{r_b} = \frac{EI_e\omega}{I_s}$$

yazılabilir. Eğilme gerilmesi ise;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{EI_e\omega}{I_s W_e} = \frac{E\dfrac{\pi d^4}{64}\omega}{I_s\dfrac{\pi d^3}{32}} = \frac{\omega E d}{2I_s}$$

elde edilir. Bu halde eşdeğer gerilme;

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_e + \sigma_ç)^2 + 3\tau^2}$$

olur.

5.11.2. Enine kuvvete maruz kalan civatalar

5.11.2.1. Boşluk ile bağlanan civatalar

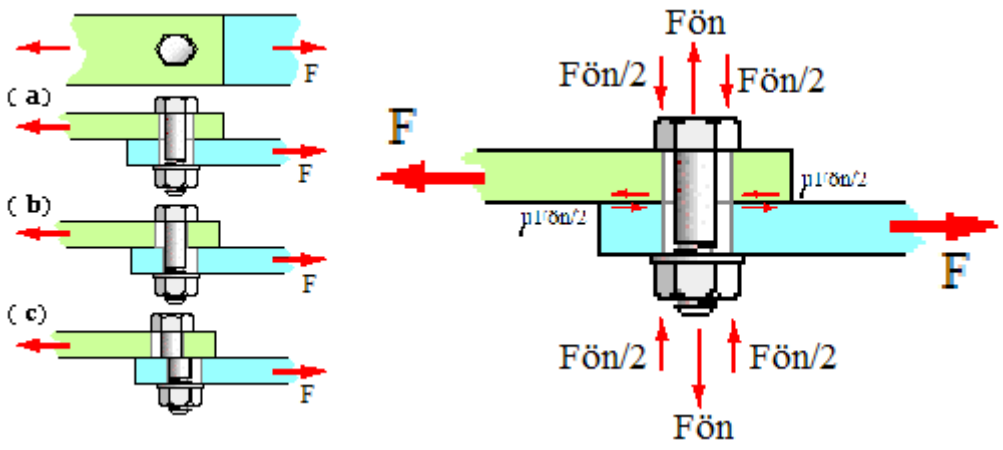
Şekil 2'deki gibi bağlamayı sağlamak amacı ile parçalar arasında sürtünme kuvveti meydana getirilir. Bu maksatla cıvata ön gerilme kuvveti ile sıkılır. Dış kuvvet F tatbik edildiği anda parçalar arasında bir sürtünme kuvveti $\mu F_{ön}$ meydana gelir. Bağlantının gerçekleşmesi için,

$$\mu F_{ön} \geq \frac{F}{z}$$

veya

$$\mu F_{ön} = k\frac{F}{z}$$

olması gerekir. Burada z cıvata sayısını k emniyet katsayısını göstermektedir ve değeri 1.1 1.6 arasında değişmektedir.



Şekil 5.21. Enine kuvvete maruz cıvatada kuvvet durumu

5.11.2.2. Deliğe boşluksuz geçen civatalar

Bu durumda civatalar perçinler gibi kesmeye;

$$\tau = \frac{F}{zi\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \frac{\tau_{Ak}}{S}$$

ve yüzey basıncına;

$$p = \frac{F}{zsd} \leq p_{em}$$

maruzdur. Burada z cıvata sayısını i makaslanan kesit sayısı s sıkılan parçaların en küçük kalınlığıdır.

5.11.2.3. Çelik konstrüksiyonlarda kullanılan civatalar

Yüksek kaliteli (Örneğin 8.8, 10.9 gibi) olan bu civataların başlıca özelliği büyük bir ön gerilme kuvveti ile bağlanmalarıdır. Bu sistemlerde verilecek ön gerilme kuvveti, akma sınırına göre;

$$F_{ön} = (0.7...0.8) \times (\pi \cdot d_1^2 / 4) \times \sigma_{AK}$$

değerini aşmamalıdır. Cıvata çapının seçimi için s parçaların kalınlığı olmak üzere;

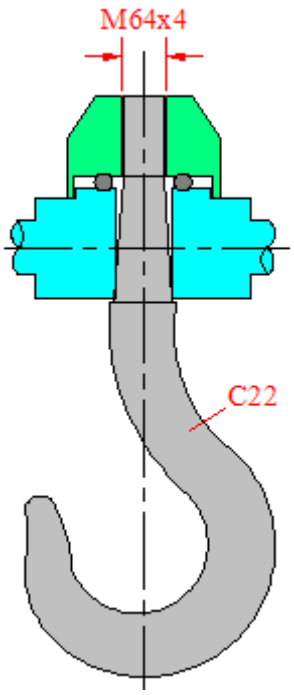
$$D = s + 8 \text{ veya } d = 1.8 .. 2 \times s$$

bağıntısı kullanılabilir.

5.11.3. Taşıma civataları

Taşıma cıvataları ön gerilmesiz olarak takılır ve yalnız işletme yüklerini taşırlar. Şekil 3'teki örnekte görülen kanca yalnız yük kaldırma sırasında zorlanır. Vidaya, konstrüksiyondan ötürü, montaj ve işletme sırasında burulma momenti etkimez. Taşıma civataları yalnız çekmeye zorlanır. Çekme gerilmesi:

$$\sigma_{ak} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{ak}}{S}$$

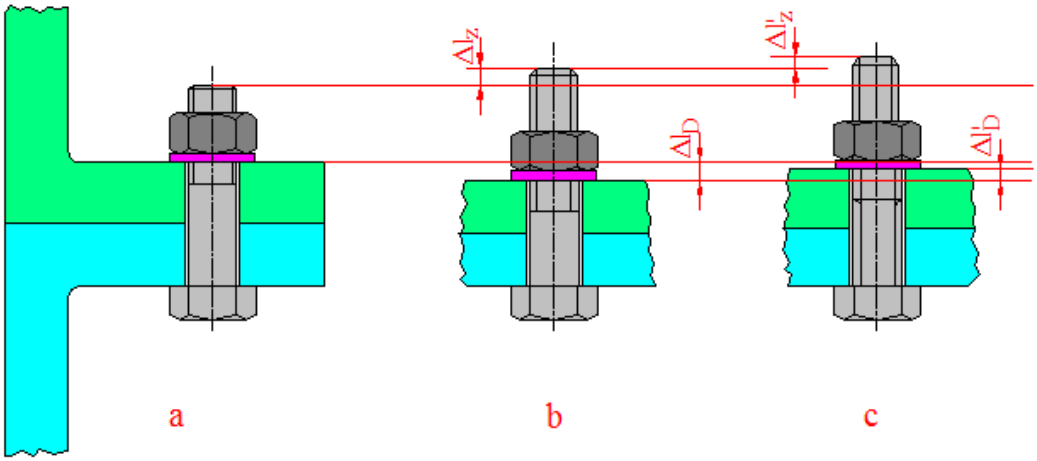


Şekil 5.22 Bir yük kancasında taşıma cıvatası

5.11.4. Dinamik yük, ön gerilme

5.11.4.1. Ön gerilme

Dinamik zorlanmalara maruz cıvataların hesabı, statik zorlanmaya maruz cıvatalardan farklıdır. Belirli bir ön gerilmeye sahip cıvataya işletme sırasında genellikle sıfır ile maksimum arasında değişen bir işletme kuvveti etkir. Değişen bu ek zorlanmadan ötürü hesaplar sürekli mukavemete göre yapılır. Şekil 7.4'deki basitleştirilmiş bir flanş bağlantısında hesap yapılırken yalnızca cıvata ve flanşların uzama ve kısalmaları göz önüne alınacaktır.



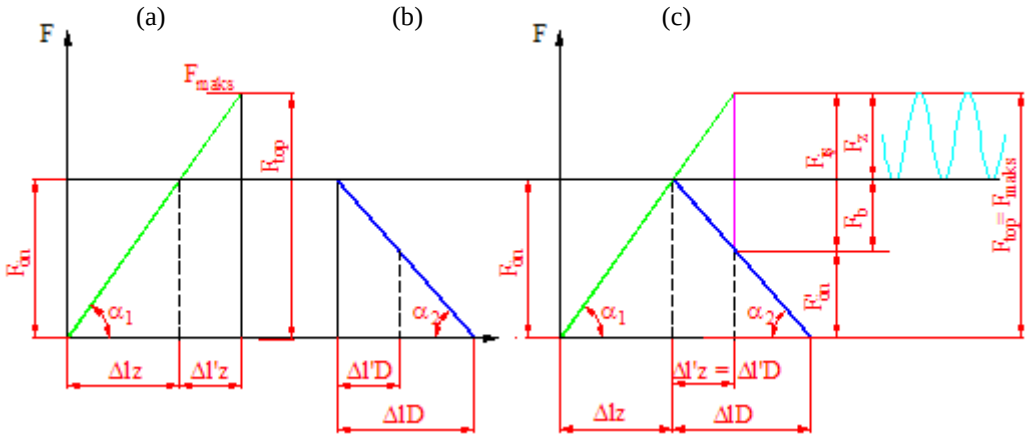
Şekil 5.23. Cıvata bağlantısında şekil değiştirme

Şekil 4'de basitleştirilmiş bir flanş bağlantısı gösterilmiştir. Parçalardaki şekil değiştirmelerin bulunmasında ve formüllerin çıkarılmasında yalnız cıvata ve flanşların uzama ve kısalması göz önüne alınacak, diğer şekil değiştirmeler ihmal edilecektir.

Şekil 4.a'da bağlantının, cıvata ve somun yerine takılmış, elle sıkılarak boşlu alınmış fakat henüz ön gerilme verilmemiş haldeki durumu görülmektedir. Civatanın sıkılması ile $F_{ön}$ ön gerilme kuvveti etkisinde cıvata da delta l_z kadar bir uzama, flanşlarda ise delta l_p kadar bir kısalma olacaktır (Şekil 4.b). Bağlantıya $F_{iş}$ işletme kuvveti etkidiği zaman civatadaki zorlanma artacak ve cıvata ek olarak delta l'_z kadar uzayacak, buna karşılık flanşlardaki kuvvet azalacağından flanşlar $\Delta l'_d$ kadar bir genişleme yapacaklardır (Şekil 4.c). Bu anda civataya etkiyen kuvvet F_{max} değerine çıkacak, flanşa etkiyen $F_{ön}$ kuvveti ise $F'_{ön}$ değerine düşmüş olacaktır. Flanşla ancak cıvatanın uzama miktarı $\Delta l'_z$ mesafesi kadar genişleyebileceğinden $\Delta l'_z = \Delta l'_d$ dir.

5.11.4.2. Ön gerilme üçgeni

Cıvata bağlantısına etkiyen kuvvetleri ve bağlantıdaki şekil değiştirmelerini bir kuvvet uzama diyagramında göstermek mümkündür. Bağlantıda kalıcı şekil değiştirmeler istenmediği için gerilmeler elastik bölgede kalacak, dolayısıyla Hooke kanununa göre uzamalar kuvvetle orantılı olarak artarak doğrusal değişim gösterecektir. Şekil 5.a'da cıvata ve Şekil 5.b'de flanş için kuvvet-uzama diyagramları gösterilmiştir. Her iki diyagramın müşterek tarafları olduğundan bunları birlikte çizmek mümkündür. Böylece 5.c'de gösterilen ve ön gerilme üçgeni adı verilen diyagram elde edilir.



Şekil 5.24. Cıvata bağlantısında kuvvet-uzama diyagramı (Ön gerilme üçgeni)

Ön gerilme üçgeninden kolaylıkla görüldüğü dibi bağlantıya işletme kuvveti $F_{iş}$ etkidiği zaman cıvata kuvveti F_{top} değerine çıkmakta, işletme kuvveti kalktığı zaman tekrar Fön değerine inmektedir. Civatayı ek olarak zorlayan kuvvet F_z dir. Buna karşılık flanşlardaki kuvvet Fiş etkisinde azalarak $F'_{ön}$ değerine inmekte, $F_{iş}$ sıfır olduğu zaman tekrar $F_{ön}$' e çıkmaktadır. Flanşlara etkiyen $F_{ön}$ kuvvetine kalan ön gerilme adı verilir. Civataya etkiyen F_{top} kuvveti $F_{ön} + F_{iş}$ değil $F_{iş} + F'_{ön}$'e eşittir.

Flanş bağlantısına ait ön gerilme üçgeninden elde edilen sonuçlar bütün cıvata bağlantılarına uygulanabilir. Bu nedenle genellikle cıvata yerine çekmeye çalışan flanş yerinede basmaya çalışan terimler kullanılacaktır.

Şekil 5'te ki diyagramlar civatanın ve basmaya zorlanan kısımların yay karakteristiğidir. Doğruların eğimi;

$$tg\alpha_1 = C_z = \frac{F_{ön}}{\Delta l_z},\ tg\alpha_2 = C_D = \frac{F_{ön}}{\Delta l_D}$$

Cıvata ve basmaya çalışan kısımların birim uzamalarına karşılık olan kuvveti diğer bir deyimle yaylanma rijitliklerini gösterir.

Şekil 5.c' deki ön gerilme üçgeninden görüldüğü gibi;

$$F_{iş} = F_z + F_b$$
$$\Delta l'_z = \Delta l'_D$$

dır. Yaylanma rijitlikleri kullanılarak;

$$C_Z = \frac{F_Z}{\Delta l'_z} \quad F_Z = \Delta l'_z C_Z$$
$$C_D = \frac{F_b}{\Delta l'_b} \quad F_b = \Delta l'_D C_D$$

yazılabilir. Buradan,

$$F_{iş} = \Delta l'_z (C_Z + C_D)$$

elde edilir. Bu ifadelerden yararlanılarak,

$$\frac{F_Z}{F_{iş}} = \frac{C_Z}{C_Z + C_D}$$
$$F_Z = F_{iş} \frac{C_Z}{C_Z + C_D} = F_{iş} \frac{1}{1 + \frac{C_D}{C_Z}}$$

ve benzer şekilde,

$$F_b = F_{iş}\frac{C_D}{C_z+C_D} = F_{iş}\frac{1}{1+\frac{C_z}{C_D}}$$

elde edilir. Fiş kuvvetinin etkisinde civatadaki ek F_z kuvveti $F_{iş}$ ile orantılı ve yalnız parçaların yaylanma rijitliklerinin oranına bağlıdır.

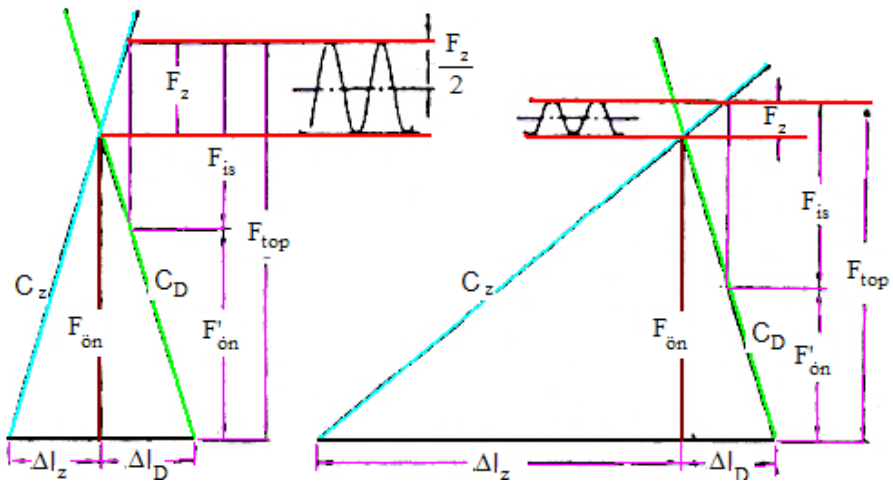
$F'_{ön}$ kalan ön gerilme değeri ise,

$$F'_{ön} = F_{ön} - F_b$$

$$F'_{ön} = F_{ön} - F_{iş}\frac{1}{\frac{C_D}{C_Z}+1}$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Dinamik zorlanma dolayısıyla, sürekli mukavemet bakımından civataya gelen ek F_z kuvvetinin mümkün olduğu kadar küçük olması uygun olur. Ön gerilme üçgeni ve çıkarımlı olan bağlantılardan görüleceği gibi F_z yalnız yaylanma rijitliklerine bağlıdır. Şekil 6'da bir karşılaştırma yapmak amacıyla $F_{ön}$ kuvveti ve sıkıştırılan parçaların C_D değeri sabit kalmak üzere C_D / C_z = 1/1 ve C_D/C_z = 4/1 oranları için ön gerilme üçgenleri çizilmiştir. Soldaki şekilde daha rijit sert sağdakinde ise daha esnek bir cıvata söz konusudur. Görüldüğü gibi soldaki bağlantıda F_z =0,5 $F_{iş}$, sağdakinde ise yalnız 0,2 $F_{iş}$'dir. Bu sonuca göre dinamik yüke maruz ön gerilmeli sistemlerde civataların esnek, conta ve sıkılacak parçaların ise rijit olması istenir. Ön gerilmeli sistemlerde bu nedenle, normal cıvata yerine daha elastik olan uzar civatalar kullanılır.



