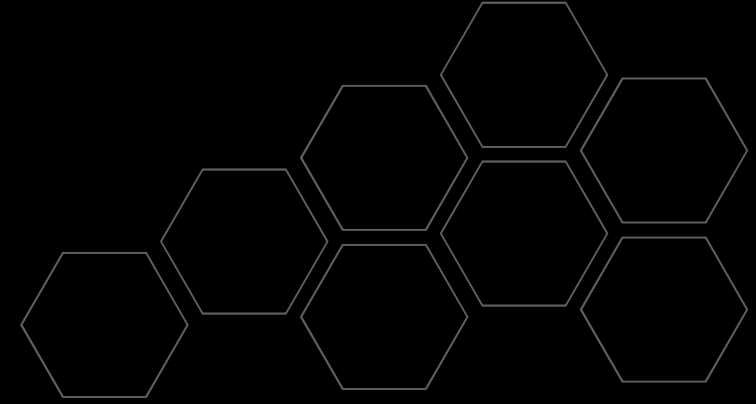
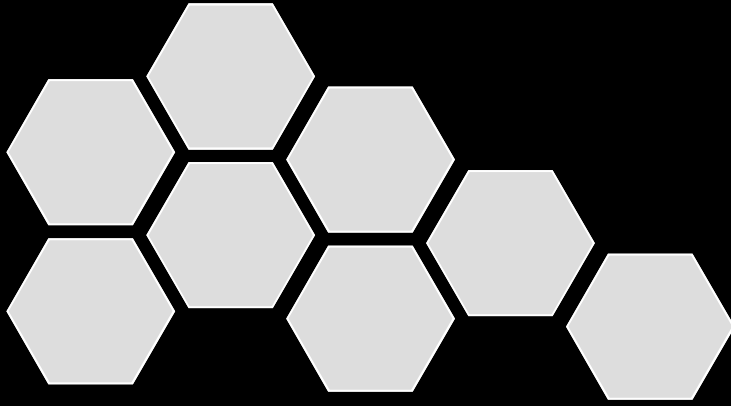
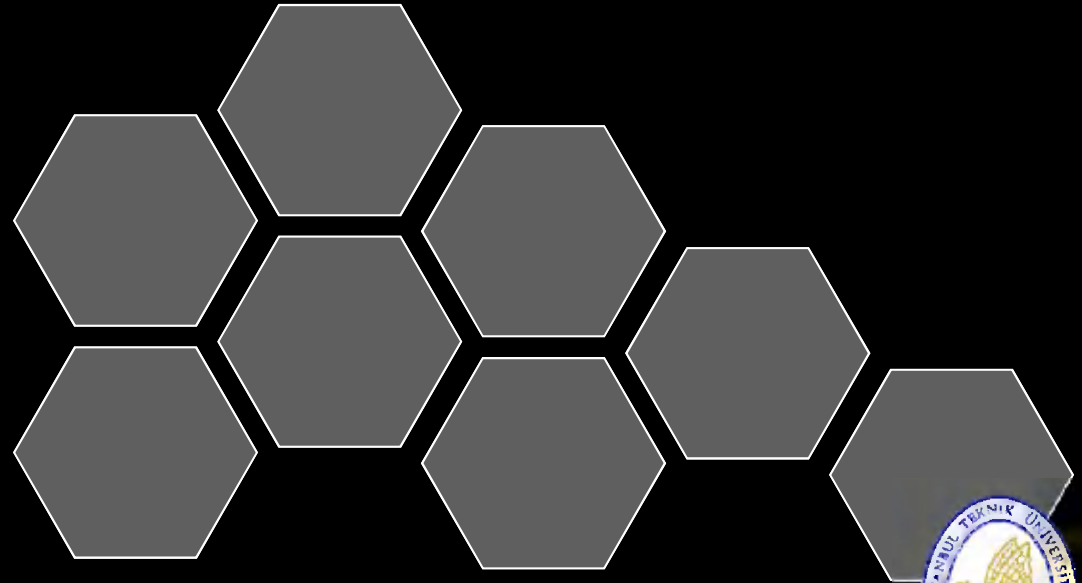


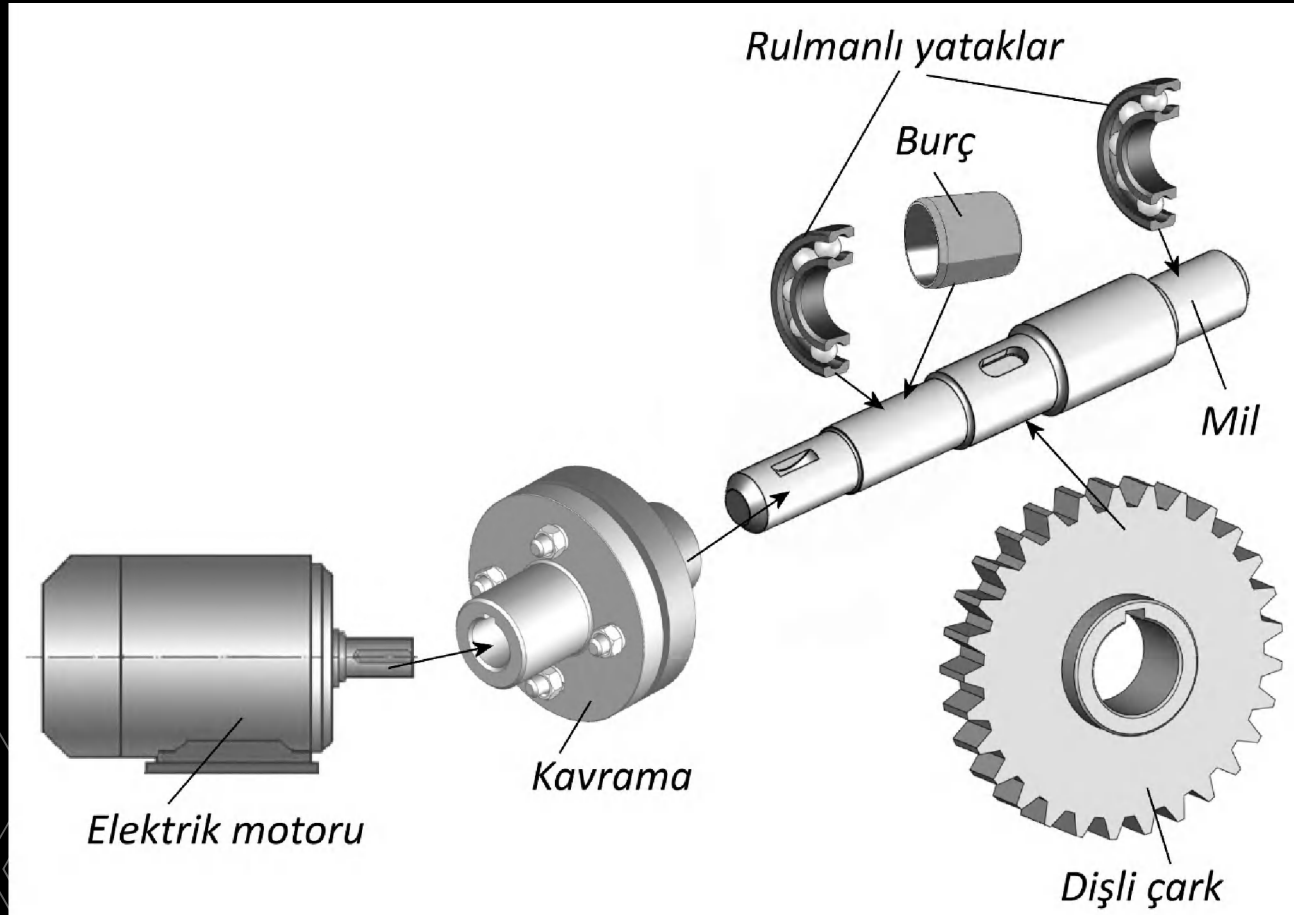


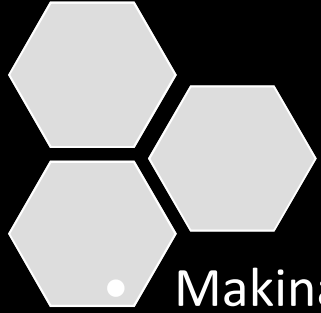
Miller ve Akslar

Vedat Temiz



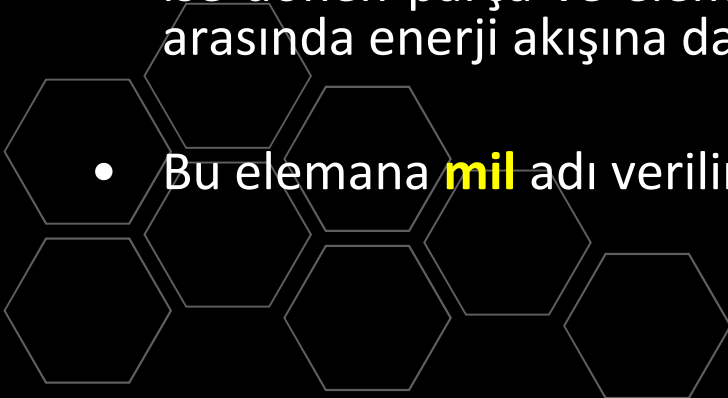
Miller





Miller

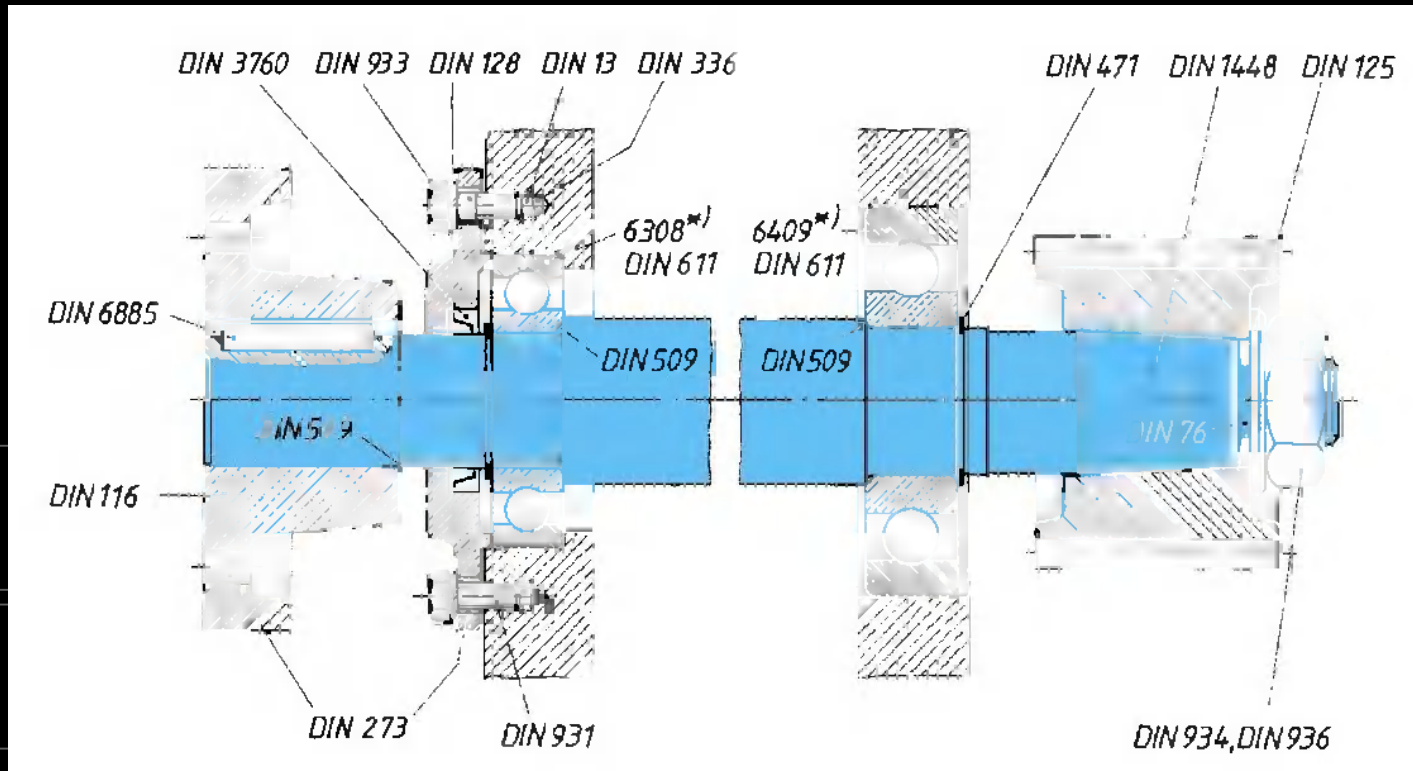
- Makinalarda, hareketi *dönme hareketi* olan parça ve elemanların kullanılması konstrüktif açıdan çok çeşitli avantajlar sağlar.
- Gerek motor elemanında, gerek güç iletim hattında ve gerekse makinanın asıl işlevinin yerine getirildiği bölümlerde mümkün olduğu kadar dönme hareketi yapan parça ve elemanlar kullanılmaya çalışılır. Bu parça ve elemanların dönmelerine izin verecek şekilde desteklenmeleri (yataklanmaları) gerekecektir.
- Ek olarak, dönen bir parçadan bir diğerine enerji akışı (güç iletimi) söz konusu olacaktır. Bazı basit sistemlerde bu istekler her hangi bir başka eleman kullanılmadan yerine getirilebilir. Daha sık uygulanan bir çözüm ise dönen parça ve elemanları üzerinde taşıyan ve taşıdığı bu parçalar arasında enerji akışına da imkân veren ayrı bir elemanın kullanılmasıdır.
- Bu elemana **mil** adı verilir.