Şekil 5.25. Yaylanma rijitliklerinin oranının etkisi.

Ön gerilmeli sistemlerde $F'_{ön}$ kalan ön gerilme değeri de büyük önem taşır. Bağlantının gevşememesi için $F'_{ön}$ çok küçük olmamalı ve hiçbir zaman da sıfıra düşmemelidir. Yenisi kadar büyük bir kalan ön gerilme, $F_{ön}$ ön gerilmeyi artırmakla sağlanır. Yalnız bu takdirde F_{top} toplam kuvvet de arattığından mukavemet yönünden yüksek kaliteli çelikten yapılmış uzar cıvata kullanılması gerekir.

$F_{ön}$ ön gerilme değeri işletme kuvvetine seçilir. $F_{ön}$ / $F_{iş}$ oranı en az 2.5 olmalı bağlantıda conta vs. varsa ve temas yüzeylerinin pürüzlülüğü fazla ise bu oran 3.5, flanş ve motor kafası sızdırmazlığın çok önemli olduğu bağlantılarda da 3….5 arasında seçilmelidir.

Ön gerilme üçgeninden çıkarılmış olan bağlantılara göre civataya göre etkiyen maksimum kuvvet,

$$F_{\max} = F_{top} = F_{ön} + F_Z = F_{ön} + F_{iş} \frac{1}{1 + \frac{C_D}{C_Z}}$$

ortalama kuvvet,

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{F_{top} + F_{ön}}{2}$$

kuvvet genliği,

$$F_g = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{F_{top} - F_{ön}}{2} = \frac{F_Z}{2}$$

sıkıştırılan parçalar için,

$$F_{\max} = F_{ön}$$
$$F_{\min} = F'_{ön}$$

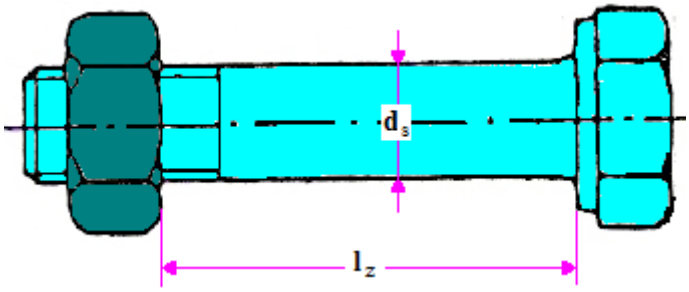
ve değişken kuvvet genliği,

$$F_g = \frac{F_b}{2}$$

dir.

Yaylanma Rijitliklerinin Hesabı:

Ön gerilme üçgeninden cıvata bağlantısına etkiyen kuvvetlerin analizini yapabilmek için parçaların yaylanma rijitliklerinin de bilinmesi gerekir. Civataların veya uzayan parçaların yaylanma rijitlikleri kolay ve hassas bir şekilde hesap edilebilir.



Şekil 5.26. Civatanın yaylanma rijitliğinin hesabı.

Şekil 7'deki civatanın kesit alanı A, uzunluğu l_z ve malzemenin elastik modülü E_z ise,

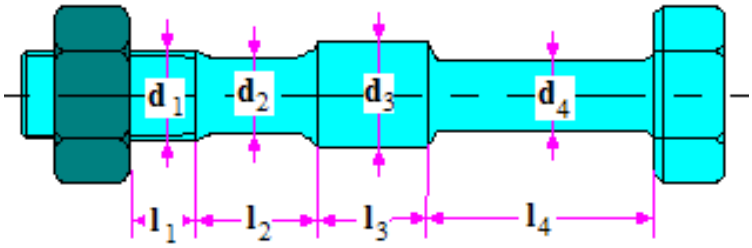
$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{I_Z}, \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

değerleri yardımıyla Hooke kanunu (ε = σ / E) ifadesinden yaylanma rijitliği,

$$\frac{\Delta I}{I_Z} = \frac{F}{AE_z}$$

$$C_z = \frac{F}{\Delta I_z} = \frac{AE_z}{I_Z} = tg\alpha_1$$

bulunur. Bu bağıntı esnek bir cıvata için A kesit alanının küçük ve l_z civatanın uzamaya çalışan kısmının uzun olması gerektiğini gösterir. Bu şartlar uzar civatalarla sağlanır (Şekil 8).



Şekil 5.27.. Uzar civatanın yaylanma rijitliğinin hesabı için

Civatanın Δl toplam uzaması her bir ayrı parçanın uzamaları toplamına eşit olacağına göre,

$$\Delta I = \Delta I_1 + \Delta I_2 = \frac{F}{E_z}\frac{I_1}{A_1} + \frac{F}{E_z}\frac{I_2}{A_2}$$

yazılabilir. Buradan;

$$\frac{1}{C_z} = \frac{\Delta I}{F} = \frac{I_1}{E_z A_1} + \frac{I_2}{E_z A_2}$$

ve genel olarak,

$$\frac{1}{C_z} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \ldots$$

sonucu elde edilir.

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliğiinin hesabı oldukça zordur. Zira birçok hallerde sıkılan parçada ön gerilme etkisinde elastik deforme olan malzeme bölgesini ve gerilme dağılımını tam olarak tespit imkânı yoktur.

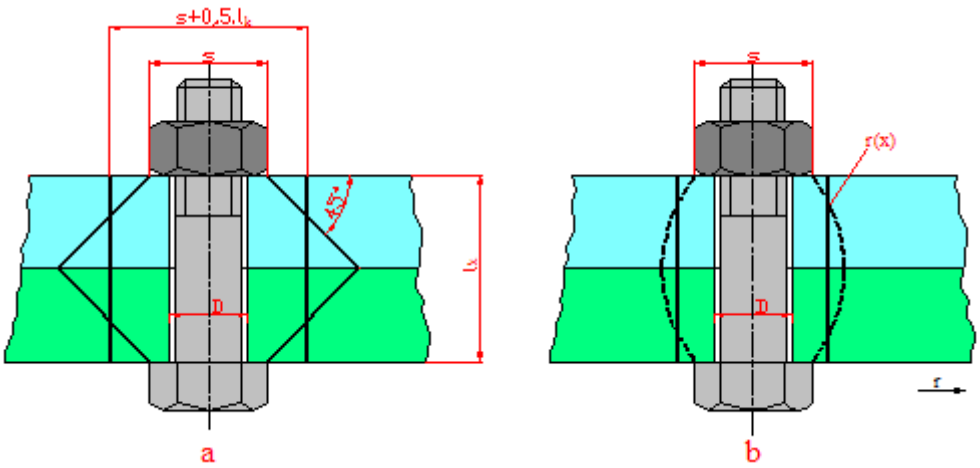
Ön gerilme üçgenini hesaplara ilk defa sokan Rötscher'e göre sıkılan parçalarda elastik deformasyonların dağılımı tepe açısı 90^0 olan bir çift koni şeklindedir (Şekil 9.a). Rötscher konisi adı verilen konilerin somun altına gelen kısmındaki çapları somunun anahtar ağzı açıklığına eşittir. Hesapların kolaylaştırılması için koni yerine yaylanma bakımından aynı değeri veren ve kesiti,

$$A = \frac{\Pi}{4}\left[(s + \frac{I_k}{2})^2 - D^2\right]$$

olan eşdeğer bir silindirle hesap yapılı buna göre sıkılan parçanın yaylanma rijitliği,

$$C_D = \frac{AE_D}{I_k}$$

olur.



Şekil 5.28. Sıkılan parçalarda deformasyon alanı

Son yıllarda yapılan araştırmalara Rötscher konisi ile yapılan hesapların rijit sonuç verdiğini ve gerilme dağılımının bir paraboid şeklinde olduğunu göstermiştir (Şekil 9.b). Bu halde de kolaylık olmak üzere eşdeğer bir silindir kabul edilerek hesaplar buna göre yapılır. Eşdeğer silindirin kesit alanı, k malzemeye bağlı bir değer olmak üzere,

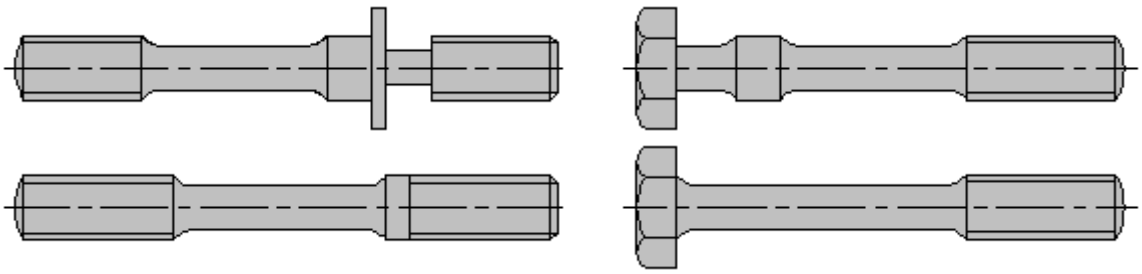
$$A = \frac{\pi}{4}.\left[\left(s + k.\frac{l_k}{2}\right)^2 - D^2\right]$$

şeklinde hesaplanır. Çelik malzeme için k değeri 1/5, dökme demir için 1/4, alüminyum alaşımları için 1/3 tür.

Sıkılan parçaların yaylanama rijitliğinin deneysel olarak tayini en doğru yoldur. Monte edilmiş ve belirli ön gerilme verilmiş sisteme kademeli olarak işletme kuvveti etki ettirilir ve uzamalar ölçülür. Bu ölçümlerde $F_{iş} = (C_z + C_D)$. Δl' bağıntısından yaralanılarak C_D tespit edilir.

5.11.4.3. Uzar cıvata

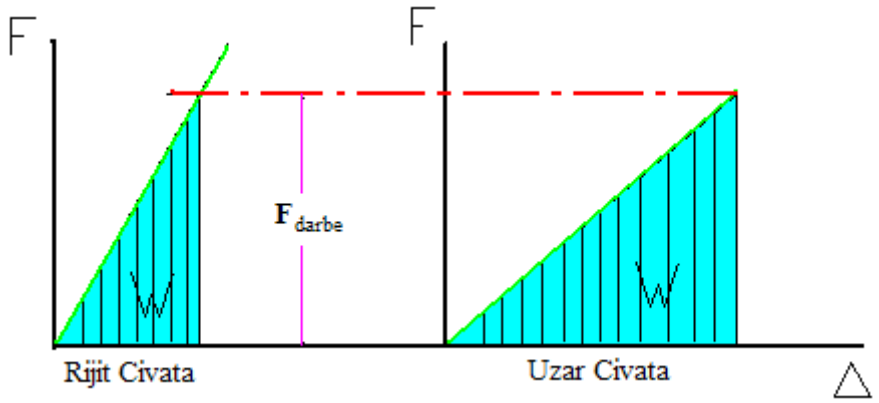
Civataya etkiyen değişken gerilme genliğinin küçük olması için yaylanma rijitliği küçük cıvata kullanılması gerekir. Bu ise $C_z = A.\ E_z / l_z$ bağıntısına göre kesitin küçük uzunluğunun ise büyük tutulması ile sağlanır. Yüksek kalitede çelikten yapılan cıvata kullanılarak kesit küçültülmelidir. Ancak vida çapını, özellikle çentik etkisi nedeniyle belirli bir değerin altına indirmek mümkün olmaz. Bu takdirde, Şekil 10 'daki örneklerde görüldüğü gibi civatanın şaft kısmı diş dibinden daha küçük olmak üzere torna edilerek inceltilir. Bu kısımların yüzey işçiliği çok temiz yapıldığı, birçok halde taşlandığı, vidalı kısımlara uygun yarıçapla geçiş yapıldığı için çentik etkisi minimuma indirilmiş olur.



Şekil 5.29. Uzar Cıvatalar

Uzar civatalar darbe kuvvetlerinin karşılanmasında bir yay gibi etkileyerek bağlantının aşırı zorlanmasını önler. Şekil 11'de aynı darbe kuvveti için rijit bir cıvata ile uzar civatanın

alabilecekleri darbe işi gösterilmiştir. Uzar cıvata daha büyük olan deformasyonu nedeniyle daha fazla darbe işi alabilir.



Şekil 5.30. Rijit ve uzar civataların aynı darbe yükünde depo edebilecekleri iş.

5.11.4.4. Cıvataların boyutlandırılması

Dinamik yüklü civata bağlantısına; $F_{ön}$ ön gerilme kuvveti ve titreşimli $F_{iş}$ işletme kuvvetleri etki eder. Başlangıçta tam olarak bilinen değer $F_{iş}$ kuvvetidir, diğer büyüklükler buna göre seçilir ve cıvata boyutlandırılır. İlk yaklaşık boyutlandırma $F_{ön}$ ön gerilme kuvvetine göre yapılabilir. $F_{ön}$ kuvvetine karşılık olan gerilme, civatada oluşan çekme gerilmelerinin alt değeridir.

$$\sigma_a = \frac{F_{ön}}{A_s} \leq \sigma_{em}$$

bağıntısından cıvata alanı bulunur ve buradan da standart vida çapı seçilir. A değeri olarak gerilme kesit alanı,

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

veya uzar civatalarda şaft kesit alanı,

$$A_s = \frac{\pi}{4} d_s^{\,2}$$

kullanılır, σ_{em} değeri için, büyük ön gerilme verme ve malzemeden iyi bir şekilde yararlanabilme bakımından akama sınırına yakın değerlere kadar çıkılır. Bu amaçla;

$$\sigma_{em} \approx 0.7\sigma_{0.2}$$

alınır. Uzar civatalarda yüksek kalitede çelikler kullanıldığı ve bunların yumuşak çelikler gibi belirgin akma sınırları olmadığından $\sigma_{0.2}$ teknik akma sınırı kullanılır. $F_{ön}$ değeri cıvata kalitesine ve işletme artlarına bağlı olarak $F_{iş}$'in 2…..5 katı olarak seçilir. Bu ön hesapla cıvata seçimi yapıldıktan sonra boyutlar belli olduğundan kontrol hesabına geçilir. Maksimum kuvvet olan F_{top}'ı ve ek zorlanma F_z'i bulmak için parçaların yaylanma rijitlikleri tayin edilir.

$F_{top}=F_{ön}+F_z$ kuvvetinin oluşturduğu maksimum çekme gerilmesi,

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{top}}{A_s}$$

$$M_s = F_{ön}\frac{d_2}{2}tg(\alpha_m + \rho')$$

ve sıkma momentinden oluşan,

$$\tau = \frac{M_s}{W_b} = \frac{M_s}{\frac{\pi}{16}d_1^{\,3}} = \left(\frac{M_s}{\frac{\pi}{16}d_s^{\,3}}\right)$$

kayma gerilmesi hesaplanır. Bileşik erimle nedeniyle,

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{\max}^{\;2} + 3\tau^2} \le \sigma_{em}$$

olmalıdır. σ_v 'nin akma sınırının altında kalması gerekir. (0.9 σ_{ak} 'a kadar çıkılabilir). En önemli kontrol sürekli mukavemet bakımından değişken gerilme genliğidir. $F_z/2$ 'nin etkisinde,

$$\sigma_g = \frac{F_z}{2A_s} \le \sigma_{gem}$$

olmalıdır. σ_{gem} değeri, cıvata malzemesinin sürekli mukavemet diyagramından okunan σ_A değerinden,

$$\sigma_{gem} = \frac{\sigma_A}{S}$$

bağıntısı ile hesaplanır. Emniyet katsayısı S=1,25……1,5 alınır. σ_A değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 5.3. Cıvata ve somunların değişken gerilme genlikleri için ortalama değerler.

σ_A (N/mm²)	Civata	Somun
± 27.5	4.6	4
±30	5.6	5
±35	6.9	6
± 40	8.8	8
±50	10.9	10
±70	12.9	12

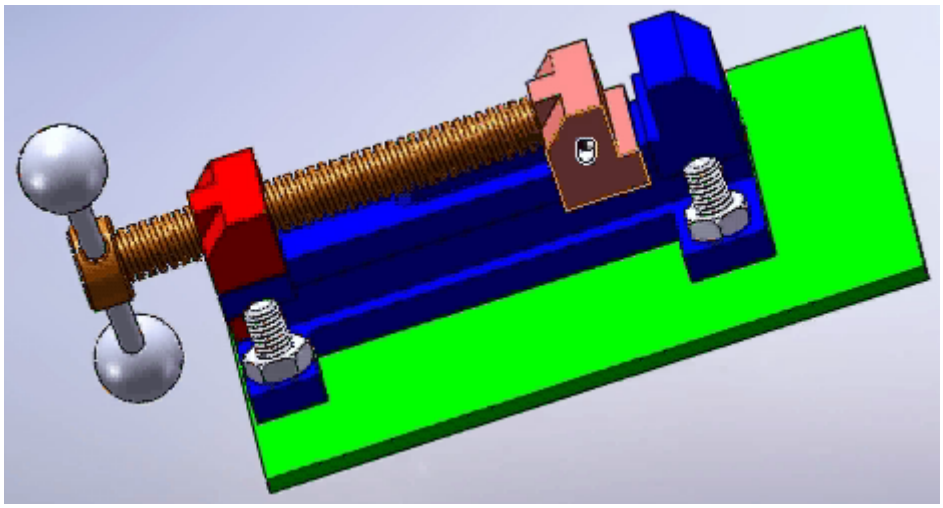
5.11.4.5. Yüksek sıcaklıklarda çalışan civatalar

Yüksek sıcaklıklarda (150^0 den fazla) çalışan cıvata bağlantılarının mukavemet özellikleri ve ön gerilme durumları ısıl genleşmeler, elastite modülünün sıcaklıkla azalması ve zamana bağlı olarak sürünme olayının etkisi önemli ölçüde değişebilir. Bu gibi durumlarda civataların sıcağa dayanıklı çeliklerden yapılması gerekir ve akma sınırı olarak da çalışma sıcaklığındaki değerlerin alınması gerekir. Konstrüksiyonda bölgesel ısı yığılmasını önlemek için ara burç, uzun boylu uzar cıvata kullanılması, flanş kalınlığının ufak tutulması tavsiye edilir.

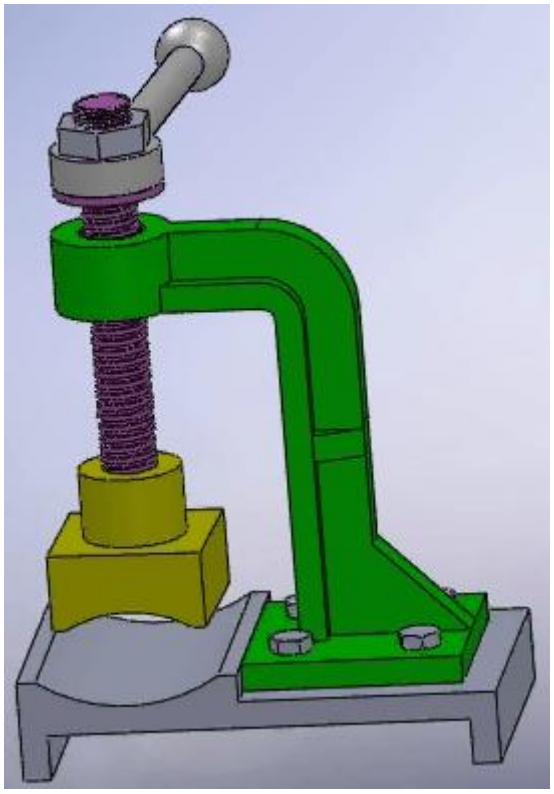
5.12. Hareket Civataları

5.12.1. Genel tanımlar

Hareket civataları, dönme hareketini öteleme hareketine veya ötelenme hareketini dönme hareketine çevirmek için kullanılır. Şekil 12'deki mengenede olduğu gibi cıvata dönemeyeceği için eksenel yönde hareket ederek mengenenin sıkılması veya açılması mümkün olur. Şekil 13'deki mil düzeltme presi de, hareket civatalarına bir örnek gösterilebilir.



Şekil 5.31. Mengene



Şekil 5.32. Mil düzeltme presi

Hareket civatalarında bir güç iletilmesi söz konusu olduğundan verimin yüksek olması istenir. Üçgen profilli vidalarda profil eğimi nedeniyle sürtünme direnci arttığı için verim azalır. Bu nedenle üçgen profil uygun değildir. Bundan başka hareket civatalarında üçgen profilli vida adımları küçük olduğundan eksenel hareketi yeteri kadar çabuk sağlayamadıkları için de tercih edilmezler. Bu sebepten trapez profil, tek yönlü büyük kuvvetlerde ise testere dişi profil kullanılır.

Hareket civatalarında eksenel hareketi hızlandırmak için vidalar çok ağızlı yapılır. Bu takdirde adım, z ağız sayısı olmak üzere H= z.h olur. Ağız sayısı artınca vida eğimi de arttığı ve kuvvet iletimi bakımından zorluk çıktığı için ağız sayısı 4 veya 5 ten fazla alınmaz.

Hareket civatalarında kuvvet ve zorlanma durumları, verim ve otoblokaj için daha önce verilmiş olan genel bağıntılar aynen kullanılabilir.

5.12.2. Mukavemet hesabı ve boyutlandırma

Civataya çekme, basma kuvvetleri ve hareket sırasında döndürme momenti etki eder. Basma zorlanması halinde civatada burkulma kontrolünün de yapılması gerekir. Somun ise aşınma dolaysıyla yüzey basıncına göre boyutlandırılır. Mekanizmanın tam hesabı, özellikle burkulma hesabı, bütün boyutlar kesin olarak belli olduğu takdirde mümkün olabilir. Bu nedenle mekanizma bazı kabullerle boyutlandırılır, sonra kontrol hesabı yapılır.

Mekanizmanın ön boyutlandırılmasında hesap, yalnız çekme veya basmaya göre yapılır. Döndürme momentinin etkisi nedeniyle kuvvet 4/3 F değerinde hesaplanır. Civatanın gerekli diş dibi kesit alanı;

$$A_1 \geq \frac{\frac{4}{3}F}{\sigma_{em}}$$

formülü ile tayin edilir. Cıvata değişken yüklemeler nedeniyle a titreşimli yüke veya değişken yüke maruz kalır. Buna göre,

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{çT}(\sigma_{bT})}{\beta_k S} \quad veya \quad \sigma_{em} = \frac{\sigma_{çD}}{\beta_k S}$$

bağıntısından σ_{em} hesaplanır. Vida çentik katsayısı β_k yaklaşık 2 ve emniyet katsayısı S=1.0…..2 arasında seçilir.

A_1 kesiti hesaplandıktan sonra kullanılacak standart vidanın boyutları vida cetvellerinden alınabilir. Bundan sonra boyutlar belli olduğu için bağlantı civataları için kullanılan formüllere göre kontrol hesabı tam olarak yapılabilir. Eğer çok ağızlı vida kullanışmışsa helis eğimi $tg\alpha_m=\pi d_2$ formülüyle hesaplanmalıdır. Eşdeğer gerilme (σ_v) hareket civatalarında şekil değiştirme hipotezine göre hesaplanır.

5.12.3. Burkulma kontrolü

Basma zorlanmasına maruz civatalarda mekanizmanın boyutları belli olduktan sonra burkulma kontrolü gerekir. Civatanın λ narinlik derecesi l_k serbest burkulma uzunluğu ve i, kesit atalet yarıçapı olmak üzere,

$$\lambda = \frac{I_k}{i} \qquad i = \sqrt{\frac{I}{A_1}}$$

formülüyle bulunur. Dairesel kesit için i= d_1 /4 olup λ = 4 I_k/d_1 bulunur.

BÖLÜM 6
KAYNAK BAĞLANTILARI

6.1. Giriş

Kaynak bağlantıları ile iki ya da daha fazla parça çözülemeyecek bir şekilde malzeme bağlı olarak birleştirilir. Kaynak sırasında genellikle ergiyen malzemenin birbirine karışması söz konusu olduğundan ancak aynı ve yakın cins malzemelerin kaynak edilmesi mümkündür. Birleştirilen malzemelerin cinsine göre kaynak, madeni malzemelerin kaynağı ve yapay malzemelerin kaynağı olmak üzeri 2'ye ayrılır.

Madeni malzemelerin kaynağında parçalar ısı veya basınç veya her ikisinin de etkisiyle ve gereken hallerde de aynı cins bir malzemeden elektrot kullanılarak birleştirilir. Malzemeler ergiyerek birbirine karışır ve dondukları zaman bağlantı oluşur. Bu nedenle de gerek kaynak edilen malzemenin gerekse elektrotun ergime sıcaklıklarının aynı veya çok yakın olması gerekir.

Yapay malzemelerin kaynağında aynı veya yakın gruptan plastik malzemeler ısı ve basınç etkisinde birleştirilir. Gereken hallerde de birleşme yerinde aynı özellikte bir yapay malzeme elektrot olarak kullanılabilir. Kaynak sırasında temas yüzeylerinde yumuşama sıcaklığına erişmiş malzeme molekülleri birbirine karışır ve tekrar katılaştıkları zaman bağlantı oluşur. Bu nedenle kaynak edilecek parçaların plastik hale gelme sıcaklıkları aynı ve yakın olmalıdır.

Kaynak, bir bağlantı elemanı olması yanında çeşitli başka amaçlarla da kullanılır. Korozyon ve aşınmaya maruz yüzeyler, bu işlere dayanıklı bir malzeme ile kaplanması bir kaplama kaynağı işlemidir.

Kesme kaynağında kaynak alevinin veya elektrik arkının oluşturduğu yüksek sıcaklık metallerin kesilmesinde kullanılmaktadır. Çelik levhaların, profil ve köşebentlerin doğranmasında, bu yöntemden yararlanılır. Hurda malzemelerin ve eski konstrüksiyonların sökülüp parçalanmalarında büyük kolaylık sağlar. Oksi-asitilen alevi veya elektrik arkı ile malzeme yüksek sıcaklığa çıkarıldıktan sonra ek oksijen verilerek bir kesme aralığı oluşturulur. Kesme aralığı ilerletilerek arzu edilen yol boyunca kesme gerçekleştirilir.

6.2. Kaynağın Diğer İmalat Yöntemleriyle Karşılaştırılması

Kaynak bağlantıları son yıllarda önemini arttırmış ve çelik inşaat, basınçlı kap yapımı ve gemi inşaatında tamamen perçin bağlantıların yerini almıştır. Perçin bağlantılarına göre kaynak konstrüksiyonlarının birleşme noktalarında ek levhalar, bindirme konstrüksiyonları ve azda olsa perçin başları olmadığı için ağırlıktan, perçin deliklerinin işçiliği dolayısıyla da paradan önemli tasarruf sağlanır. Kaynak bağlantılarında perçin delikleri gibi çentik etkisi olmadığı için malzemeden de daha iyi bir şekilde yararlanılır. Kaynak konstrüksiyonlarda perçin konstrüksiyonlara göre yaklaşık olarak %15-%20 bir ağırlık tasarrufu sağlanabilmektedir.

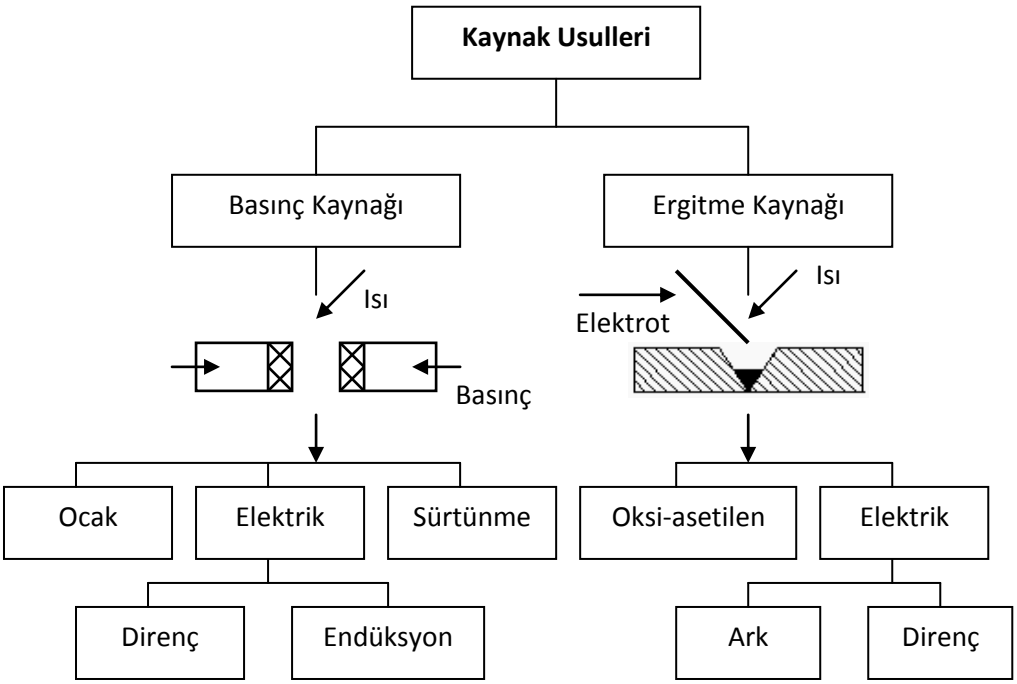
Dökümle bir karşılaştırma yapabilmek için parça büyüklüğü ve parça sayısının bilinmesi gerekir. Az sayıda parça yapılacaksa kaynakta model masrafı bulunmadığından hem zamandan hem de paradan kazanç sağlanır ancak çok sayıda parça yapımı söz konusu olunca döküm seçilebilir. Kaynak konstrüksiyonlar da döküm konstrüksiyonlara göre, özellikle büyük dişli çarklar, kayış kasnakları, dişli kutuları ve benzerlerinde %50'ye kadar çıkabilen bir ağırlık tasarrufu sağlanabilmektedir.

Kaynak bağlantılarında, malzemede kaynak sonucu oluşan ve tespiti çok zor olan iç gerilmeler, çekmeler ve çarpılmalar önemli sakıncalardır. Kaynak edilen bölgedeki malzeme ergiyip katılaştığından yapısı döküm yapısı niteliğinde olur. Kaynak dikişinden malzeme geçiş bölgesindeki kristal yapı farkı mukavemete etki eder.

Kaynağın kalitesi, dolayısıyla konstrüksiyonun mukavemeti büyük ölçüde malzemeye, kaynak metoduna ve personele bağlıdır. Kaynak kalitesinin kontrolü de özel ve pahalı ölçüm metotları gerektirir. Kaynak dikişlerindeki iç gerilmeler, zorlanma sonucu oluşan dış gerilmelerin eklenmesiyle çok eksenli gerilme hali, bunun sonuncunda da aniden vuku bulan gevrek kırılma meydana gelir.