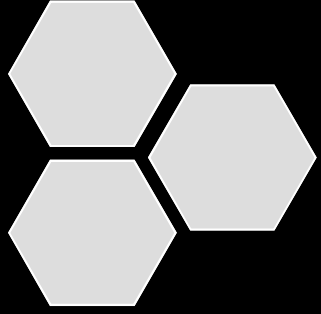




Miller

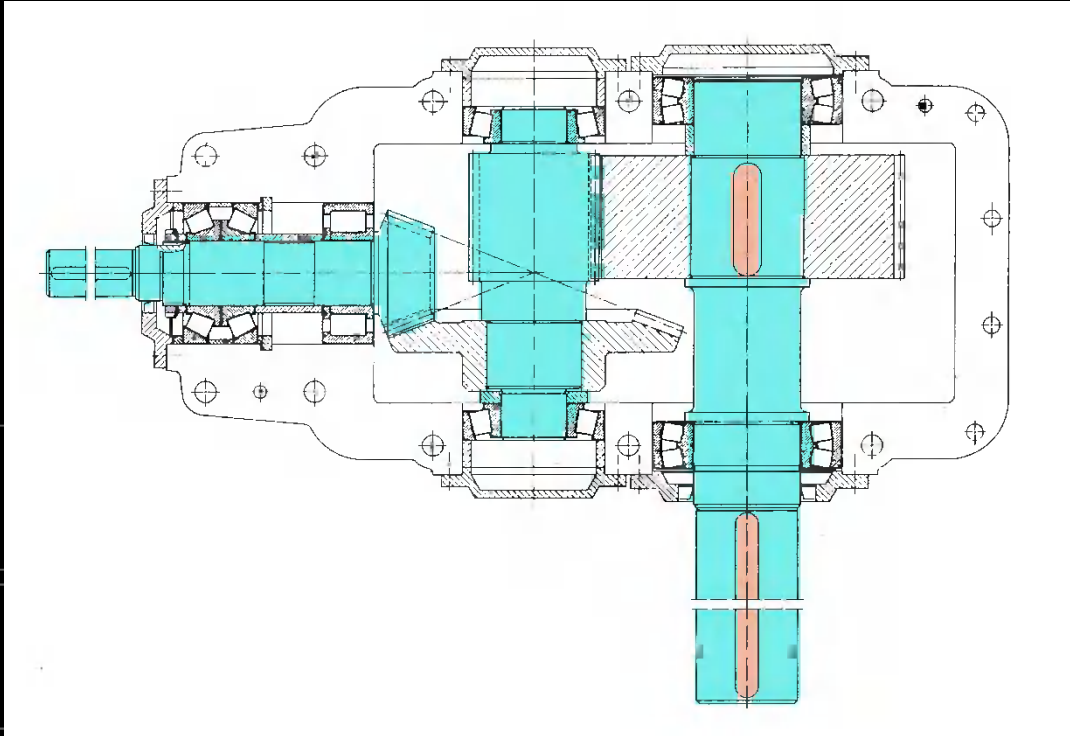
- Millere monte edilen elemanlar genelde standarttır. Buna karşın milin tasarımı mühendis tarafından yapılmak zorundadır.





Miller

- Mil; dişli çark, kayış kasmağı, zincir dişlisi, kavrama göbeğı, volan, rotor vb. parçaları üzerinde taşıyan ve bunların kendisiyle birlikte dönebilmeleri için genellikle iki yerinden yataklanmış olan önemli bir makina elemanıdır. Miller, üzerinde taşıdığı parçalardan kaynaklanan yükler sonucu eğilmeye, güç iletimini sağlayan döndürme momenti nedeniyle de burulmaya zorlanır.

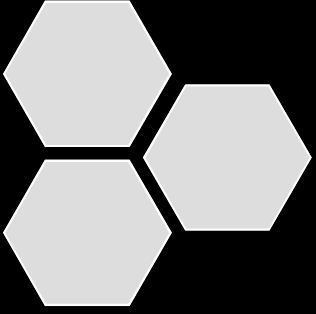


İki kademeli bir
dişli kutusu ve bu
kutudaki üç ayrı
mil



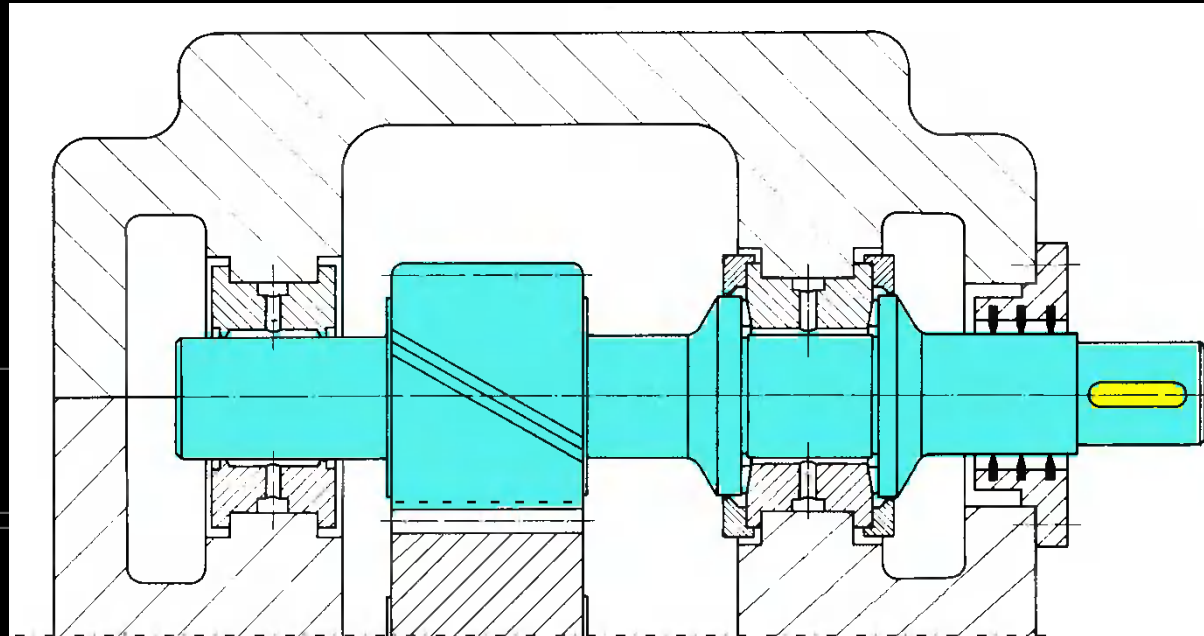
Dişli kutusu milleri





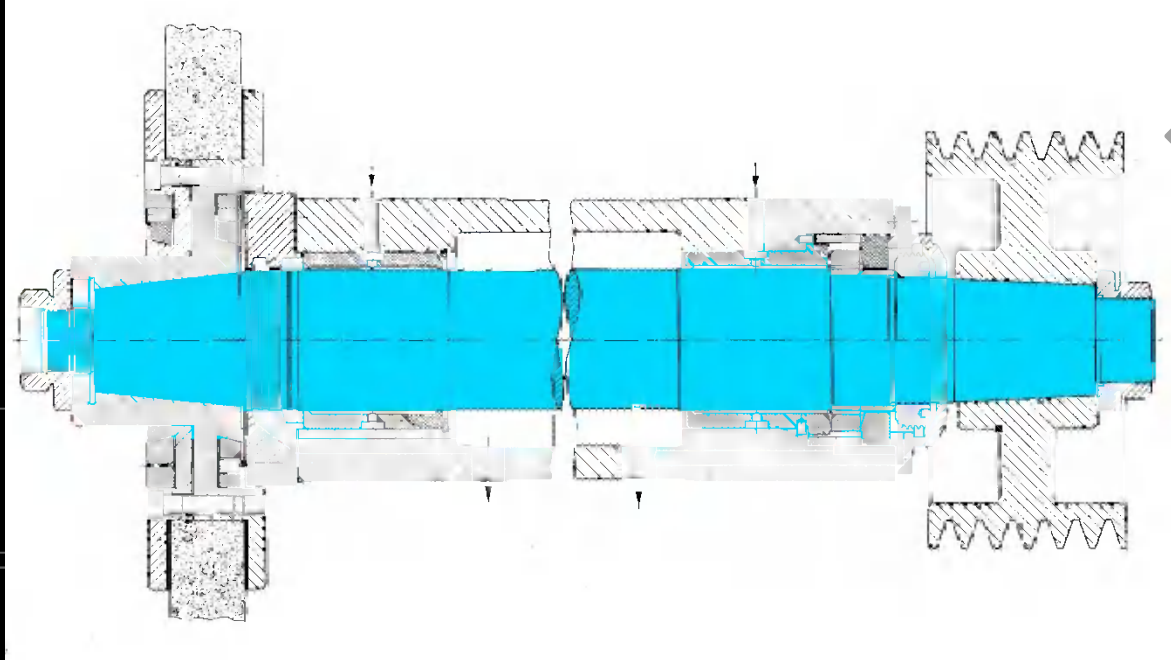
Mil örnekleri

- Alttaki şekilde yüksek hızlı bir dişli kutusunun kaymalı yataklarla yataklanmış mili gösterilmiştir. Düzgün, üniform kesitli silindirik bir çubuk gerek mukavemet ve gerekse imalat maliyeti açısından bir mil için ideal bir geometrik şekle sahip olduğu halde, şekilde de görülebileceği gibi konstrüktif şekillendirme sonucunda çoğunlukla bundan oldukça farklı bir geometri ortaya çıkar. Üzerinde taşıdığı dişli çark, kayış kasmağı, zincir dişlisi, kavrama göbeği gibi elemanlarla mil arasındaki mil-göbek bağlantısı için feder veya kama yuvası bulunabilir.



Mil örnekleri

- Millerde, mil-göbek bağlantısı için yapılmış konik geçme yüzeyleri, kamalı mil şeklinde işlenmiş bölümler olabilir. Çeşitli amaçlarla açılmış delikler bulunabilir. Üzerine takılan parçaların aksenal doğrultudaki konumlarını belirlemek amacıyla ani çap değişimleri ve bunun sonucu olarak **fatura** denilen geçiş bölgeleri, emniyet halkalarının takıldığı kanallar, vida açılmış bölümler olabilir.