6.3. Kaynağın Sınıflandırılması

Kaynağın sınıflandırılması, teknoloji ve şekle göre yapılır. Teknoloji bakımından basınç ve ergitme olarak iki gruba ayrılır (Şekil 6.1).



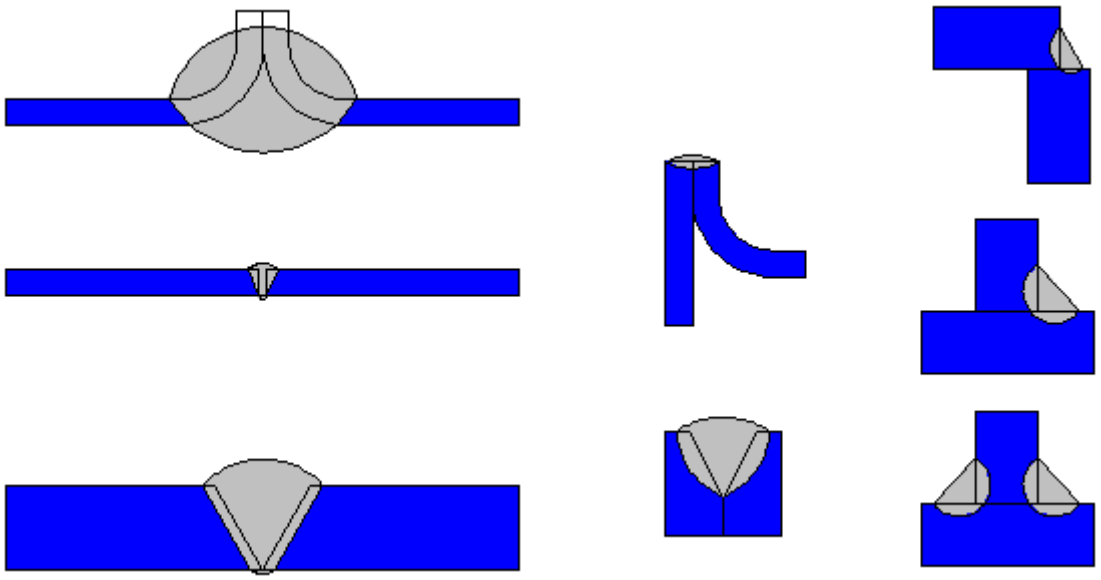
Şekil 6.1 Teknoloji bakımından kaynak usulleri

Prensip olarak, basınç kaynağında ısı ile birlikte parçalar birbirine bastırılır. Gereken ısı kaynağı, ocak(demirci kaynağı), elektrik direnci ve sürtünme olabilir. Ergitme kaynağında ısı

ile birlikte elektrot denilen ek bir malzeme kullanılır. Burada ısı kaynağı oksi-hidrojen alevi, oksi-asetilen alevi, elektrik arkı olabilir. Bunların yanı sıra modern teknolojide kaynak işlemi sırasında meydana gelen bir takım menfi etkileri önlemek veya sıcaklığı yükseltmek için ark atom, ark argon kaynağı kullanılmaktadır.

Basınç kaynağında genellikle sıcaklık, kaynak yapılacak yüzeylerin yumuşatma noktasına kadar erişir, hatta çok küçük yüzeylerde ergimede olabilir. Ergitme kaynağında ise, sıcaklık malzemenin ergitme noktasına kadar yükselir.

Basınç kaynağında, özellikle saç malzemeden yapılan seri imalatta ”elektrik direnç kaynağı”, ergitme kaynağında ise “elektrik ark kaynağı” en fazla kullanılan metotlardır. Kaynak şekil bakımından alın, kenar ve köşe kaynağı olmak üzere 3 temel gruba ayrılır (Şekil 6.2).

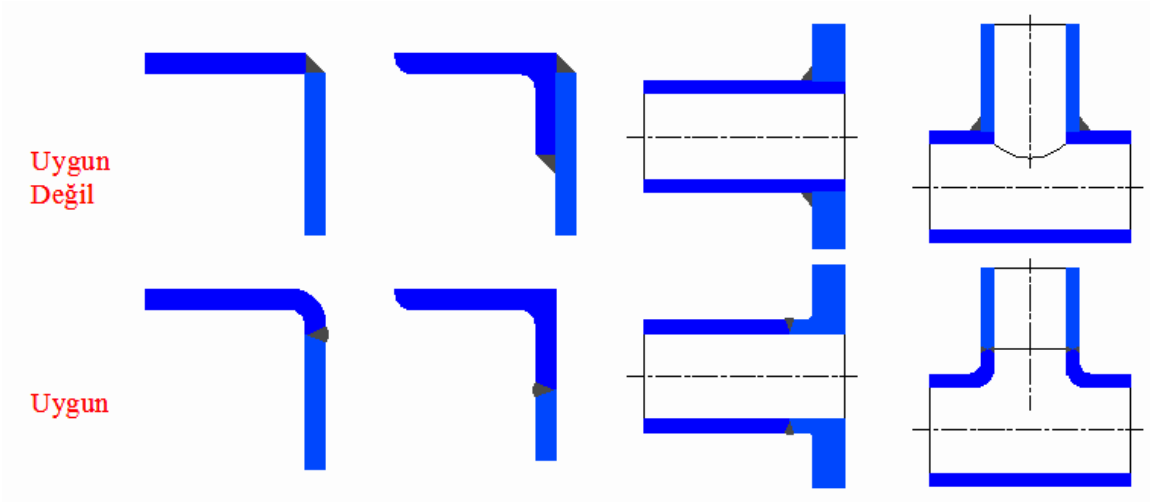


(a) **(b)** **(c)**

Şekil 6.2 a) Alın kaynağı; b) Kenar kaynağı; c) Köşe kaynağı

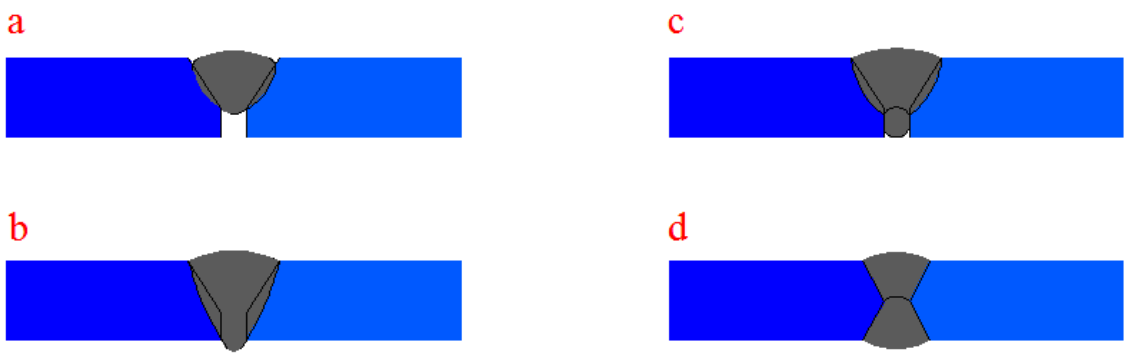
6.4. Kaynak Konstrüksiyonuna Ait Esaslar

1) Konstrüksiyonda kaynak dikişlerini kuvvetin yön değiştirdiği bölgelere konulmaması faydalı olur. Böylece kuvvet çizgilerinin yığılmasıyla oluşan gerilme artışlarına, kaynak dikişinin etkisi eklenmemiş olur (Şekil 6.3).



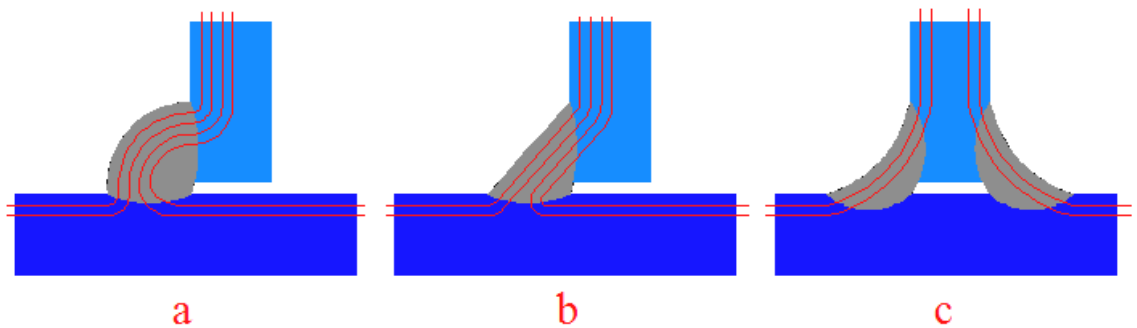
Şekil 6.3 Kaynak dikişlerinin yerleri

2) Alın kaynağında V dikiş yapılması halinde dikişin dip kısmında, Şekil 6.4a'daki gibi boşluk kalması kuvvetli çentik etkisi yapar. Şekil 6.4c'deki gibi ters taraftan ince dikiş yapılması mukavemeti arttırır. Bu yüzden V dikişi yerine X dikişi daha uygundur (Şekil 6.4d).



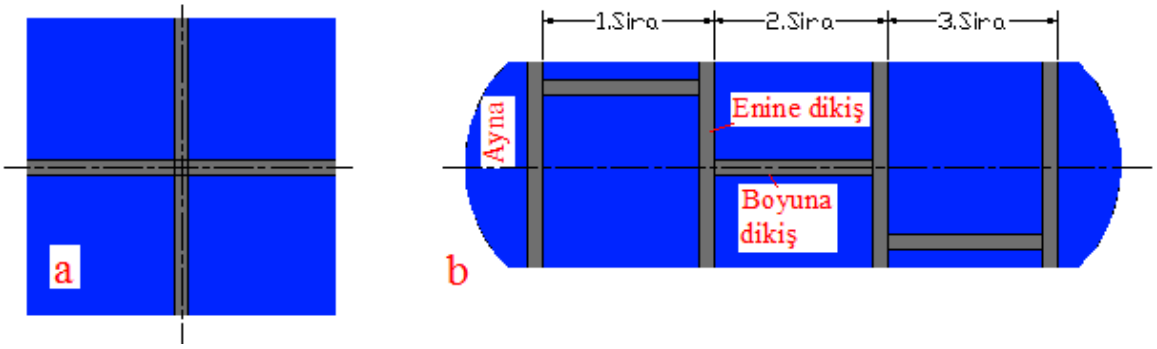
Şekil 6.4 Alın kaynağında kaynak dikişinin durumu

3) Kaynak dikişlerinde kuvvet akış çizgilerinin düzgün olmasına dikkat edilmelidir. Şekil 6.5c'deki oyuk köşe dikişi, Şekil 6.5b'deki düz köşe dikişine ve bu da Şekil 6.5a'daki bombeli (şişkin) kaynak dikişine tercih edilmelidir.



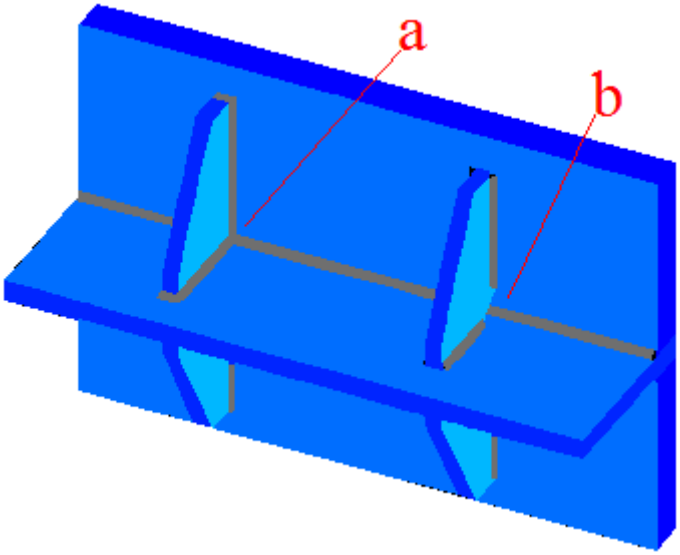
Şekil 6.5 Köşe kaynağında kuvvet çizgileri

4) Kazan ve basınçlı kapların imalatında standart boydaki saçlar, kaynak edilerek birleştirilir. Bu durumda aynı noktaya birkaç kaynak dikişi gelmesi buradaki malzemenin birden çok ergimesi anlamına gelir. Bu yüzden kaynak dikişlerinin şekil 6.6b'deki gibi dağılımı daha uygundur. Yine bu prensiple şekil 6.7'deki konstrüksyonda da dikişlerin gösterildiği gibi yapılması uygun olacaktır.



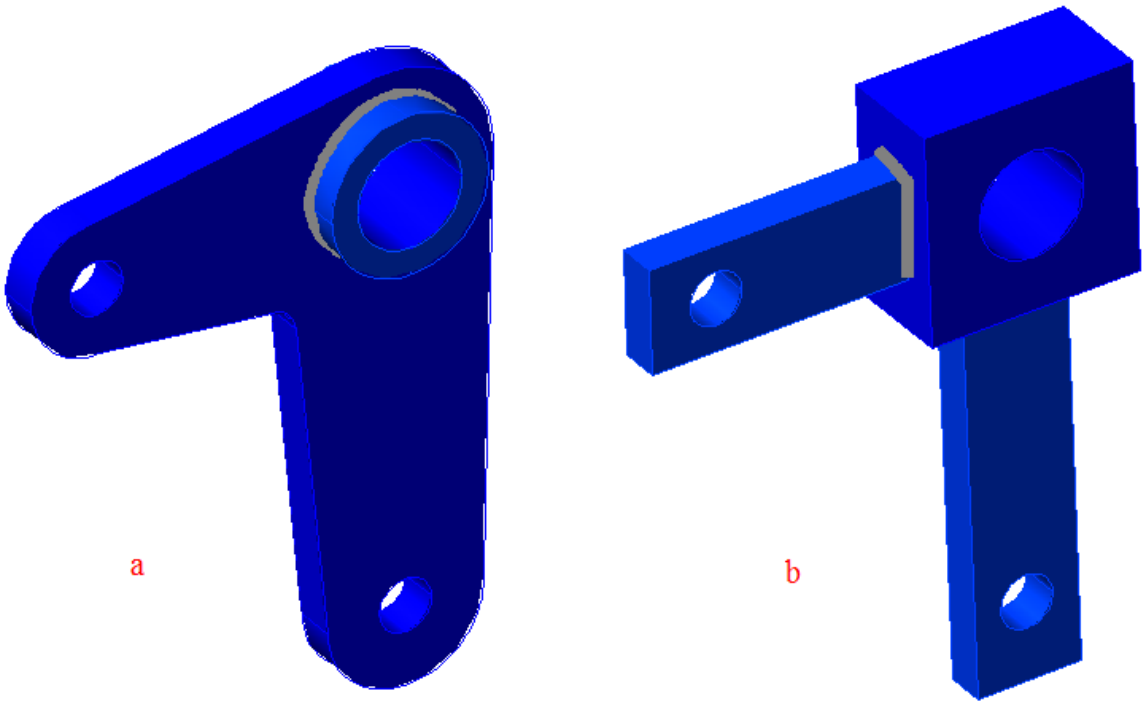
Şekil 6.6 Kazanda kaynak dikişlerinin dağılımı

5) Kalın ve kısa dikişlerin yerine, ince ve uzun dikişler tercih edilmelidir. Mümkün olduğunca ince kesit kalınlıkları ile çalışılmalıdır. Böylece ısıl gerilmeler ve çarpılmalar azaltılabilir. Dikiş boyunun uzatılması, dikiş kesit alanının büyümesini sağlar.



Şekil 6.7 Kaynak dikişlerinin bir noktada yığılması a)uygun değil, b)uygun.