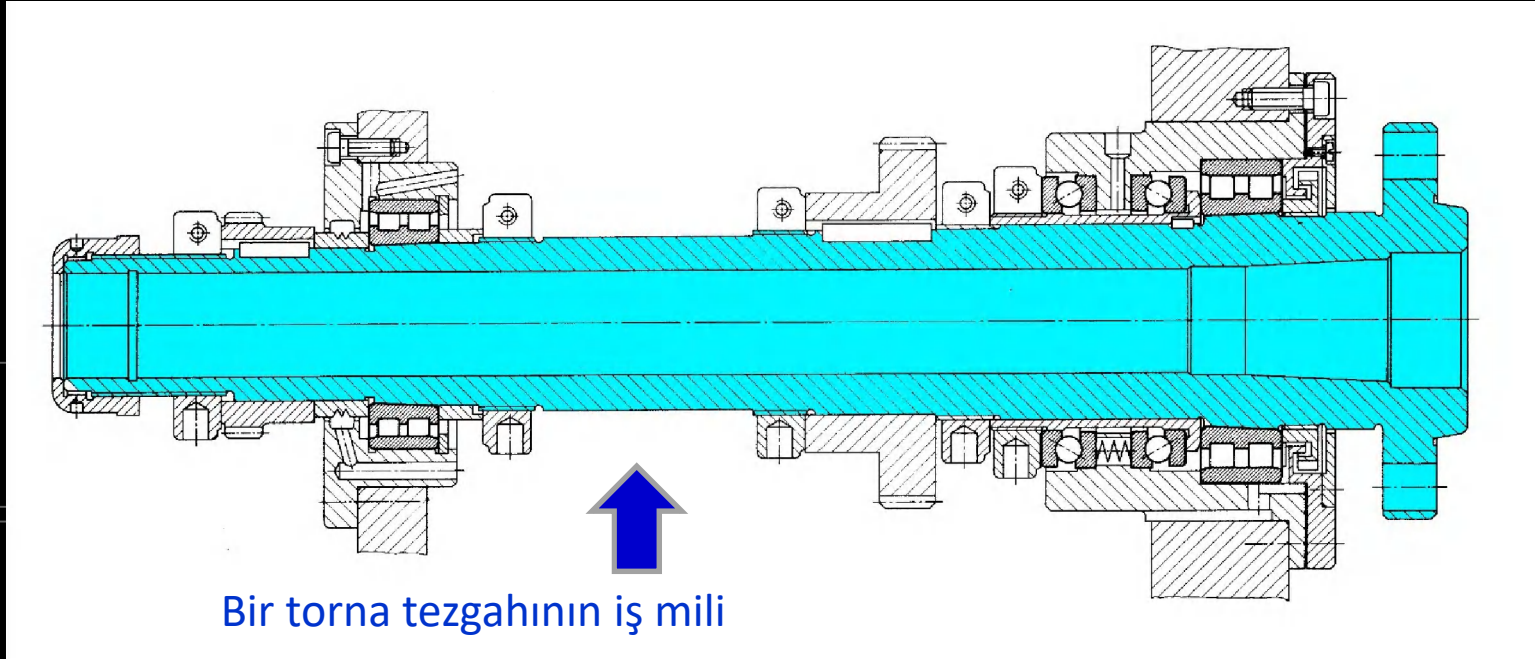


Bir taşlama tezgâhının mili. Yataklama için dıştan basınçlandırılmış (hidro-statik) yataklar kullanılmıştır. Mil, deformasyonların küçük kalması düşünülerek boyutlandırılmıştır.



Mil örnekleri

- Makinanın veya bir ünitesinin dışına doğru uzanmış olan ve güç girişi veya çıkışı için kullanılan mil uçlarının şekli ve ölçüleri ile ilgili çoğunlukla uyulması gereken standartlar, keza rulmanlı yatak gibi bazı standart ölçülerde yapılan elemanlar milin ölçülerine ve şekline bazı kısıtlamalar getirir. Milin şekillendirilmesinde sistemin montajının, gerekiyorsa demontajının mümkün ve kolay olması da göz önünde bulundurulur. Bazı uygulamalarda çeşitli amaçlarla millerin içinin boşaltılması gerekebilir.

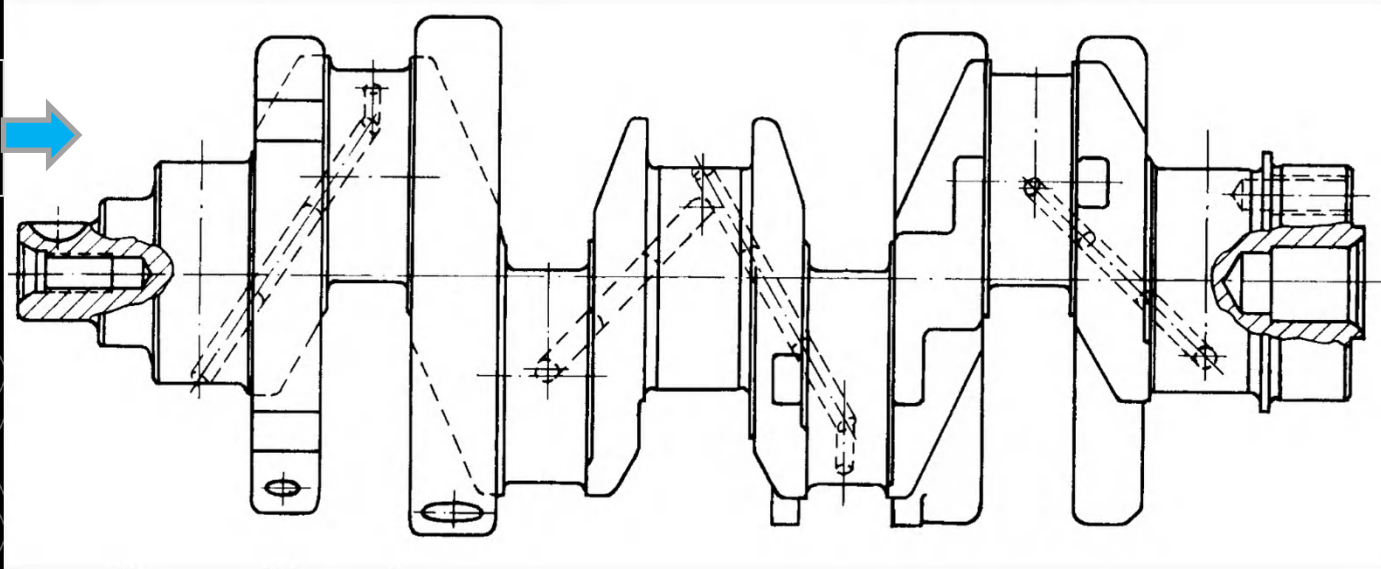




Mil örnekleri

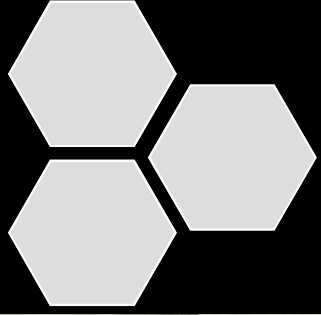
- Miller tarafından taşınan ve değişik işlevleri olan parça ve elemanların ayrı olarak imal edilip mile takılması daha yaygın bir durum olmakla birlikte, bunların mil ile entegre olması da sık rastlanan bir durumdur. Milin bir bölümü dişli çark (2. slayttaki şekilde giriş mili ve ara mil), kayış kasnağı, rotor vb. şeklinde işlenebilir. Bu tür millere en tipik örnek krank milleridir. Özellikle pistonlu makinalarda kullanılan bu özel milde, krank-biyel mekanizmasının kollarından biri ve mafsal muylusu mile entegre edilmiş ve ortaya özel bir mil çıkmıştır.

Bir taşıta ait
krank mili

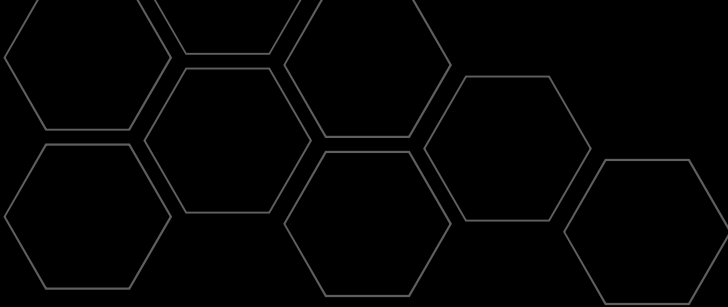
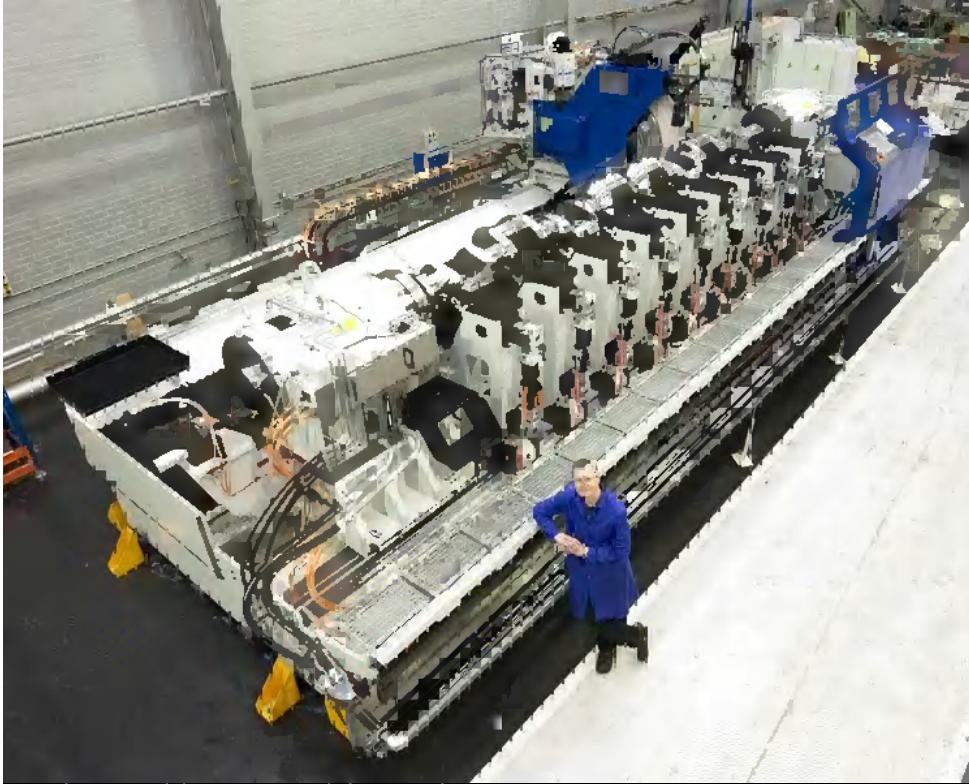


Muylu milin yatak, özellikle kaymalı yatak içinde kalan bölümüne verilen addır.



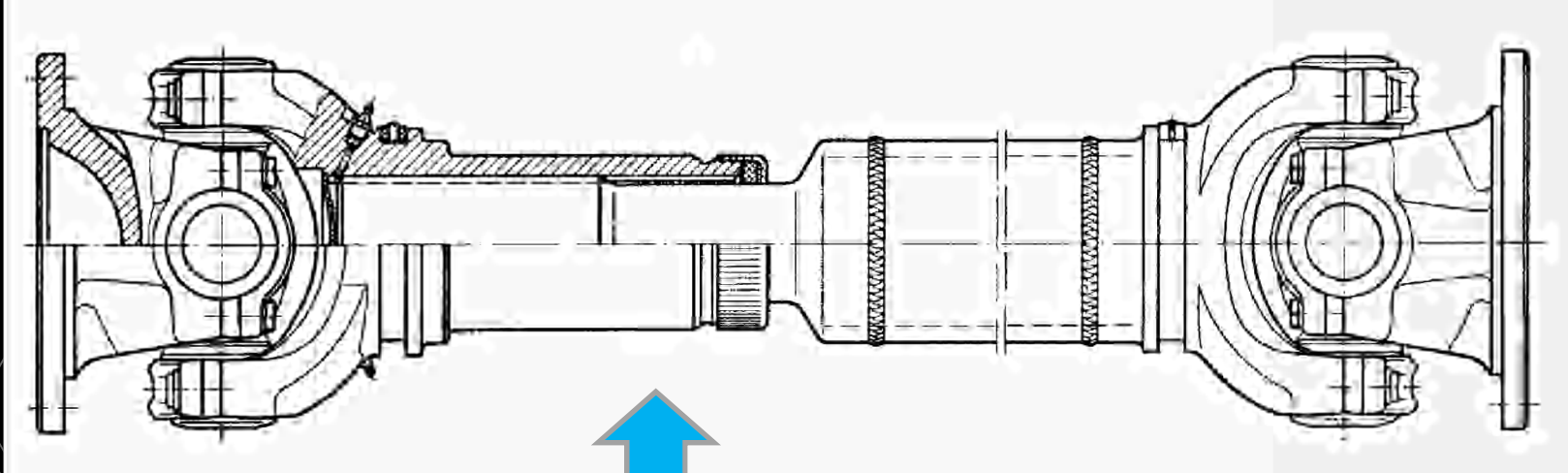


Krank milleri



Mil ve şaft ayırımı

- Bazı miller yalnız mekanik enerjiyi bir ucundan diğerine aktarma işlevini yerine getirir. Bu tür millere **şaft** denir. Taşıtlarda diferansiyel kutusu ve tekerlek arasında kullanılan şaftlar, iki Kardan kavraması arasında kullanılan içi boş mil, gemilerde motor ile pervane arasında kullanılan birçok halde epeyce uzun olan şaft bu tür millere örnek olarak verilebilir. Şaftlar sadece burulmaya maruz kalır.



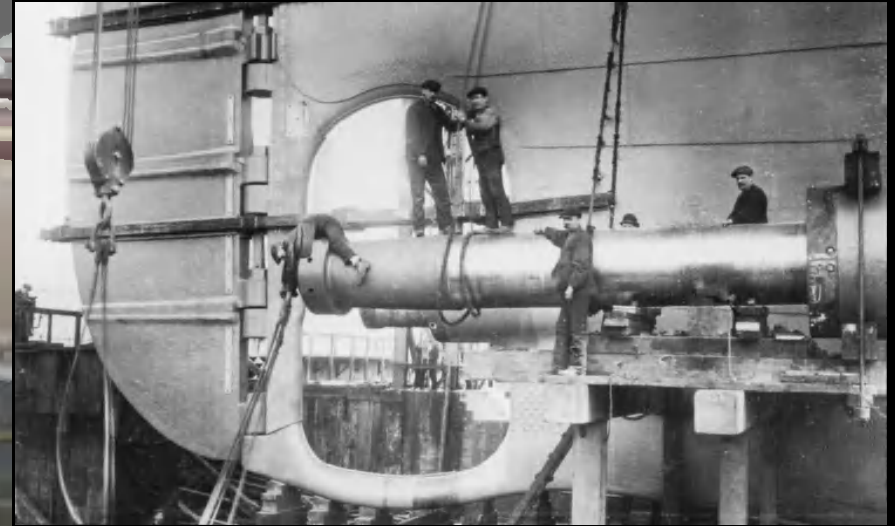
Bir ağır taşıtın mafsallı mili (Kardan mili)

Kardan mili





Gemi şaftları

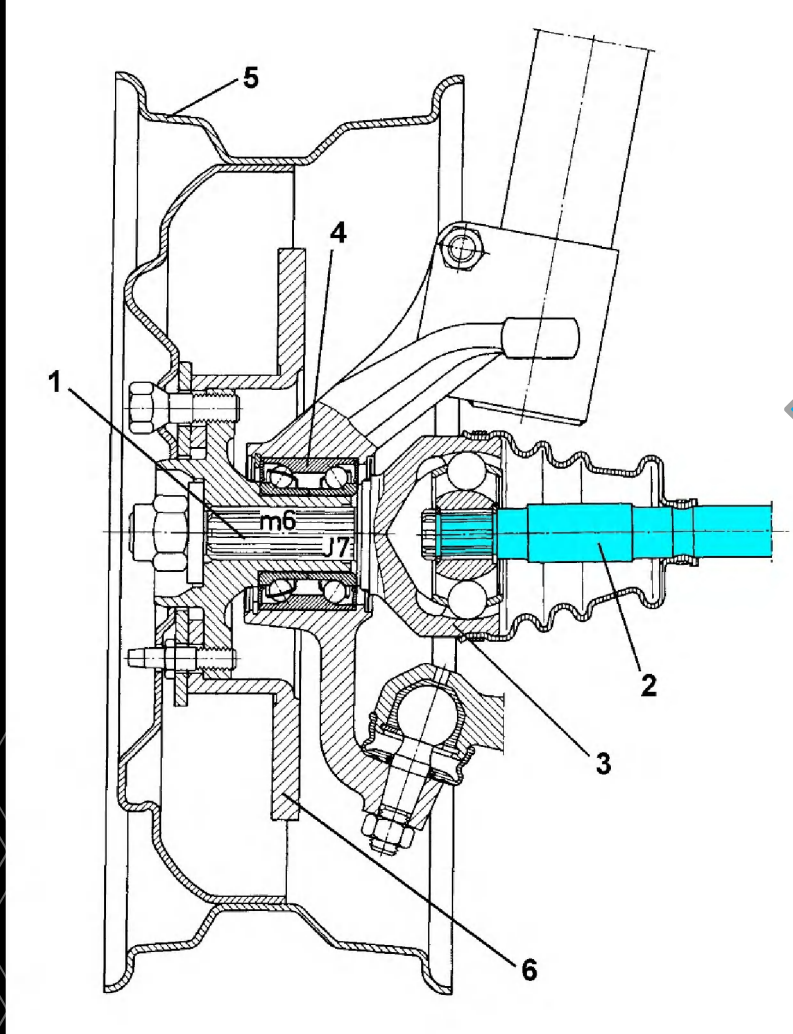


Titanic -1912

Bir gemi şaftı örneği



Şaftlar



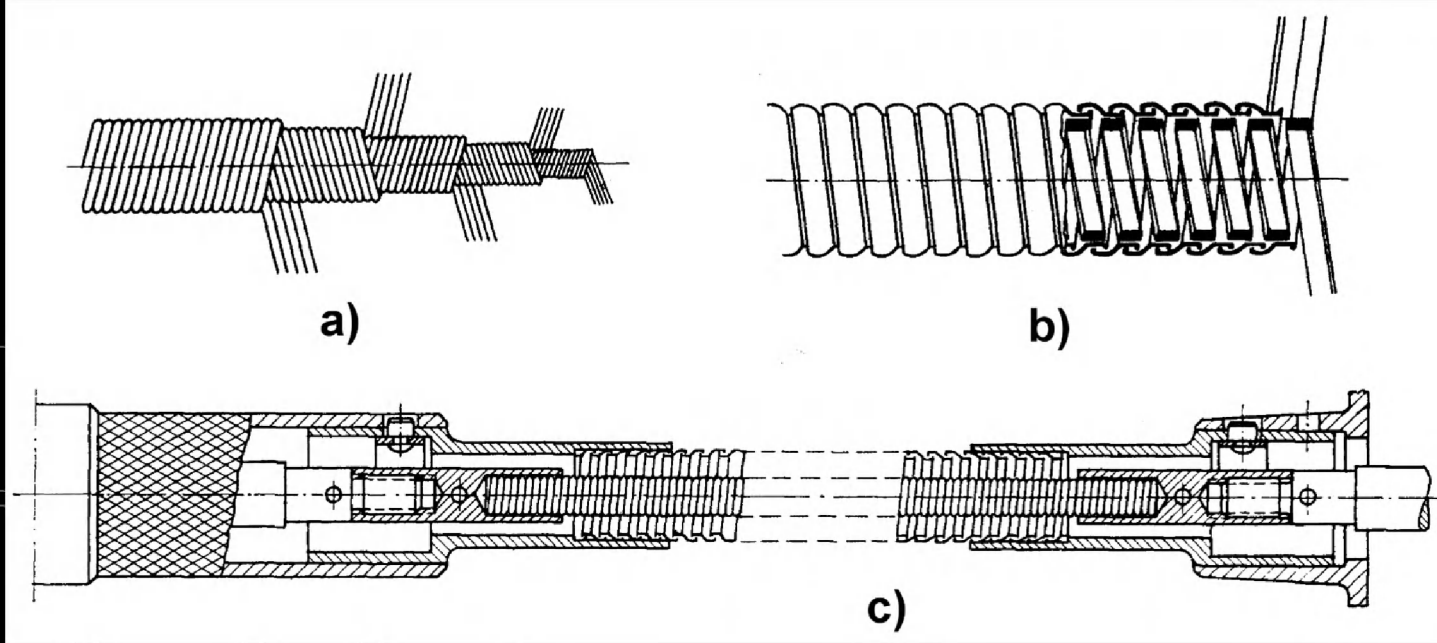
Bir önden çekişli (tahrikli) otomobile ait ön tekerlek konstrüksiyonunda tekerleği taşıyan mil ve tahrik mili bağlantısı

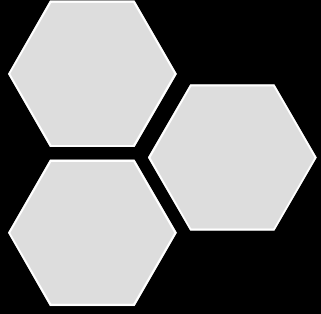
1. Tekerleği taşıyan mil,
2. Tahrik mili (şaftı),
3. Sabit hız kavraması ,
4. Rulmanlı yatak,
5. Jant,
6. Fren diski



Elastik miller

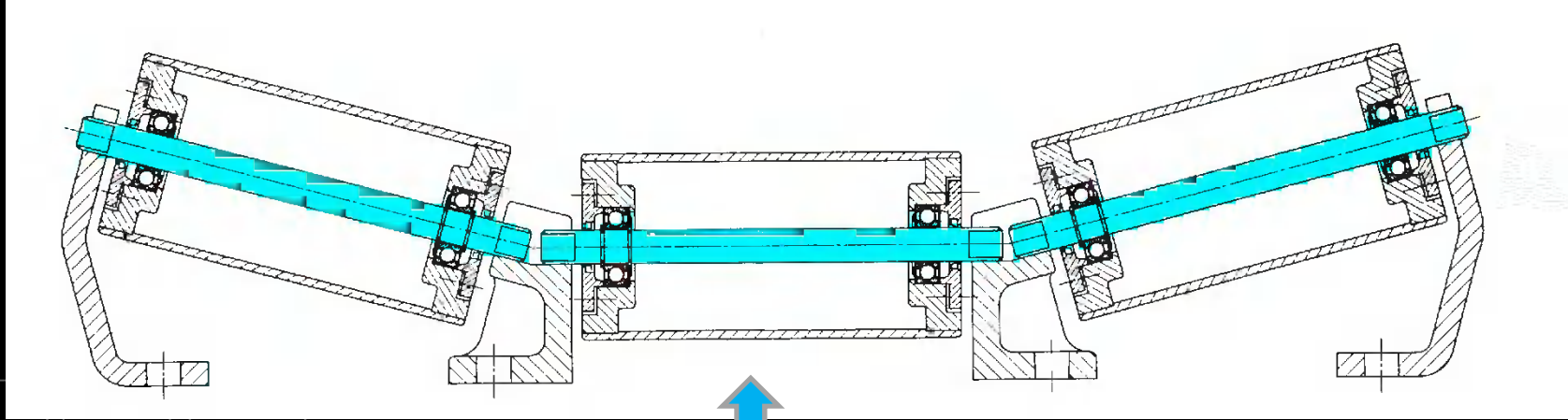
- Nispeten uzun mesafelerde ve küçük güçlerin iletiminde elastik miller kullanılmaktadır. Elde kullanılan delik delme ve taşlama aparatları, otomobillerin kilometre ölçme cihazları ve hız göstergeleri bunların en çok kullanıldığı yerlerdir. Alttaki şekilde görüldüğü gibi bir elastik mil esas olarak birbirine ters yönde sarılmış yay tellerinden oluşmaktadır.