6) Kaynak konstrüksiyonlarının en önemli avantajlarından biri, standart malzemelerden maksada uygun parçalar kesilerek istenildiği şekilde birleştirilebilmesidir. Bu nedenle tek parçaların şekilleri de mümkün olduğu kadar basit seçilmeli, gereksiz malzeme kayıpları ve işçilik önlenmelidir. Şekil 6.8'de bu husus gösterilmiştir.

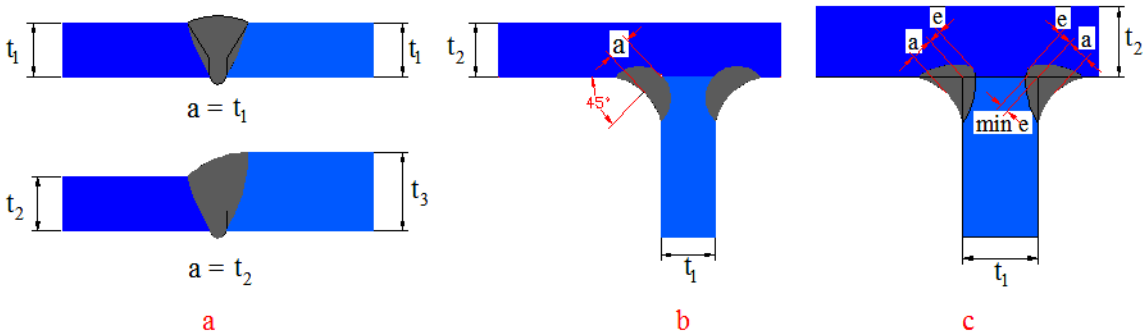


Şekil 6.8 Kaynak konstrüksiyonunun şekillendirilmesi a)Uygun değil, b)Uygun

6.5. Kaynak Konstrüksiyonlarının Hesabı

6.5.1. Dikiş kalınlığı, dikiş uzunluğu

Bütün alın kaynaklarında **a** dikiş kalınlığı, birleştirilen parçaların kalınlığıyla aynı alınır. Eğer parçaların kalınlıkları farklı ise ince olanın kalınlığı göz önüne alınır (Şekil 6.9a). Köşe kaynağında kaynak kalınlığı şekil 6.9b'deki gibi, dikiş kesiti içindeki bir ikiz kenar üçgenin yüksekliği gibi düşünülür bu nedenle parçaların en incesinin kalınlığı S_{min} ise kaynak kalınlığı $a = 0{,}7.S_{min}$ olarak alınır. Şekil 6.9c'deki gibi özel hallerde ise kaynak kalınlığını a+min e/2 alınabilir.



Şekil 6.9 Alın ve köşe kaynağında kaynak kalınlıkları

Hesaplarda kullanılacak 1 kaynak dikiş uzunluğunun değeri, dikişlerin 1 toplam uzunluğudur. Kaynak dikişinin başlangıç ve bitim noktaları genel olarak bir miktar bozuk olur. Bu kısımlar kuvvet taşımaya tam olarak katılamayacağı için hesaplarda göz önüne alınmaz. Bozuk uç kısımların uzunluğu yaklaşık olarak a'ya eşit kabul edilerek kaynak dikiş uzunluğu 1-2a

alınır. Ancak a değeri 1 dikiş uzunluğu yanında çok ufak olduğundan uzun dikişlerde uç kısımların bozukluğu göz önüne alınmasa da olur. Hesaplarda kaynak dikişi alanı olarak;

$$A_k = \Sigma(al_k)$$

Değeri kullanılır. Burada I_k kaynak dikiş uzunluğu belirlenirken sadece zorlanmaya katılan dikişler göz önüne alınmalıdır. Kesme kuvveti taşıyan bağlantılarda kuvvete paralel dikişler zorlanırken kuvvete dik dikişler yük taşımaya katılmazlar. Bu nedenle kuvvete dik duran dikişler göz önüne alınmaz. Emniyet bakımından kalite ve sağlamlığından endişe duyulan dikişler göz önüne alınmamalıdır.

6.5.2. Kaynak kalitesi

Kaynak bağlantılarının kalitesine, dolayısıyla mukavemete etkiyen faktörler aşağıdaki gibi gruplandırılabilir:

1) Malzeme: Kaynak edilmeye uygun olması

2) Hazırlık: Kaynak tekniğine uygun çalışma ve kaynak ağzı açılması ve sürekli kontrol

3) Kaynak Metodu: Kullanılan kaynak metodunun malzeme özelliklerine, malzeme kalınlığına ve kaynak dikişinin zorlanma şekline uygun olması

4) Kaynak Malzemesi (Elektrot): Kaynak edilen malzemeye uygun özellikte seçilmesi deneye tabi tutulup uygunluğu anlaşılmış olması

5) Personel: Eğitilmiş tecrübeli kaynakçı

6) Kontrol: Kaynak bağlantısının hatasız olduğun uygun bir muayene metodu ile (örneğin X ışınları) saptanması.

Yukarıda belirtilen mevcut hususların olup olmamasına göre kaynak kalite bakımından 3 gruba ayrılır.

Kalite I: 1’den 6’ya kadar bütün şartlar sağlanmış olmalıdır.

Kalite II: 1’den 5’e kadar olan şartlar sağlanmış olmalıdır.

Kalite III: Kaynak dikişinde muayene ve kontrol yönlerinden özel şartlar aranmaz, kaynakçının da mütehassıs bir usta olması istenmez; fakat kaynak, kaynak tekniğine uygun olarak yapılmış olmalıdır.

6.5.3. Kaynak bağlantılarında emniyet gerilmesi

Kaynak konstrüksiyonlarda mukavemet kurallarına göre gerek yapı elemanlarında ve gerekse kaynak dikişlerinde olan gerilmelerin mümkün olduğu kadar doğru bir şekilde hesaplanması ve bunların emniyet gerilmesi ile mukayese edilerek tehlikeli bir durum olup olmadığının kontrolü gerekir. Dikiş şekli ve kalitesinden, iç gerilmelerden ve gerilme yığılmalardan dolayı kaynak gerilmelerinin hesabında daima bir belirsizlik söz konusudur. Dinamik zorlamalarda bu belirsizlikler daha da önemli sonuçlar doğurabilir.

Kaynak dikişinin emniyet gerilmesi belirlenirken bu belirsizlikler ve mukavemet azaltıcı etkenler Zayıflama Faktörü adı verilen bir katsayı ile hesaba katılır ve basit şekilde

$$\sigma_{kem} = V * \sigma_{em}$$
$$\tau_{kem} = V * \tau_{em}$$

yazılır. Burada σ_{em} ve τ_{em} hesap yapılan zorlanma hali için ana malzemenin emniyet gerilmesidir. Bunun hesabında S emniyet katsayısı göz önüne alınmıştır.

V katsayısı deneysel olarak veya pratikten edinilmiş bilgilere göre tayin edilir. En genel durunda v zayıflama faktörüdür.

$$V=v_1*v_2*v_3*v_4$$

bağıntısı ile tayin edilir. Bu bağıntıda;

V_1:Kaynak dikiş faktörü
V_2:Kaynak kalite faktörü
V_3:darbe faktörü
V_4:Gerilme yığılması faktörü

V_1 kaynak dikiş faktörü olarak zorlanma statik veya statik yükün etkisi fazla ise bütün dikiş şekilleri için pratikte olarak v_1=1 alınabilir

Dinamik zorlanmalarda, özellikle makine inşaatında v_1 değeri için, dikiş şekillerine ve zorlama haline bağlı olarak Tablo 1'de verilen değerler kullanılabilir. Ana malzemenin sürekli mukavemet diyagramlarından alınan değerlere göre emniyet gerilmesinin hesabında S emniyet katsayısı 1,5...3 arasında, ortalama 2 alınabilir.

V_2 kaynak kalite faktörü için kaynak kalitesine bağlı aşağıdaki değerler kullanılabilir.

Kalite I; v_2=1
Kalite II; v_2=0,8
Kalite III; v_2=0,5

Tablo 6.1. Dinamik zorlanmalar için v_1 kaynak dikiş faktörü.

	Dikiş Cinsi	V_1 Zorlanma		
		Çekme-Basma	**Eğilme**	**Kesme**
Alın Dikişi	V-dikişi, dikiş dibi kaynak edilmemiş	0.50	0.80	0.40
	V-dikişi, dikiş dibi kaynak edilmiş	0.70	0.85	0.55
	X-dikişi	0.70	0.85	0.55
Köşe Kaynağı	Tek taraflı düz dikiş	0.20	0.10	0.20
	İki taraflı düz dikiş	0.35	0.70	0.35
	İki taraflı çökük dikiş	0.40	0.85	0.40
	İki taraflı K-dikişi	0.55	0.80	0.45

Çalışma sırasında makinelerde çeşitli iletme şartlarından ötürü darbeler oluşabilir, zorlanmalar artar. Bunu φ faktörü ile (φ≥1) hesaba katmak mümkündür. Tablo 6.2'de çeşitli darbe durumların için φ faktörü verilmiştir. Darbe sonucu artan zorlanmalar, emniyet gerilmesi aynı ölçüde küçük tutularak göz önüne alınabilir. Darbe faktörü $v_3 = 1/\varphi$ formülü kullanılarak hesaplanabilir.

Tablo 6.2. Çeşitli darbe durumları için φ faktörleri.

Darbe Cinsi	φ
Ufak ve zayıf darbelerde	1.0 …1.1
Orta darbelerde	1.2 …. 1.5
Kuvvetli darbelerde	2
Çok kuvvetli darbelerde	3

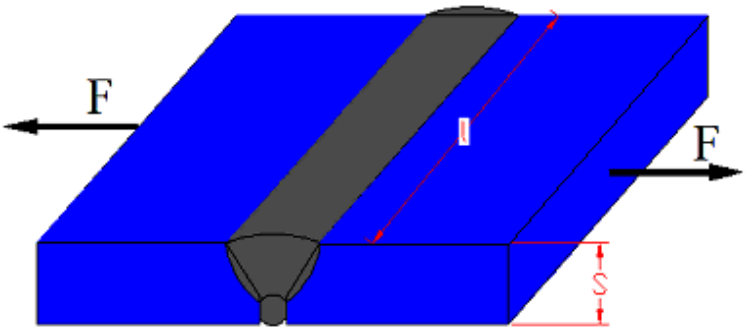
V_4 gerilme yığılması faktörü uygulamalarda 1 alınır. Gerilme yığılmalarının yerini ve büyüklüğünü belirlemek zor olduğundan ve bu etkiler diğer katsayılarla zaten göz önüne alınmış sayılabileceğinden bu yola gidilir. Ancak belirgin bir gerilme yığılması kaynağı veya iç gerilme varsa v_4= 0,8…. 0,9 alınabilir.

6.5.4. Kaynak bağlantılarının hesabı

6.5.4.1. Alın kaynağı

V veya X dikişi kullanılması halinde, bağlantıya etki eden çekme (veya basma) kuvveti F olmak üzere oluşan gerilme (Şekil 6.10);

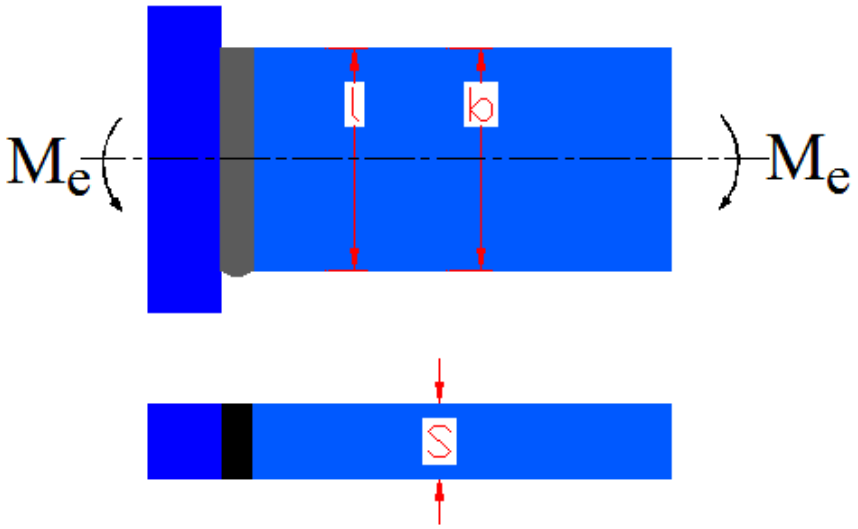
$$\sigma_{çk} = \frac{F}{\sum(a.l)} = \frac{F}{s.l} \leq \sigma_{kem}$$



Şekil 6.10. Çekmeye zorlanan alın kaynağı

Alın kaynağı ile birleştirilen levhaya eğilme momenti etki ediyorsa (Şekil 6.11);

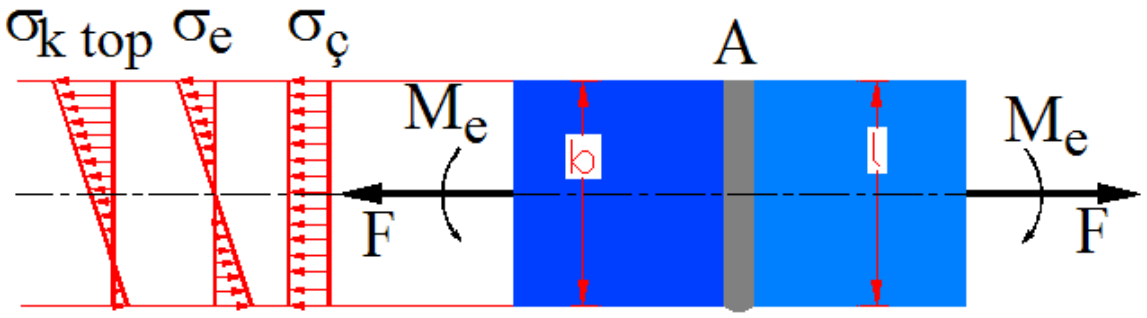
$$\sigma_{ek} = \frac{M_e}{W_{ek}} = \frac{M_e}{1/6(s.l^2)} \leq \sigma_{kem}$$



Şekil 6.11. Eğilmeye zorlanan alın kaynağı

Çekme ve eğilme momentinin birlikte etkimesi halinde (Şekil 6.12);

$$\sigma_{ktop} = \sigma_{çk} + \sigma_{ek} \leq \sigma_{kem}$$



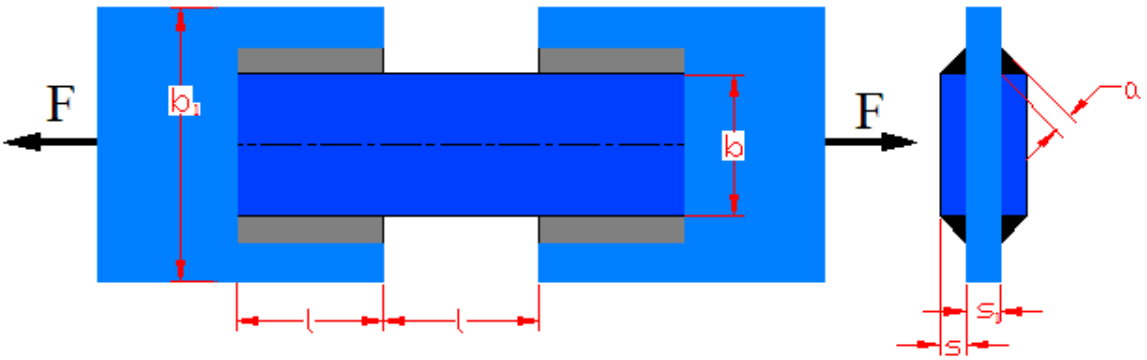
Şekil 6.12. Çekme ve Eğilmeye zorlanan alın kaynağı

6.5.4.2. Yan köşe kaynağı

Yan köşe kaynağında, kaynak dikiş kalınlığı a = s.cos45 ≈ 0,7.s alınabilir (Şekil 6.13).