Akslar

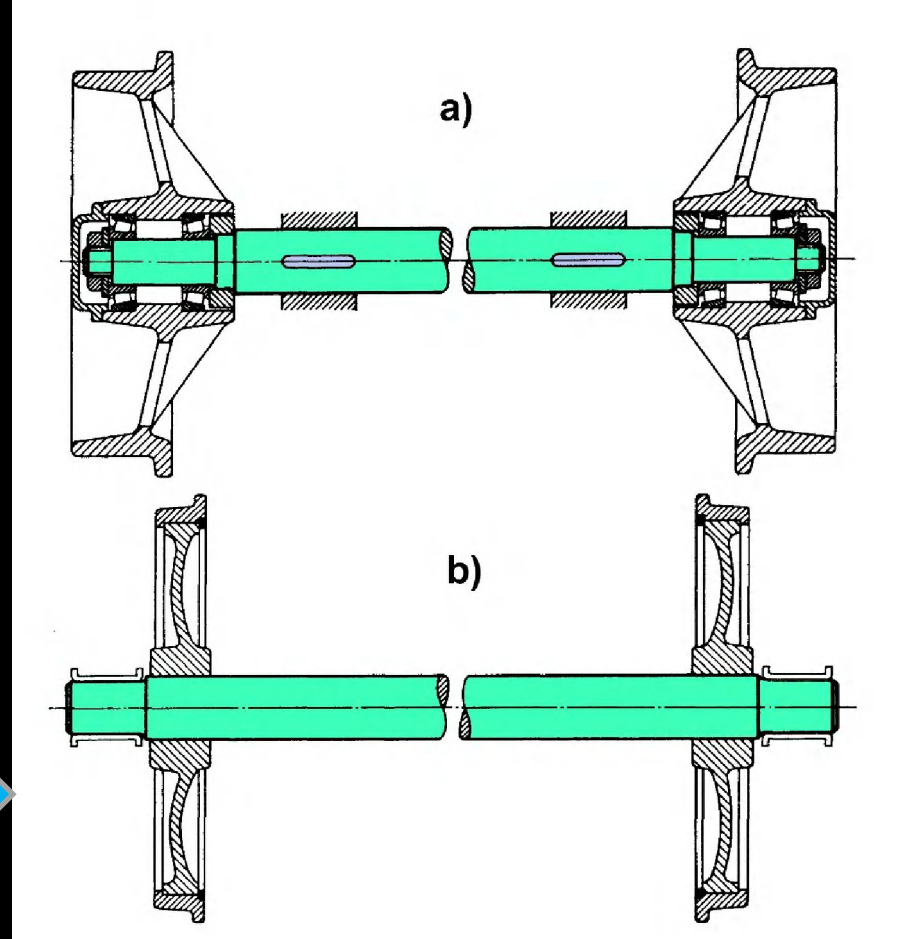
- Akslar; bazı dönen veya salınım hareketi yapan parça ve elemanları üzerinde taşıyan ancak enerji iletme özelliği olmayan elemanlardır. Halat makaraları, taşıt tekerlekleri, konveyör destek makaraları ve tamburları, gergi kasnakları, yine gergi amaçlı zincir dişlileri, bazı hallerde dişli çarklar akslar tarafından taşınan elemanlara örnek olarak verilebilir.



Bir bantlı konveyörün destek makaraları ve bunları taşıyan dönmeyen türden akslar.

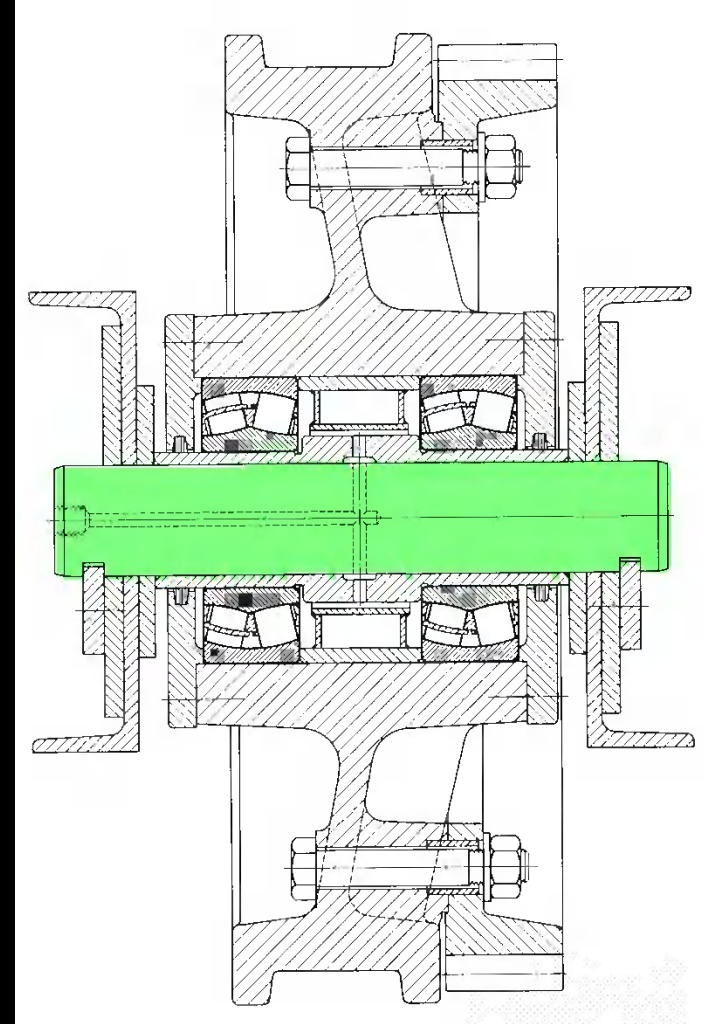
Dönen ve Dönmeyen Akslar

Raylı taşıtlar için tekerlek aksı olarak dönmeyen (a) ve dönen (b) aks şeklinde iki farklı konstrüksiyon. b' deki aks tam değişken eğilme zorlanmasına maruz kalır. Bu aks virajlarda ray ile tekerlek arasındaki sürtünmeden dolayı bir miktar burulma yükü de alır.



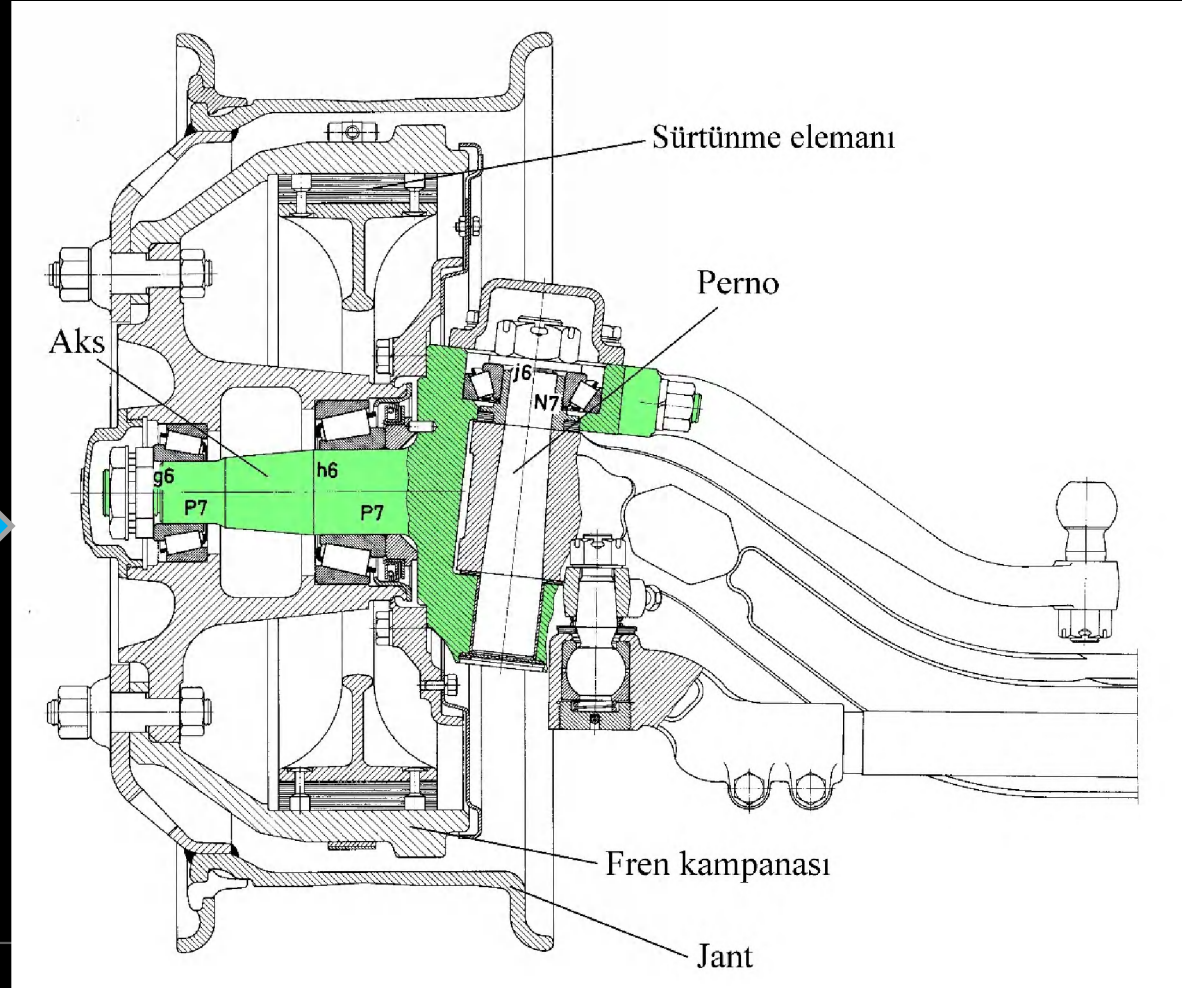
Aks örnekleri

Bir krene ait döndürülen tekerleği ve ona bağlı dişliyi taşıyan dönmeyecek şekilde yapılmış aks (Bazı hallerde **perno** da denir)

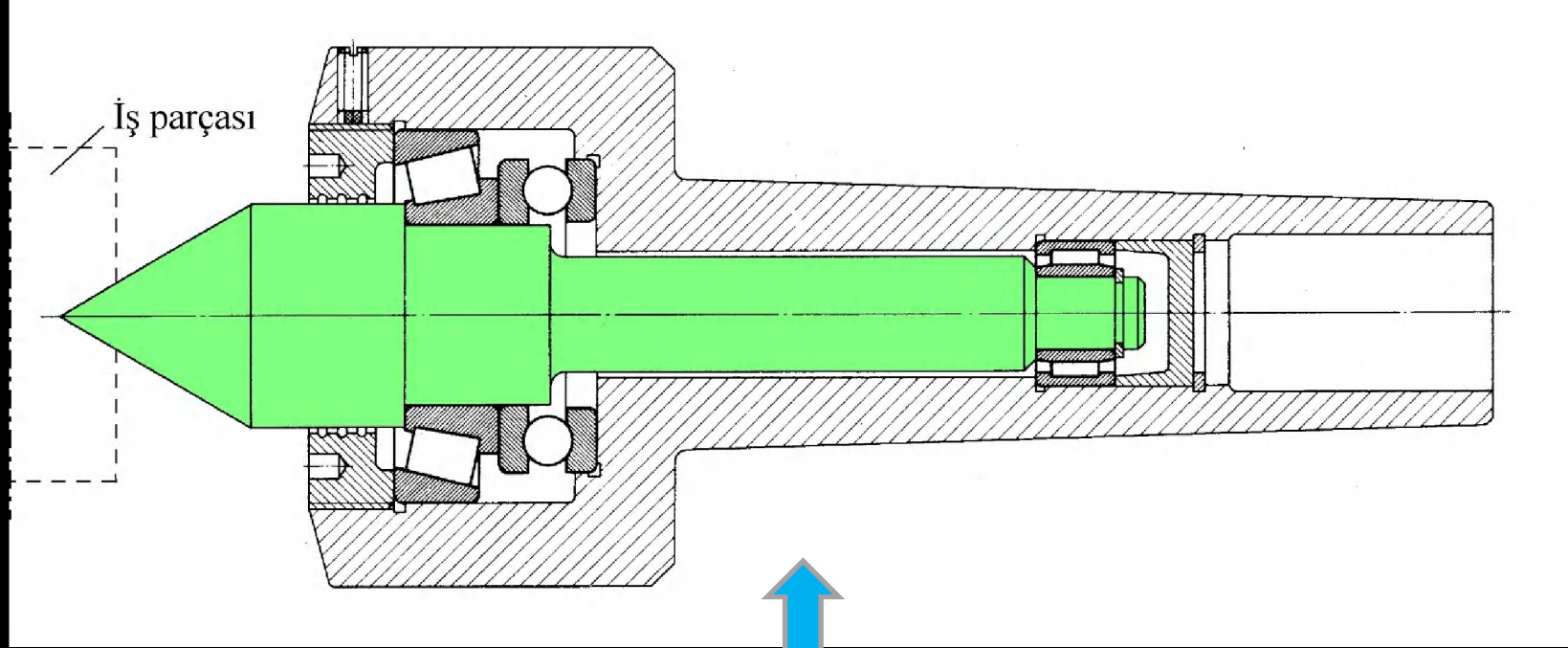


Aks örnekleri

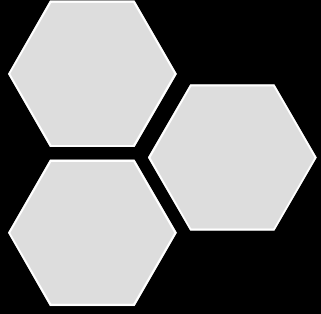
Bir kamyonun ön
tekerlek
konstrüksiyonu ve
tekerleği taşıyan
dönmeyen türden aks



Aks örnekleri



Bir torna tezgahına ait döner punta. Dönen bölüm işlev itibarı ile bir aks olarak düşünülebilir.

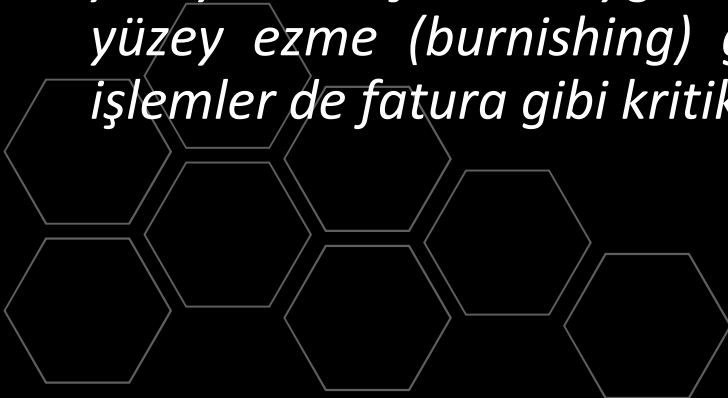


Mil ve Aks malzemeleri

- En çok kullanılan malzeme çeliktir.
- Sfero dökme demir bazı krank milleri gibi karmaşık şekilli millerin yapımında kullanılabilir.
- Kompozit malzemeler

İşlenmeleri:

Tornalama, frezeleme ve taşlama işlemleri millerin ve aksların imalatında ana işlemlerdir. Bazı küçük miller bütünüyle sertleştirme işlemine tabi tutulabilir. Diğer bazı millerde ise gerekli bölümlerinde yüzey sertleştirme uygulanabilir. Bilya püskürtme (shot-peening) ve yüzey ezme (burnishing) gibi yararlı artık gerilme oluşturma amaçlı işlemler de fatura gibi kritik bölgelerde seyrek de olsa uygulanır.

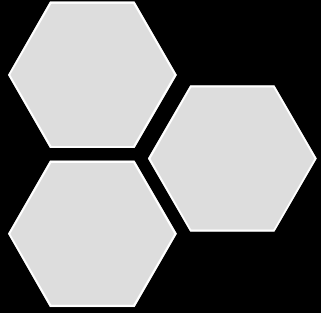




Kompozit şaftlar

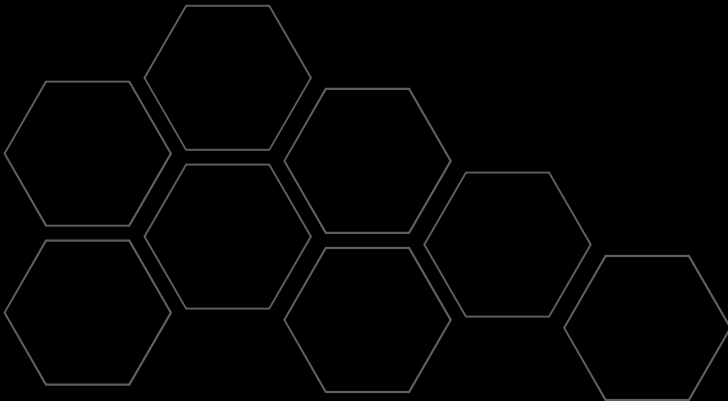
Son yıllarda karma (kompozit) malzemelerden şaftlar da yapılmaktadır. Karbon elyafının taşıyıcı malzeme olarak kullanıldığı bu şaftlar çelik şaftlara göre biraz daha hafiftir. Ek olarak metal şaftlarda olmayan gürültü sönümleme özelliği de bu şaftlarda bir ölçüde bulunur.

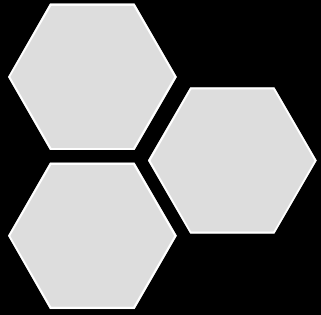




Millerin ve Aksların Hesaplanması

- 1) Mukavemet hesabı
- 2) Titreşim hesabı
- 3) Şekil değiştirme (deformasyon) hesabı





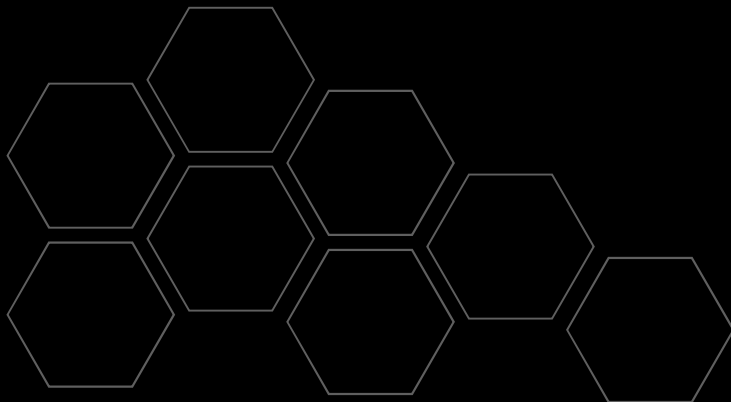
Mukavemet Hesabı

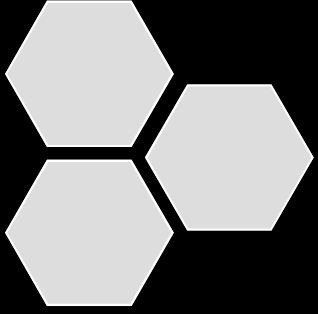
Millerin mukavemet hesabını

1. Boyutlandırma Hesabı ve

2. Kontrol Hesabı

olarak ikiye ayırmak mümkündür.



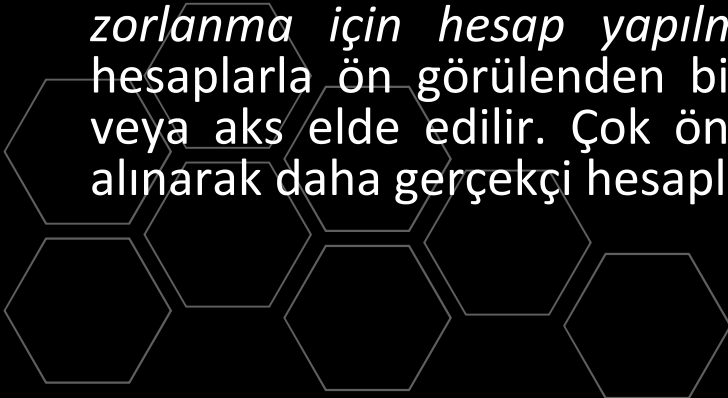


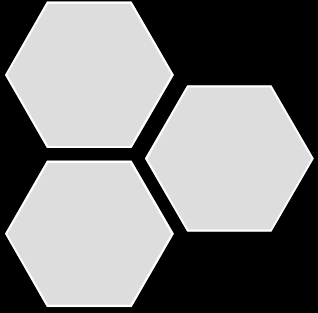
Boyutlandırma Hesabı -1

Yeni bir konstrüksiyonda hesabın başlangıcında mil veya aks şekil itibarı ile mesnet noktaları (yatakların bulunduğu yerler) yaklaşık olarak belli olan bir kirişten başka bir şey değildir.

Milin son şekli ortaya çıkmadan gerçek zorlanma durumunu bilebilmek mümkün olmaz.

Mile takılan parça ve elemanlardan kaynaklanan yükler ve bu elemanların mil eksenini boyunca konumları yaklaşık olarak belirlenirse hesaba başlayabilmek için bir model oluşturmak mümkün olur. Mile ya da aksa etkiyen yükler yayılı yükler olmakla birlikte çoğunlukla birer tekil yük olarak modele yerleştirilirler. *Yayılı yük yerine bileşkesi olan tekil yükü almakla bir miktar daha büyük bir zorlanma için hesap yapılmış olur.* Tekil yükler varsayımı ile yapılacak hesaplarla ön görülenden biraz daha büyük bir emniyet katsayısı olan mil veya aks elde edilir. Çok önemli uygulamalarda yayılı yük durumu dikkate alınarak daha gerçekçi hesaplar yapılabilir.

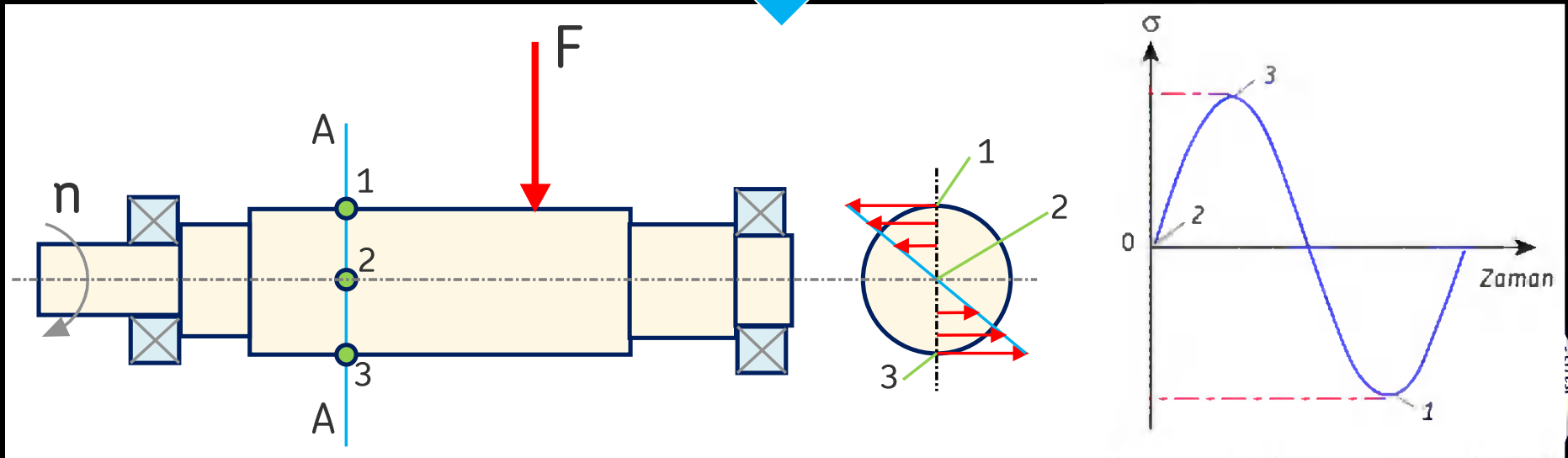


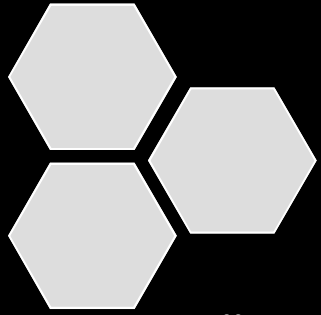


Boyutlandırma Hesabı -2

Öncelikle belirlenmesi gereken, dış yüklerin zaman içindeki değişim durumudur. Doğrultusu değişmeyen, sabit eğilme momenti oluşturan yükler bile miller veya dönen akslarda dönme hareketinin bir sonucu olarak tam değişken eğilme zorlanmasına neden olur

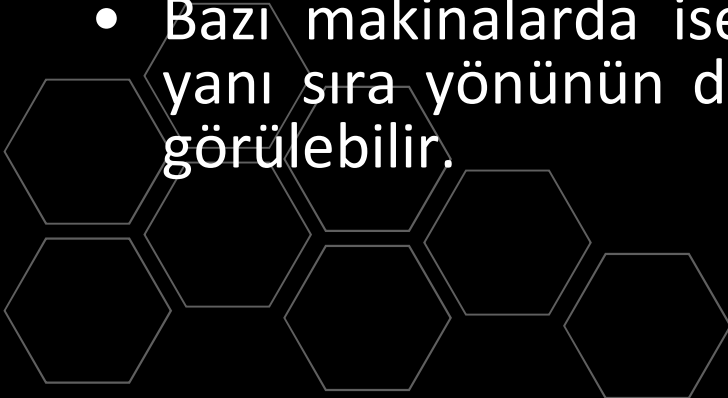
Sabit yüklere yani sabit eğilme momentine maruz bir milde herhangi bir noktanın gerilmesinde dönmenin bir sonucu olarak ortaya çıkan değişim.