F çekme kuvvetinin etkisinde oluşan kayma gerilmeleri;

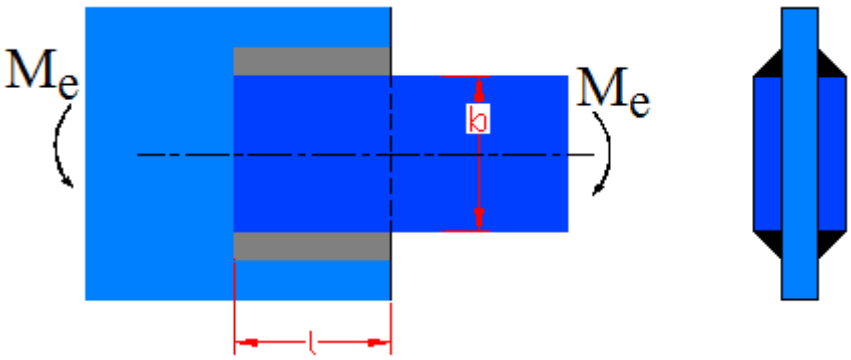
$$\tau_k = \frac{F}{\sum(a.l)} = \frac{F}{4.a.l} = \frac{F}{2{,}8.s.l} \leq \tau_{kem}$$



Şekil 6.13. Çekmeye zorlanan yan köşe kaynağı.

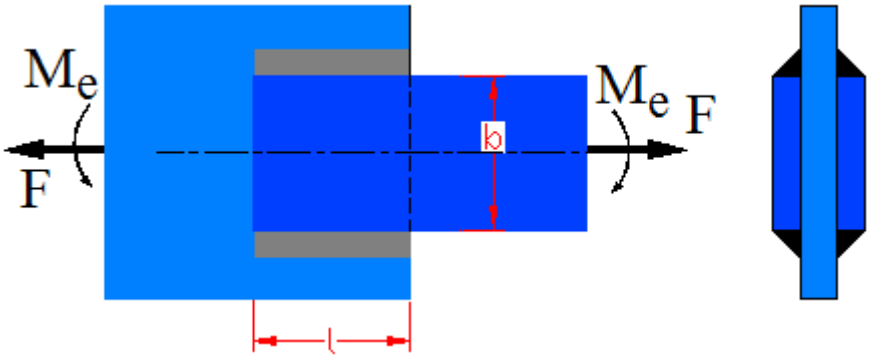
olur. Eğilme momentinin etkisinde oluşan kayma gerilmeleri, a≈0,7.s olmak üzere (Şekil 6.14);

$$\tau_k = \frac{M_e}{2.a.l.(b+a)} = \frac{M_e}{1{,}4.s.l.(b+0.7s)} \leq \tau_{kem}$$



Şekil 6.14. Eğilmeye zorlanan yan köşe kaynağı

Çekme kuvveti ve eğilme momentinin birlikte etki etmesi halinde oluşan gerilmeler (Şekil 6.15).

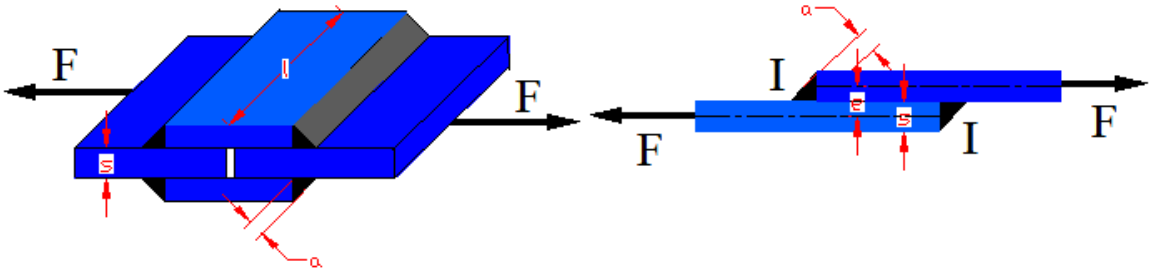


Şekil 6.15. Çekmek ve eğilmeye zorlanan yan köşe kaynağı

$$\tau_{ktop} = \tau_{kF} + \tau_{kMe} = \frac{F}{2{,}8.s.l} + \frac{M_e}{1{,}4.s.l(b+s)} \leq \tau_{kem}$$

6.5.4.3. Alın köşe kaynağı

Kaynak dikişleri kuvvet doğrultusuna dik olarak yerleştirilen alın köşe kaynağı saçların üst üste bindirilmesi veya ek saç levhalar kullanılarak yapılır (Şekil 6.16).



Şekil 6.16. Ek levhalı ve bindirme alın köşe kaynağı

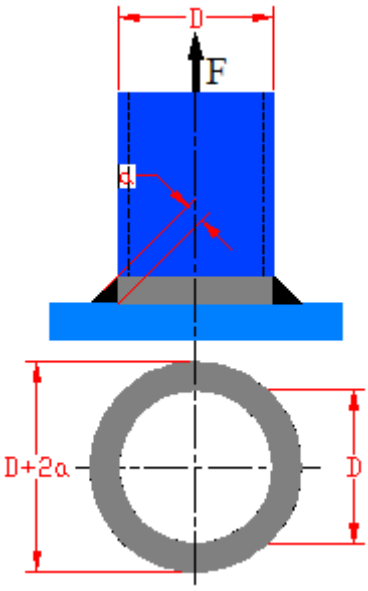
Çekme kuvvetine maruz bağlantıda oluşan kayma gerilmeleri;

$$\tau_k = \frac{F}{\sum(a.l)} = \frac{F}{2.a.l} \leq \tau_{kem}$$

olur.

6.5.4.4. Kapalı kaynak dikişleri

Şekil 6.17'de çekmeye zorlanan ve Şekil 6.18'de de burulmaya zorlanan kapalı kaynak dikişleri gösterilmiştir.



Şekil 6.17. Çekmeye zorlanan dairesel kaynak dikişi

Şekil 6.17'deki çekmeye zorlanan dikişte kaynak kesit alanı;

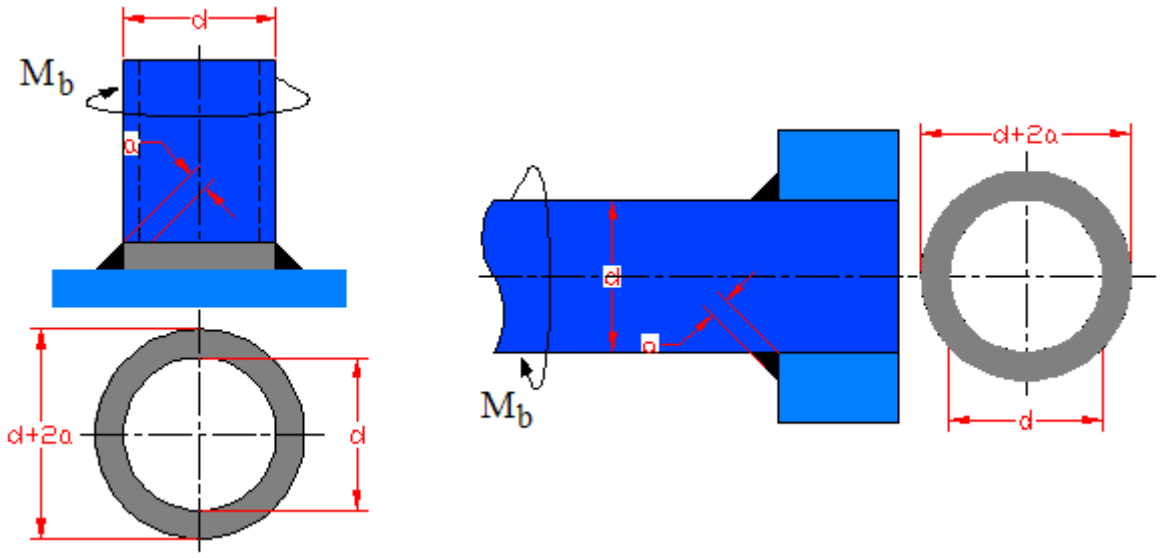
$$A_k = \frac{\pi}{4}.(D+2a)^2 - \frac{\pi}{4}.D^2$$

olur. Burulmaya zorlanan dairesel kaynak dikişine dişli çark, tambur, manivela kolu ve benzerlerinin mil üzerine bağlantısında rastlanır. Kaynak dikişinin kutupsal atalet momenti (Şekil 6.18'e göre);

$$W_{bk} = \frac{\frac{\pi}{32}.\left[(d+2a)^4 - d^4\right]}{\left(\frac{d}{2}+a\right)}$$

kayma gerilmesi ise;

$$\tau_k = \frac{M_b}{W_{bk}} \leq \tau_{kem}$$



Şekil 6.18 Burulmaya zorlanan dairesel kaynak dikişi

6.5.4.5. Bileşik gerilme hali

Kaynak dikiş kesiti değişik türden zorlanmalarla karşılaşabilir. Eğer gerilmelerin hepsi normal gerilme yada hepsi kayma gerilmesi ise cebirsel toplam yapılır. Fakat kesitte hem normal hem de kayma gerilmeleri varsa ve aynı düzlemdeyseler, gerilme vektörleri vektörel olarak toplanır. Birleşik gerilme değeri (σ_{bil}), kaynak emniyet gerilmesiyle (σ_{kem}) mukayese edilir:

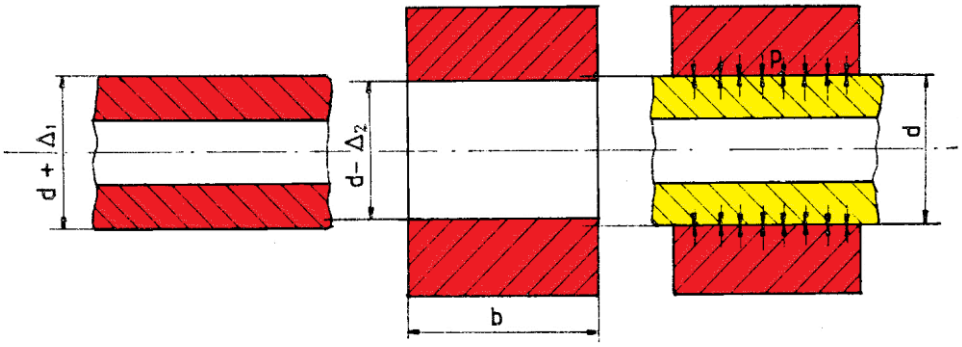
$$\sigma_{k\max} = \sigma_{bil} = \sqrt{\sigma_k^2 + 3.\tau_k^2} \leq \sigma_{kem}$$

BÖLÜM 7

SIKI GEÇME

7.1 Genel Tanımlar

Sıkı (Pres) geçmelerde mil ve göbek arasında moment ve hareket iletimi yalnızca geçme yüzeyleri arasında oluşan sürtünme etkisiyle sağlanmaktadır. Bağlantıda iki elemanın birbirine göre dönme veya kayma yapmalarını önlemek için ayrıca kama kullanılmaz. Kama kullanılsa bile bunun ek bir emniyet önlemi olduğu düşünülmeli, hesaplarda momentin tamamının sürtünme yoluyla iletildiği varsayılmalıdır.



Şekil 7.1 Sıkı geçmelerde çap farkı

Göbek mil üzerine herhangi bir yolla sıkıca geçirildikten sonra elastik deformasyonlardan ötürü oturma yüzeyinde 'p' yüzey basıncı oluşur. Montajdan önce, mil çapı $d_{mil} = d + \Delta_1$ ve göbek iç çapı $d_{delik} = d + \Delta_1$ ve göbek iç çapı $d_{delik} = d - \Delta_2$ ise;

$d_{mil} - d_{delik} = \Delta_1 + \Delta_2 = \Delta$

kadar küçük bir çap farkı vardır. Yani mil çapı delik çapından Δ kadar büyüktür. Bu fark sıkma veya gerdirme işlemleriyle de sağlanabilir. Burada d anma çapıdır. Montajdan sonra kasnak genişlerken mil büzülecek ve bu sıkışmadan ötürü elastik deformasyonla orantılı olarak bir p yüzey basıncı doğacaktır. Δ çap farkı belirlenirken ezilme payının düşünülmesi gerekir.

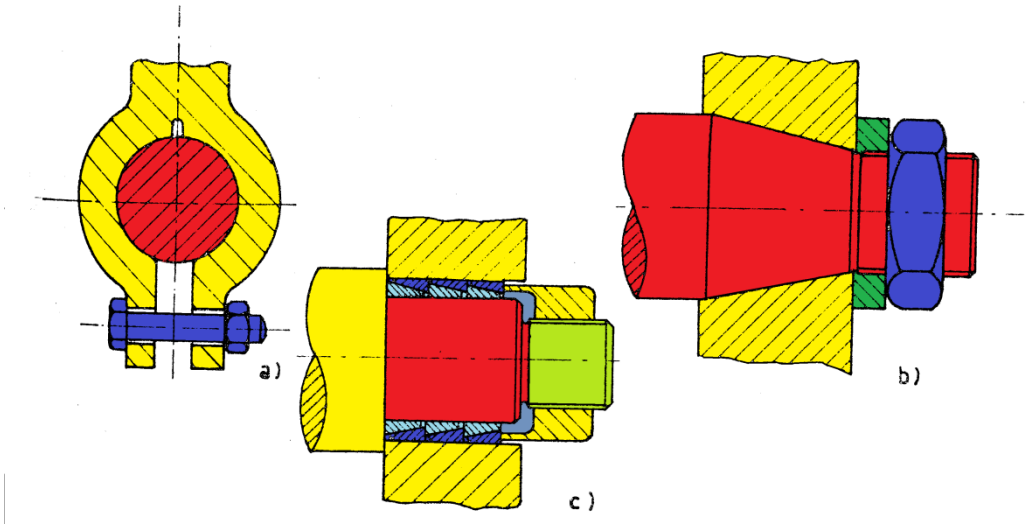
Milden gelen M_d döndürme momentinin kasnağa iletilmesi p yüzey basıncı ile doğan sürtünme momenti ile sağlanmaktadır. Şekil bağı yoktur.

Birim uzunluğa gelen sürtünme kuvveti $\mu.\pi.dp$ olup, b uzunluğundaki bir kasnak göbeği için sürtünme momenti:

$M_s = \mu.\pi.P.b.d.d/2 = \mu.\pi.p.b.d^2/2$ olur.

Milden gelen M_d momentinin göbeğe iletilebilmesi için $M_s \geq M_d$ olmalıdır.

Elastik sınırlar içinde deformasyonlarla bu deformasyonlara yol açan kuvvetler orantılıdır. Deformasyonların büyüklüğü ölçüsünde bu gerilme veya kuvvetlerden sürtünme kuvvetleri doğmaktadır.



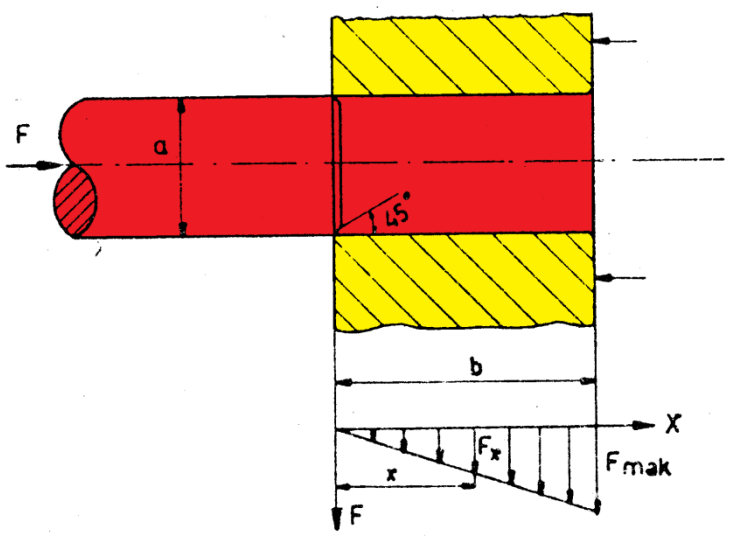
Şekil 7.2 Bazı pres geçme örnekleri

Şekil 7.2 a'daki sıkma bağlantıda göbek mile rahatça geçirildikten sonra bir somun cıvata bağlantısı ile sıkılmaktadır. Bu şekilde iki parçanın oturma yüzeyleri arasında doğan sürtünme kuvvetleri ile moment iletimi sağlanmaktadır. Konik bir uca geçecek olan konik göbek, mil ucundan somunla itilmektedir. Göbek ilerledikçe mil büzülecek ve kasnak genişleyecektir. Buradan da Δ deformasyonu ile orantılı bir yüzey basıncı meydana gelecektir. Şekil 7.2.c 'de, mille göbek yüzeyi arasına iç içe geçmiş konik bilezikler yerleştirilmiştir. Sıkma işleminden sonra iç bilezikler mil yüzeyine, dış bilezikler göbeğe oturur. Bu yolla büyük sürtünme kuvvetleri elde edilebilir.