Boyutlandırma Hesabı -3

- Dönen yüklerin söz konusu olduğu durumlarda milin açısal hızı ile dönen yükün açısal hızı eşit ise bu yük statik bir yük gibi etki yapar.
- Dönmeyen akslarda ise doğrultusu ve yönü değişmeyen yüklerin büyüklüğündeki değişim ihmal edilebilecek mertebede ise yine statik yük gibi düşünülebilir.
- Güç iletimi nedeniyle oluşan burulma zorlanmasında farklı durumlar söz konusu olabilir. Bazı sistemlerde büyüklüğü pek fazla değişmeyen burulma momentleri sabit varsayılabilir kayma gerilmeleri oluşturur.
- Bazı makinalarda ise burulma momentinin büyüklüğünün yanı sıra yönünün de dikkate alınması gereken değişimler görülebilir.



Boyutlandırma Hesabı -4

Şaftların boyutlandırılması

Boyutlandırma hesabında yalnız burulmaya zorlanan millerde (şaftlarda) çap ifadesi

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

İçi dolu miller için

$$W_b = \pi \cdot d^3 / 16$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}}$$

Statik halde

$$\tau_{em} = \tau_{Ak} / S$$

Dinamik halde

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{SM} \cdot b_0 \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

Boyutlandırılması gereken mil için çap faktörü b_0 , yüzey kalite faktörü b_1 ve çentik faktörü β_k için tahmini değerler alınır.



Boyutlandırma Hesabı -5

Aksların boyutlandırılması

Eğilmeye çalışan akslarda eğilme gerilmesi bağıntısı

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

İçi dolu akslar için

$$W_e = \pi \cdot d^3 / 32$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot \sigma_{em}}}$$

Statik halde
(Duran aks)

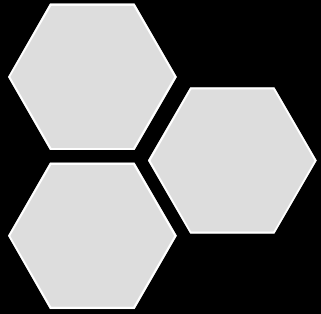
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S}$$

Dinamik halde
(Dönen aks)

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{SM} \cdot b_0 \cdot b_1}{\beta_k \cdot S}$$

Boyutlandırılması gereken aks için çap faktörü b_0 , yüzey kalite faktörü b_1 ve çentik faktörü β_k için tahmini değerler alınır.





Boyutlandırma Hesabı -6

Millerin Boyutlandırılması

Hem eğilmeye hem de burulmaya zorlanan millerin boyutlandırılmasında iletilmekte olan güçten kaynaklanan burulma zorlanması esas alınarak yaklaşık çap hesabı yapılır.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{em}}}$$

Millerin çoğunluğunda, burulmayla birlikte tam değişken eğilme zorlanması da bulunduğundan emniyet gerilmesi nispeten küçük alınarak eğilme etkisi dolaylı yoldan hesaba katılır.

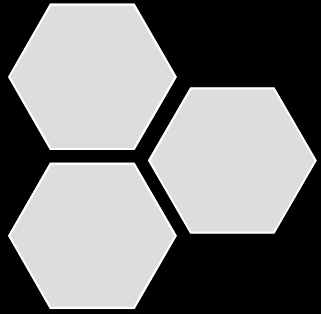
St 42, St 50, St 60 ve St 70 gibi karbonlu imalat çelikleri ve bunlara benzer çelikler mil malzemesi olarak düşünülüyor ise $\tau_{em} = 12...20 \text{ N/mm}^2$ arasında seçilerek bir çap hesabı yapılır.



Emniyet gerilmeleri

Çelik türü		τ_{em} [N/mm ²]	σ_{em} [N/mm ²]
Yapı çelikleri (çap: 40...63 mm) DIN EN 10025 (DIN17100)	S235JRG2 (St 37-2)	18	37
	S275JR (St 44-2)	22	45
	E295 (St 50-2)	26	52
	E335 (St 60-2)	32	63
İslah çelikleri (çap: 40...100 mm) DIN EN 10083 (DIN17200)	C35E (Ck 35)	27	53
	C45E (Ck 45)	32	64
	25CrMo4	39	77
	34CrMo4	44	88
	42CrMo4	50	100
	50CrMo4	50	100
Sementasyon çelikleri (çap: 63 mm) DIN EN 10084 (DIN17210)	34CrNiMo6	55	110
	16MnCr5	36	72
	20MnCr5	44	88
	15CrNi6	44	88





Örnek

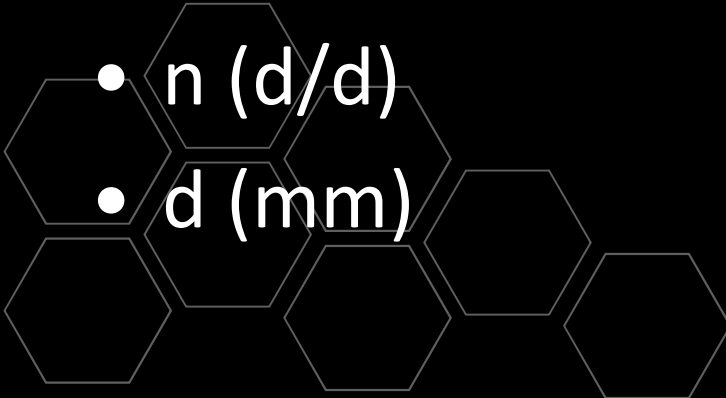
- Malzeme St50-2 olsun
- Moment ifadesini güç ve devir sayısı cinsinden yazalım

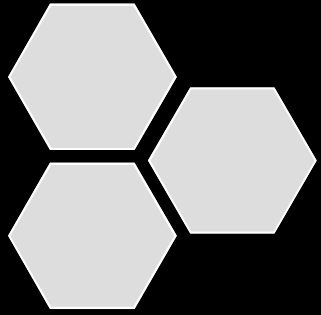
- $d \geq 123 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$

- P (kW)

- n (d/d)

- d (mm)

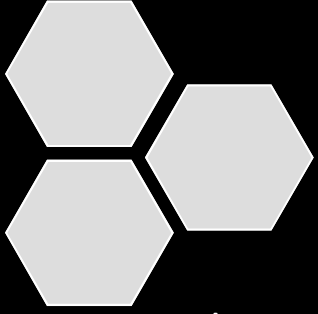




Mil ve Aksların Şekillendirilmesi

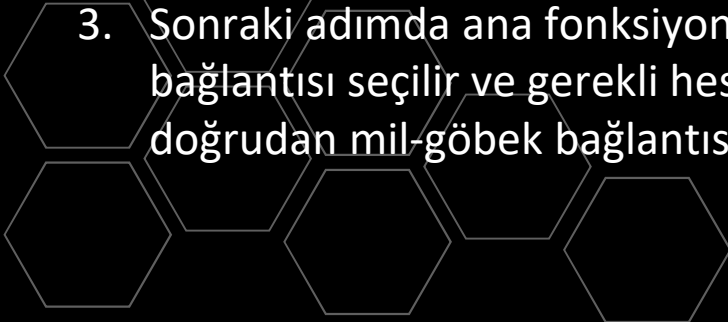
- **Hedefler**
- Her zaman boyutları küçültme yönünde tercih kullanılmalıdır.
- Özellikle miller ve dönen akslarda yorulma hasarı riski ortadan kaldırılmalıdır.
- Tasarımın basit ve uygun maliyetli olmasına özen gösterilmelidir.

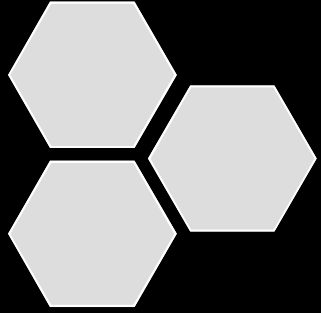




Şekillendirme algoritması

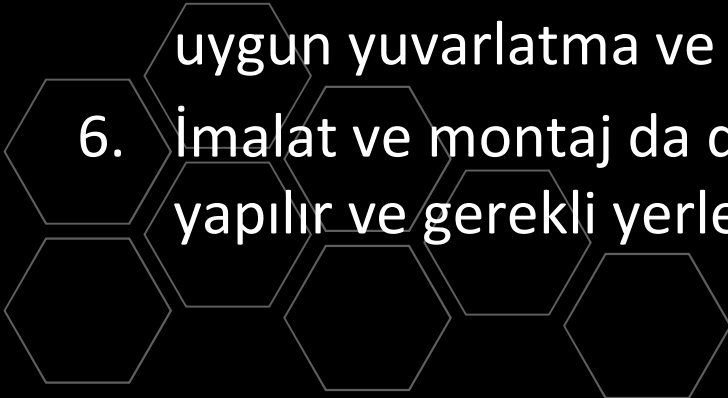
1. Mil üzerine takılacak elemanlar bir önem sırasına göre dizilmelidir. Öncelik ana fonksiyon elemanlarında (örneğin dişli çark, kayış kasnağı, pompa çarkı, kavrama göbeği vb) olmalıdır. Bunların aksenel boyutları genelde daha önceki hesaplardan veya yapılan seçimlerden bellidir. Söz konusu elemanlar mil üzerine başka hiçbir detay düşünülmeden kaba olarak yerleştirilir.
2. Mil üzerine yerleştirilen ana fonksiyon elemanları dikkate alınarak, yataklama bölgeleri tespit edilir. Yataklama bölgeleri tespit edilirken, gerilmelerin ve deformasyonların minimumda tutulması hususu göz önüne alınmalıdır. Kaymalı ve rulmanlı yatakların tercih edilme durumuna göre, muylu bölgesinin şekillendirilmesinde farklılıklar olabilir. Bu aşamada yatak mesafeleri kaba olarak belli olduğu için basit de olsa bir eğilme hesabı yapmak mümkündür. Ancak, milin detayları tam ortaya çıkmadığı için bu hesabı daha sonraya bırakmak daha uygun bir seçenek olur.
3. Sonraki adımda ana fonksiyon elemanlarının mil ile bağlantısı için uygun mil-göbek bağlantısı seçilir ve gerekli hesaplar yapılır. Hesaplar daha önceden yapılmış ise doğrudan mil-göbek bağlantısı resme ilave edilir.