7.2. Sınıflandırma

Bir milin mil çapına göre daha dar bir kasnağa geçirilmesi için genellikle iki yol izlenmektedir.

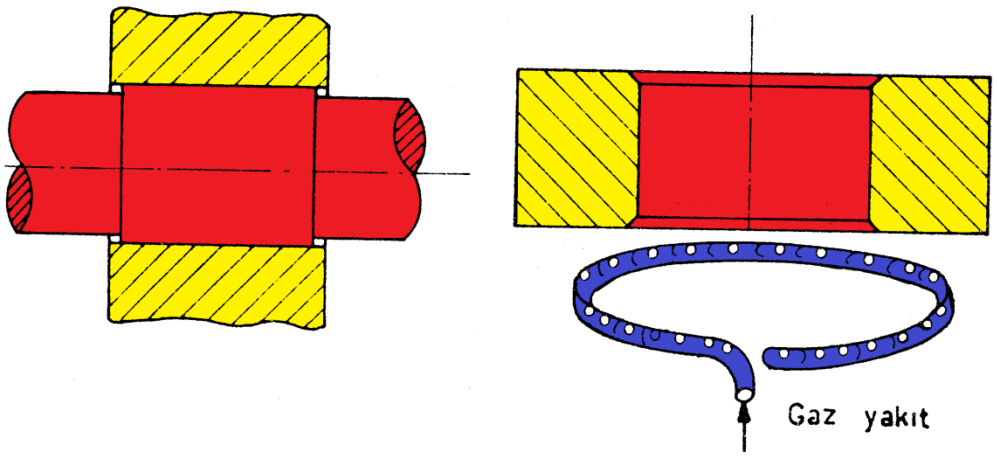
a) Boyuna pres geçme: Mil ve göbek, uzunlamasına etki eden eksenel mekanik kuvvetler ile soğukta iç-içe geçilirse "boyuna pres geçme" adı verilir. Deformasyonlar elastik sınırı geçmemelidir. Çünkü malzemede akma olursa büyük genişlemelere karşın yüzey basıncı büyümez.



Şekil 7.3 Boyuna pres geçme

Mile kasnak deliği içinde x kadar yol aldırabilmek için $F_x = \mu.\pi.d.b.p$ kadar eksenel pres kuvveti gerekir. Kasnak genişliği b'nin tamamı için $F = \mu.\pi.d.b.p$ kadar eksenel pres kuvveti gerekir. Eksenel pres kuvveti, x ilerleme yolu ile orantılıdır. Gerekli pres kuvvetini küçültmek için μ sürtünme katsayısını küçültmek gerekir. Bu amaçla yağlayıcı maddeler kullanılabilir. Özellikle mil ve kasnak aynı cins malzemeden olursa kaynamaların önüne geçmek için yüzeylerin sıvı yağ veya gresle hafifçe yağlanmaları yararlı olur.

b) Enine pres geçme: Eksenel pres kuvveti kullanılmadan gerçekleştirilen bağlantılardır. Kasnak ısıtılarak genleştirilir. Bundan sonra kasnak soğumaya terk edilir. Soğuyan kasnak eski boyutlarını almaya çalışacağından mili sıkıştırırken kendisi genişleyecektir. Deformasyonlarla orantılı olarak oturma yüzeylerinde basınç kuvvetleri oluşacaktır. Buna enine fretaj veya sıcak fretaj adı da verilmektedir.



Şekil 7.4 Enine pres geçme

Çentik etkisinin önüne geçmek için kasnak uçlarından biraz aşırılmalıdır. Ayrıca homojen olmayan ısıtmalarda termik gerilmeler ortaya çıkabilir. Olanaklar ölçüsünde kasnağın her

noktası aynı anda ve aynı oranda ısıtılmalıdır. Basit bir yöntem olarak kasnağın altına çepeçevre yerleştirilmiş ve üzerinde delikler bulunan bir borudan gaz geçirilmesi, deliklerden çıkan gazın tutuşturularak çok sayıda ısıtıcı nokta elde edilmesi uygulanabilir. Sıcaklık çeşitli yollarla ölçülebilir. Örneğin belli sıcaklıklarda renk değiştiren özel tebeşirler kullanılarak kabaca kasnağın sıcaklığı tahmin edilebilir (Şekil 7.4).

Göbek elemanı elektrikle ısıtılan plakalar üzerine konarak 100 ^{0}C'a kadar ısıtılabilir. Bu yeterli değilse yağ banyolarında 370 ^{0}C 'a kadar, özel fırınlarda 700 ^{0}C' a kadar ısıtılabilir.

Daha güç bir yöntem olmakla birlikte göbek elemanının ısıtılması yerine mil soğutularak küçültülebilir. Bu amaçla -70 ^{0}C'a kadar kuru buz (CO_2 buzu) ve -190 ^{0}C' a kadar da sıvı hava kullanılır.

7.3. Boyutlandırma

Pres geçmelerin boyutlandırılmasında önemli olan, oturma alanında moment ve hareket iletimi için gerekli olan Δ çap farkının belirlenmesidir.

Basitlik sağlama bakımından göbek elemanının varsa kolları veya takviye perdesi göz önüne alınmaz. Kalın cidarlı bir boru gibi düşünülür. Mil ise dış basınç etkisinde içi boş bir boru şeklinde veya dolu olarak ele alınır.

Gerilmelerin akma sınırının altında deformasyonların elastik sınırlar içinde olduğu, deformasyondan önce düzlemsel olan kesitlerin, deformasyondan sonra da düzlemsel kaldığı ve eksenel doğrultuda uzamaların her noktada aynı olduğu varsayılır.

7.4. Çalışma İlkeleri

7.4.1. Bağlantıyı Gerçekleştiren Esas Denklemler

Sıkı geçme bağlantıları burulma momentine (Şekil 7.5 a), eksenel bir kuvvete (Şekil 7.5 b) veya her ikisine de maruz kalabilir (Şekil 7.5 c).

Moment tatbik edildiği durumda temas yüzeyleri arasında bu momente karşı M_s sürtünme momenti meydana gelir ve bağlantıyı sağlamak için $M_s \geq M_b$ olması gerekir. Düzgün basınç yayılışı yerine normal bir kuvvet (Şekil 7.6b);

$$F_n = p.\pi.d.l \qquad (7.1)$$

Konulursa, sürtünme momenti ve bağlama koşulu

$$M_s = \mu F_n d/2 = \mu p \pi l d^2 \geq M_b \qquad (7.2)$$

Şeklinde yazılır. Burada μ çevresel yöndeki sürtünme katsayısıdır.Bağlantı Fa eksenel bir kuvvete maruz kaldığı durumda temas yüzeylerinde Fs sürtünme kuvveti meydana gelir ve bağlantının sağlanması için

$$F_s = \mu.\pi.d.l.p \geq F_r \qquad (7.3)$$

Şeklinde yazılır; burada: $F_r = \sqrt{F_t^2 + F_a^2}$ ve F_t=2M_b/d dir.

7.4.2. Gerilmeler

Mil ve göbek arasında oluşan basınç, mil ve göbekte, gerilmeler ve şekil değiştirmeler meydana getirir. Bu gerilmelerin ve şekil değiştirmelerin hesaplanmasında, Elastisite Biliminin iç ve dış basınç altında kalın cidarlı silindirler teorisi kullanılır.

İç veya dış basınca maruz kalan kalın cidarlı bir silindirde, şekil değiştirmelerin elastik bölgede kalması koşuluyla teğetsel (σ_t) ve radyal (σ_r) yönde normal gerilmeler meydana gelir. Bu gerilmelerin yayılışı, mil olarak kabul edilen iç silindirde ve göbek olarak kabul edilen dış silindirde Şekil 7.7'de verilmiştir; burada mil içi boş (a,c) ve dolu (b) olabilir. Görüldüğü gibi, göbeğin iç kısmında (temas yüzeyinde) σ_r radyal gerilemelerin yanı sıra maksimum teğetsel gerilmeler (σ_{tGmax}) meydana gelir. Bu gerilmeler ve bunlara bağlı bileşik gerilmeler, maksimum enerji varsayımına göre

$$\sigma_{tG\max} = p\frac{1+C_G^2}{1-C_G^2}; \sigma_r = -p; \sigma_{GB} = p\frac{\sqrt{3+C_G^2}}{1-C_G^2} \qquad (7.4)$$

Şeklinde ifade edilir. İçi boş bir mil için maksimum teğetsel gerilmeler, iç yüzeyinde meydana gelir. Bu yüzeyde teğetsel radyal ve bileşik gerilmeler sırasıyla;

$$\sigma_{tG\max} = -p\frac{2}{1-C_M^2}; \sigma_r = 0; \sigma_{MB} = p\frac{2}{1-C_M^2} \qquad (7.5)$$

Olarak elde edilir. Dolu milde gerilme yayılışı d'ye bağlı olmayıp $\sigma_{tM} = \sigma_r = -p$ şeklindedir (Şekil 7.6). Yukarıdaki bağıntılarda

$$C_G = d/D_G \quad \text{ve} \quad C_M = d_{Mi}/d \qquad (7.6)$$

çap oranlarıdır; ayrıca işaretler, gerilmelerin çekme (+) veya basma (-) cinsinden olduğunu göstermektedir. (7.4) denklemi ile ifade edilen σ_{tG} ile σ_{GB} arasında değer bakımında büyük fark olmadığı için pratikte daha çok σ_{tGmax} denklemi kullanılır.

Temas yüzeylerin arasındaki p basıncın etkisi altında oluşan bu gerilmeler, plastik şekil değiştirmeler meydana getirmemesi gerekir. Bu koşul (7.4) ve (7.5) denklemleri dikkate alınırsa, göbek ve mil için sırasıyla

$$\sigma_{tG\max} = p\frac{1+C_G^2}{1-C_G^2} \leq \frac{\sigma_{AKG}}{S};$$
$$\sigma_{MB} = p\frac{2}{1-C_M^2} \leq \frac{\sigma_{AKM}}{S} \qquad (7.7)$$

Şeklinde yazılır ve buradan emniyet basıncı anlamına gelen;

$$P_{emG} = \frac{\sigma_{AKG}}{S}\frac{1-C_G^2}{1+C_G^2};\ P_{emM} = \frac{\sigma_{AKM}}{S}\frac{1-C_M^2}{2} \qquad (7.8)$$

bağıntıları bulunur. Burada: σ_{AKG}, σ_{AKM} sırasıyla göbek malzemesinin ve mil malzemesinin akma sınırı; S emniyet katsayısıdır. Genellikle S=1,25…..1,3 alınabilir. Gevrek malzemelerde σ_{AK} yerine σ_K konur; bu durumda S=2 alınır.

7.4.3. Şekil Değiştirmeler

Aynı teoriye göre, p basıncın etkisi altında göbekte meydana gelen teğetsel ve radyal uzamalar yazılırsa, sistemin toplam şekil değiştirmesi;

$$\delta = pd\,(k_G + k_M) \qquad (7.9)$$

olarak bulunur. Burada:

$$K_G = \frac{1}{E_G}\left(\frac{1+C_G^2}{1-C_G^2}+\upsilon_G\right) \qquad K_M = \frac{1}{E_M}\left(\frac{1+C_M^2}{1-C_M^2}+\upsilon_M\right) \qquad (7.10)$$

ν_G ve ν_M ise sırasıyla göbek ve mil malzemelerinin Poisson katsayılarıdır. Çelik için ν = 0,3; dökme demir ν = 0,25 alınabilir.

7.5 Hesap Yöntemi

Sıkı geçmelerin pratik hesabı şu şekilde yapılır:

a. Bağlantıyı gerçekleştirmek için temas yüzeyleri arasında gereken basıncı tayin edilir. Buna göre, burulma momenti ileten bağlantıda, (7.7) denkleminden;

$$p > \frac{2.M_b}{\mu.\pi.d.l}\,[\text{daN/mm}^2] \qquad (7.11)$$

Eksenel kuvvete maruz kalan bağlantıda (7.8) denkleminden;

$$p > \frac{2.F_a}{\mu.\pi.d.l}\,[\text{daN/mm}^2] \qquad (7.12)$$

ve hem momente hem de eksenel kuvvet ileten bağlantıda (7.9) denkleminden

$$p > \frac{\sqrt{F_t^2+F_a^2}}{\mu.\pi.d.l}\,[\text{daN/mm}^2] \qquad (7.13)$$

bulunur. Bu bağıntılardaki μ sürtünme katsayısının değeri tablolardan okunabilir.

b. (7.9) denkleminden bu basınca karşılık gelen teorik sıkılık hesaplanır. Pratik hesaplar için bu bağıntı;

$$\delta = p.d.(K_G + K_M).10^3\,[\mu m] \qquad (7.14)$$

Şeklinde kullanılır. Burada : d mm, p daN/mm2, K_G ve K_M mm^2/daN olarak konulursa,δ mikron olarak elde edilir. K_G ve K_M değerleri (7.10) denkleminden hesaplanabilir.

c. (7.14) denkleminin verdiği sıkılık temas yüzeylerini tam olarak düz kabul eden bir sıkılıktır. Aslında yüzeylerdeki pürüzlerin sıkı geçme esnasında bir kısmının ezilmesi sıkılığın bir miktar kaybolmasına yol açar (Şekil 7.). Yüzey pürüzlülüğü R_t ile ifade edilirse, genellikle pürüzlerin 0,6Rt kadar ezildiği kabul edilir. Buna göre mil ve gövdenin pürüzlülükleri sırasıyla R_{tM} (veya R_{aM}) ve R_{tG} ile gösterilirse, sıkılığın kaybolmasını telafi etmek için teorik sıkılığa

$$\Delta\delta = 1,2(R_{tM} + R_{tG}) = 6(R_{aM} + R_{aG}) \qquad (7.15)$$

Değeri eklenir ve hakiki sıkılık

$$\Delta d = \delta + \Delta\delta \qquad (7.16)$$

olur.

d. Hakiki sıkılığa göre mil ve göbeğin toleransları seçilir. Sıkı geçme ile monte edilen iki parça arasında meydana gelen sıkılık minimum (S_k) ve maksimum (S_b) sıkılık arasında bulunur. Diğer taraftan (7.11), (7.12) ve (7.13) denklemlerinden hesaplanan basınç, minimum basınç (p_{min}) ve buna göre (7.14) denkleminden elde sıkılık minimum sıkılık S_k, teoriden hesaplanan Δd sıkılığa göre

$$S_k \geq \Delta d \qquad (7.17)$$

olması gerekir (Şekil 7.)

Geçme için birim delik sistemi (H) seçilirse, sıkılığı meydana getirmek için göbek ve milin tolerans alanları Şekil 7. ‘ te gösterildiği gibi olması gerekir. Burada T_D, A_a, $A_ü$ göbek deliğinin toleransı ve bunun alt ve üst sınırları; T_M, a_a, $a_ü$ milin toleransı ve bunun alt ve üst sınırlarıdır.

Görüldüğü gibi birim delik sisteminde göbek deliğinin alt sınır A_a=0 dır. Ayrıca mil toleransının alt ve üst sınırları

$$a_a \geq T_D + S_k = T_D + \Delta d; \qquad a_ü = a_a + T_M \qquad (7.18)$$

şeklinde ifade edilir.

Sıkı geçmeyi oluşturan elemanların toleranslarını tayin etmek için Cetvel 7.1’ den

Yararlanılabilir. Bu cetvelde en çok kullanılan geçme çeşitleri ve bu geçmelere karşılık gelen minimum (S_k) ve maksimum (S_b) sıkılık verilmiştir. Toleransların seçimi şu şekilde gerçekleştirilir:

1. Öncelikle delik ve mil için bir kalite seçilir. Pratikte ISO tolerans sistemine göre şu kaliteler tavsiye edilir.

Delik H6, mil 5. kalite; Delik H7, mil 6. kalite
Delik H8, mil 7. Kalite; Delik H9, mil aynı kalite

2. (7.16) denkleminden hesaplanan d değerine göre (7.17) bağıntısından geçmenin Sk minimum sıkılık değeri tayin edilir. Bu değere ve seçilen delik kalitesine uygun olarak , cetvelden geçme tipi seçilir; daha sonra göbek deliğin ve milin toleransları tayin edilir.

e. Montaj esnasında meydana gelen sıkılık, Sk ve Sb arasında istatistiki bir dağılış gösterecektir. Maksimum sıkılığın (Sb) meydana geldiği sistemlerde plastik deformasyon bölgesine girme tehlikesi doğar. Bunu kontrol etmek üzere Sb sıkılıktan, $S_b^{'} = S_b - \Delta\delta$ teorik maksimum sıkılık ve buna bağlı olarak (7.14) denkleminden maksimum basınç

$$P_{\max} = \frac{S_b^{'}}{d(K_M + K_G)10^3} \qquad (7.19)$$

Hesaplanır. Plastik deformasyonların meydana gelmemesi için

$$P_{\max} \le P_{emG};\ P_{\max} < P_{emM} \qquad (7.20)$$

olması gerekir. Burada P_{emG} ve P_{emM}, (7.8) bağıntıları ile hesaplanan emniyet yüzey basıncıdır.

f. Montaj ısıtma veya soğutma yöntemi ile yapıldığı durumda gerekli sıcaklık ısıl genleşme denkleminden elde edilir. Gövde ısıtıldığı halde;

$$\alpha_G d(t_G - t_0) = S_b + B \qquad (7.21)$$

denkleminden

$$t_G = \frac{S_b + B}{\alpha_G d} + t_0 \qquad (7.22)$$

olarak elde edilir. Aynı şekilde mil soğutulursa,

$$t_M = \frac{S_b + B}{\alpha_M d} + t_0 \qquad (7.23)$$

olarak bulunur. Burada: S_b maksimum sıkılık; B mil ile göbek arasında montaj için gereken boşluk; genellikle B≈0,001d veya B≈0.5S_b olarak alınır; α_G, α_M göbek ve milin genleşme katsayıları; t_0 çevre sıcaklığıdır. Normal şartlar için $t_0 \approx 20$ - 25 ^{0}C dir. Montaj esnasında meydana gelebilecek ısı kayıplarını önlemek için montaj sıcaklığı

$$t = t_G + (25^0 ... 50^0\,C)\ \ ;\ \ t = t_M(25...50^0 C) \qquad (7.24)$$

alınması tavsiye edilir.

7.6 Sıkı Geçmelerin Uygulanması

7.6.1 Enine ve Boyuna Pres Geçmeler

Boyuna pres geçmelerde göbek elemanı presle veya herhangi bir çektirme tertibatı ile eksenel yönde ilerletilerek mile oturtulur. Çoğunlukla soğukta yapılan bu işlemden iyi sonuç alabilmek için istenen sıkılığın büyük olmaması ve mil çapının 50 mm'yi geçmemesi gerekir.

Enine pres geçmelerde büyük sıkılık değerlerine ulaşılır. Göbeğin ısıtılması ve milin soğutulması yolu ile sıkılık için gerekli olan çap farkı sağlandıktan sonra ayrıca rahat bir geçme için ilave bir montaj boşluğu sağlanmalıdır. Mil ve göbek için ısıl genleşme katsayıları a_m ve a_g ise, göbek ısıtıldığında çaptaki büyüme;

$$\Delta d_2 = d_2 \times \alpha_g \times \Delta t_2$$

mil soğutulduğunda çaptaki küçülme;

$$\Delta d_2 = d_2 \times \alpha_g \times \Delta t_2$$

yazılabilir. Δt_1 ve Δt_2 elemanlarla ortam arasındaki sıcaklık farklarıdır. Mille göbek elemanı arasındaki sıcaklık farkı maksimum sıkılığı verecek U_{max} ile gerekli montaj boşluğunun büyüklüğünde olmalıdır. Bu sıcaklık farkı;

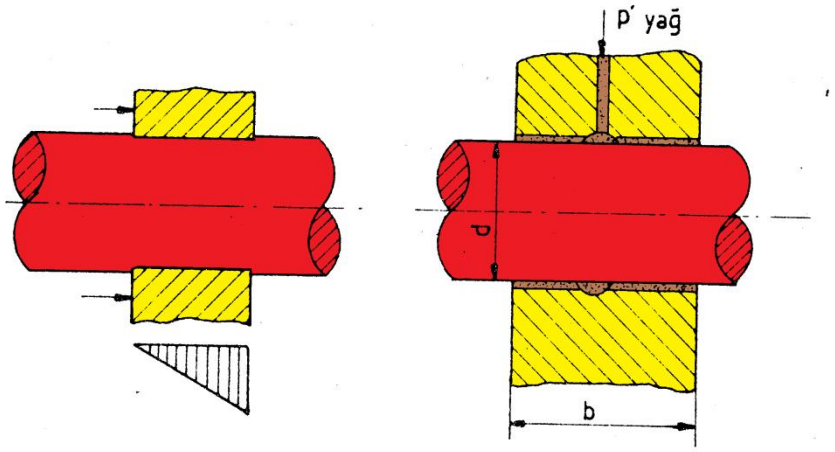
$$\Delta t = \frac{U_{\max} - U_{\min}}{a_d}$$

olur. Burada U_{mon} rahat bir montaj için gereken montaj boşluğudur.

<u>Basınçlı Yağ Yöntemi</u>

Konik bağlantılarda, çözme yönünde küçük bir deplasman konik kısmın dar tarafında bollaşma meydana getireceğinden çözülme kolayıca gerçekleşir. Düz millerde ise çözme işlemi oldukça zordur. Mili kasnak içinde kalan kısmı büzülmüş olduğundan kasnağı oturduğu yerden kımıldatmak için büyük eksenel kuvvetler gerekir. Ayrıca, yüzeylerin ezilip bozulmasına neden olduğundan aynı elemanları tekrar kullanma olanağı zamanla ortadan kalkar.

Kasnak üzerinde yeterli sayıda delikler açılarak ve bu deliklere bağlı olarak kasnak içinde veya mil yüzeyi üzerinde yivler (yağ yolları) açılarak basınçlı yağ gönderilirse mil ve kasnak yüzeyi arasında bir "yağ filmi" oluşturulabilir. Yağ filmi, çözme işlemini kolaylaştırır.



Şekil 7.8 Basınçlı yağ yöntemi

Şekil 7.8'deki bağlantıda ;

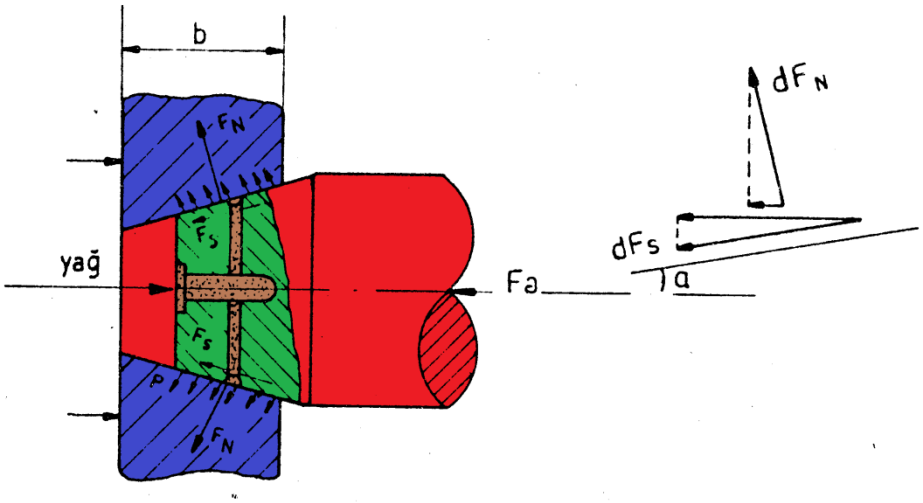
P': İki yüzey arasına pompalanan yağın basıncı

μ: Yağlanmış yüzeyler için sürtünme katsayısı

ise, çözme işlemi için gerekli eksenel kuvvet; $F_{çöz} = \mu P' \pi b d$ dir.

Sürtünme katsayısı kuru yüzeylere kıyasla çok küçüldüğünden gerekli kuvvette azalmış olur. Yağ filminin iki yüzeyi tamamen birbirinden ayırdığı söylenemez. Öyle olsaydı sürtünme sadece yağ molekülleri arasında olurdu(viskozite).

Konik bir mil-kasnak sisteminde bu yöntemle takma ve sökme işlemleri kolaylıkla yapılabilmektedir.



Şekil 7.9 Konik bağlantı

Şekil 7.9'deki konik bağlantı örneğinde;

$$dF_N = PdA$$
$$dF_S = \mu pdA$$
$$Toplam\,alan;$$
$$A = \pi.d.\frac{b}{\cos a}$$

Bir dA alan elemanı için tepki kuvvetleri ve onların eksenel doğrultudaki bileşenleri şekildeki gibi olmaktadır. Kasnağın montajı için gerekli eksenel pres kuvveti eksenel doğrultudaki tepki kuvvetlerinin toplamı kadar olacaktır. Bu durumda;

$$F_a = p.\pi.d.\frac{b}{\cos a}.\sin a + \mu.p.\pi.d.\frac{b}{\cos a}\cos a \quad \text{veya}$$

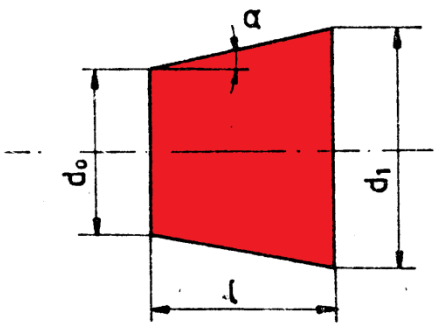
$$F_a = \pi.d.b.p.(\tan a + \mu)$$

olur. Burada sürtünme katsayısı, kuru sürtünmedekinden çok daha küçüktür. Pratikte μ değeri 0,15'ten 0,005'e kadar düşürülebilir.

Bağlantının çözülmesi çok daha kolaydır. Sürtünme kuvveti yön değiştireceğinden çözme işlemi için gerekli eksenel kuvvet,

$$F_{çöz} = \pi.d.b.p.(\tan a - \mu)$$

olacaktır. Kendi kendine çözülme olmaması için $F_{çöz} < 0$ olmalıdır (otoblokaj şartı). Eğer $F_{çöz}>0$ olursa, bu değerdeki bir $F_{ÇÖZ}$ kuvvetiyle karşı konulmazsa yağ basıncı kasnağı çözme yönünde fırlatacak demektir. $F_{ÇÖZ} < 0$ olabilmesi için, $\tan\alpha<\mu$ olması gerekir. Bu da α eğiminin küçük olması gerektiğini gösterir ($0,15 > \tan\alpha > 0,005$).



$$\frac{d_1 - d_0}{l} = \frac{1}{K}$$ K: Konikliktir.

K=80 veya daha büyük değerleri günümüz tezgahlarında rahatlıkla işlenebilmektedir.

7.6.2. Sıkma Geçmeler

Mil üzerinde eksenel veya çevresel yönde istenilen konumda montaj yapılabilir.

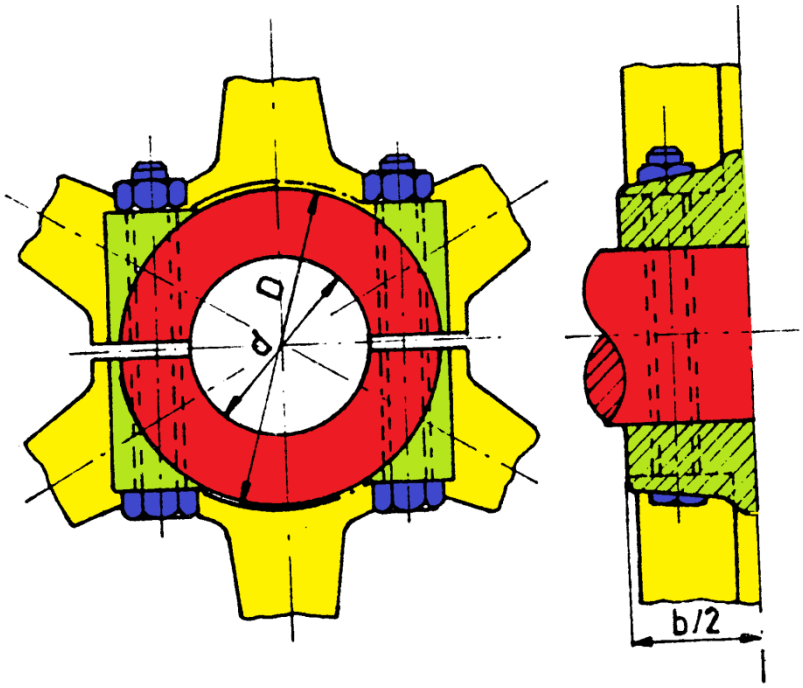
Göbek iki yarım parçadan yapılmıştır. Bu iki yarım parça cıvatalar ile sıkılmaktadır. Şekil 7.8'de tipik bir sıkma - geçme örneği görülmektedir.
d : mil çapı, D : göbek çapı, b : göbek genişliğidir.

M_d döndürme momentinin emniyetle iletilebilmesi için $M_s > M_d$ olmalıdır. $M_s = kM_d$ yazılabilir. Burada k daha önce tanımlanmış olan emniyet katsayısı olup statik ve az darbeli durumlarda k = 1.25, orta darbeli k = 1.5, darbeli momentlerde k = 2 alınması önerilmektedir.

Mil ve göbek yüzeylerinde ezilme olmamalıdır. Oturma yüzeylerinde basınç yayılışı düzgün değildir. Bu nedenle hesaplarda projeksiyon alanı boyunca bir ortalama basınç bulunduğu varsayılır. Bu durumda

$P = \dfrac{F_N}{d \times b} \leq P_{em}$ olmalıdır. Diğer taraftan her yarı parça ayrı ayrı düşünülerek

$M_s = 2.\mu.F_N.(d/2)$ yazılabilir.



Şekil 7.10 Sıkma geçme

KAYNAKLAR

[1] Mustafa Akkurt, Makina Elemanları Cilt: I - II. Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.

[2] Atilla Bozacı, Makina Elemanlarının Tasarımı 1. İTÜ Ders Kitapları, Sayı:74. 1989.

[3] Mustafa Gediktaş, Bağlama Elemanları. Çağlayan Kitapevi, 1995.

[4] İsmail Cürgül, Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, 1. Cilt, Birsen Yayınevi, 2005

[5] İsmail Cürgül, Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, 2. Cilt, Birsen Yayınevi, 2005

[6] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke. Mechanical Engineering Design, Fifth Edition. McGraw-Hill İnternational Editions. 1989.