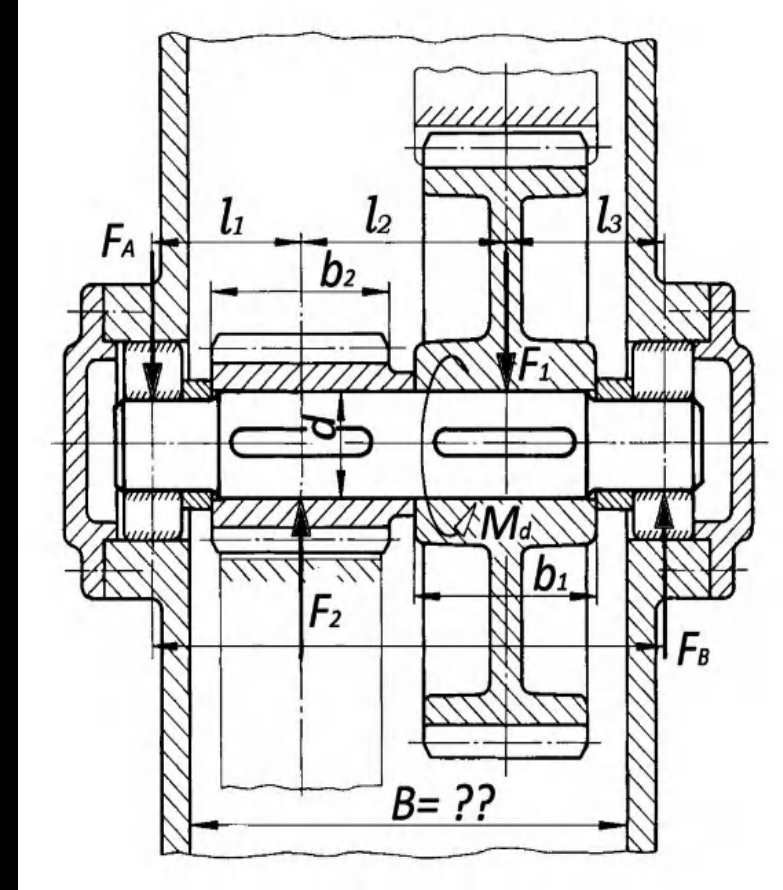
Şekillendirme algoritması -2

4. Tüm bunlardan sonra, mil üzerindeki elemanların aksenel olarak tespiti ve yine aksenel kuvvetin iletilmesi hususu üzerinde durulur. Gerekli yerlerde fatura, tespit halkası, mesafe burcu gibi ilave elemanlar kullanılır. Bunlar, mil üzerine ilk etapta kaba olarak yerleştirilir.
5. Milin şekli kaba olarak ortaya çıktığı için yatak kuvvetleri hesaplanarak uygun yatak seçilir veya tasarlanır. Rulmanlı yataklar kullanılması halinde, katalogda yer alan öneriler doğrultusunda, yatağın oturacağı bölge şekillendirilir ve uygun yuvarlatma ve faturalar eklenir.
6. İmalat ve montaj da dikkate alınarak, nihai boyutlandırma yapılır ve gerekli yerlere tolerans verilir.



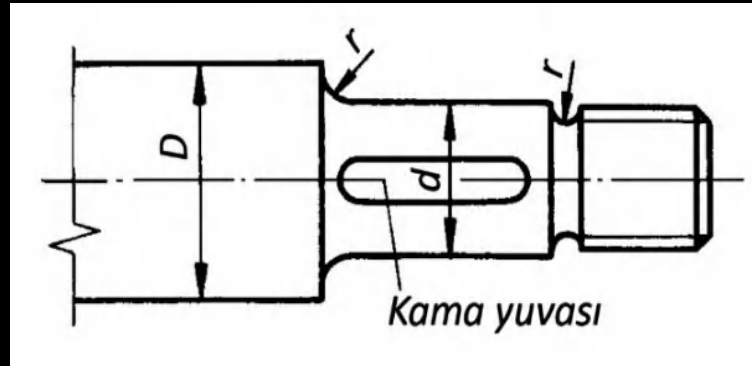
Konstrüktif öneriler

- Olabildiği kadar düşük göbek çapları ve kuvvet kolları, daha küçük mil çapları ile çalışılmasına imkan verir. Kuvvet etkiye noktaları yatağa ne kadar yakın olursa, eğilme momenti dolayısı ile eğilmeden kaynaklanan gerilme de o kadar düşer. Bu da daha küçük mil çapları ile çalışılmasına olanak sağlar. Ayrıca, mil boyu kısılacığı için elastik deformasyonlar azalır ve kritik frekans yükselir.



Konstrüktif öneriler

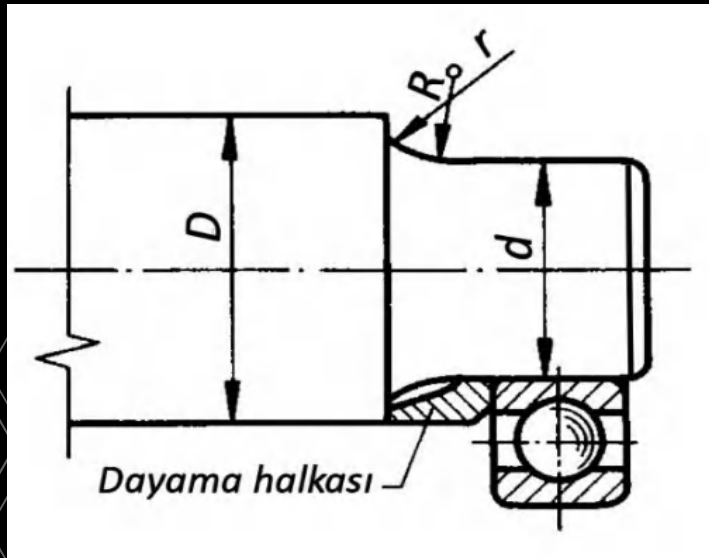
- Faturalarda $D/d=1,4$ değerini aşmamak gerekir. Fatura yuvarlatmalarında ise $r=d/20\dots d/10$ arasında seçilebilir. Rulmanlı yatak bölgelerinde faturadaki yuvarlatma yarıçapı, rulmanlı yatak bileziğinin yuvarlatmasından daha küçük olmak zorundadır. Aksi halde rulmanlı yatak faturaya temas edemez. Yuvarlatma yarıçapları DIN 250 de listelenmiştir.



- Kama yuvaları faturaların kenarına çok fazla yanaştırılmamalıdır. Eğilme momenti etkisinde hem kama yuvası, hem de faturada kaynaklanan gerilme yığılmaları kalıcı hasara yol açabilir

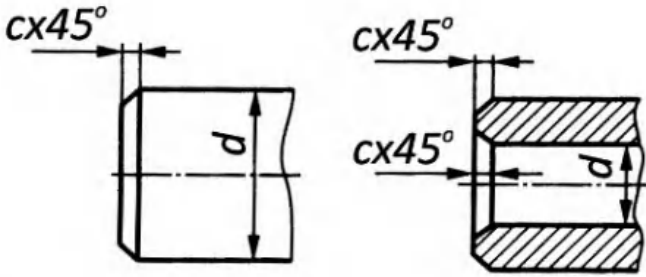
Konstrüktif öneriler

- Konstrüktif olarak elverdiği takdirde, mukavemet açısından nispeten kritik fatura bölgelerinde çift yuvarlatma ile çalışmak çok yarar sağlar. Burada önerilen değerler $r \approx d/20$ ve $R \approx d/5$ dir. Rulmanlı yatak montajı söz konusu ise, bu durumda bir dayama halkası zorunlu olacaktır



Konstrüktif öneriler

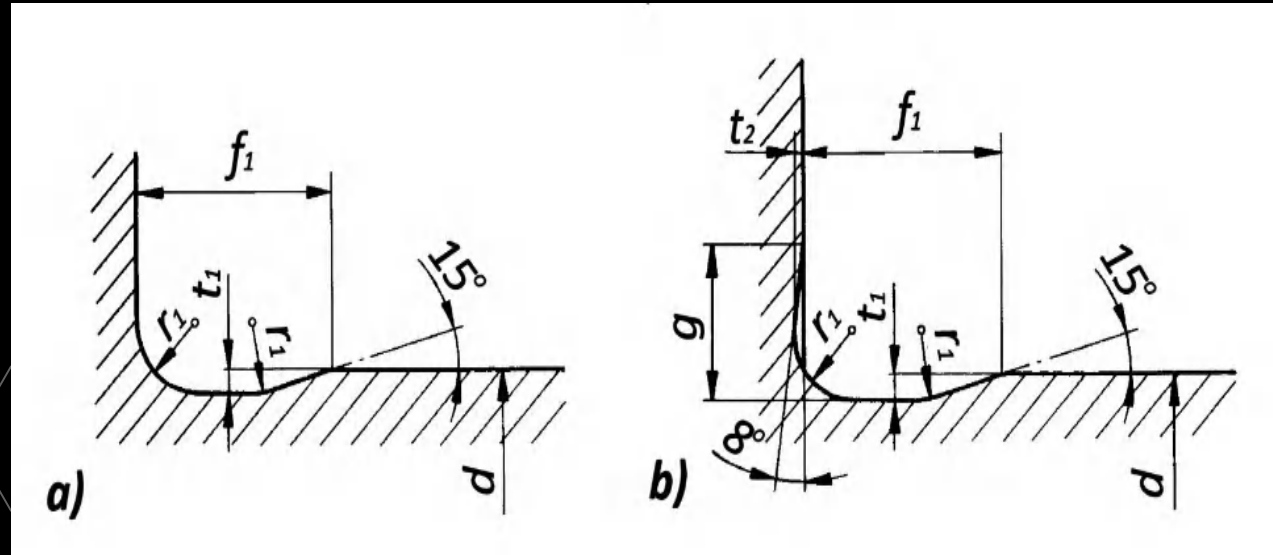
- Millerin uç kısımlarında, montajı kolaylaştırmak için mutlaka “pah” adı verilen 45° lik kesme yapılmalıdır. Özellikle sızdırmazlık elemanları ve rulmanlı yatakların montajında pah açılmış mil uçları büyük kolaylık sağlar.



d [mm]	c [mm]	d [mm]	c [mm]
....20	0,5–1	50...100	1–3
20...30	0,8–1,5	100...150	2–4
30...50	1–2	150...250	3–5

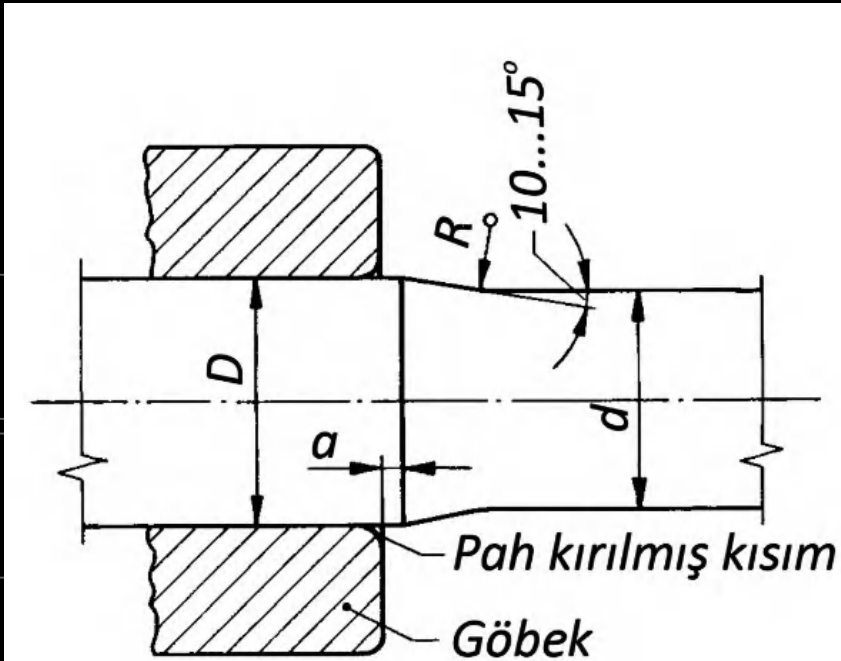
Konstrüktif öneriler

- Kaymalı yatak muylularının taşlama yapılacak bölgelerinde, taşın girebilmesi ve talaşın kaçabilmesi önceden bir kanal açılmalıdır. Eğer fatura alın yüzeyi de taşlanacaksa, **b**'deki kanalın da açılması gerekir. Şekilde t_1 değeri küçük çaplarda (10...50 mm arası) 0,5 mm alınabilir. Bundan büyük çaplarda ise 1 mm lik değer uygun olur. t_2 için de benzer değerler kullanılabilir. Şekilde r_1 ile gösterilen yuvarlatma ise 10...100 mm arası çaplarda 0,5 mm, 100 mm den büyük çaplarda ise 1 mm olarak önerilmektedir. Talaş kanallarının genişlikleri ve yükseklikleri (f_1 ve g) için ise 10...50 mm çap aralığında 3 mm, 50...100 mm aralığında 5 mm, 100 mm den büyük çaplarda ise 8...10 mm değerleri verilmektedir.



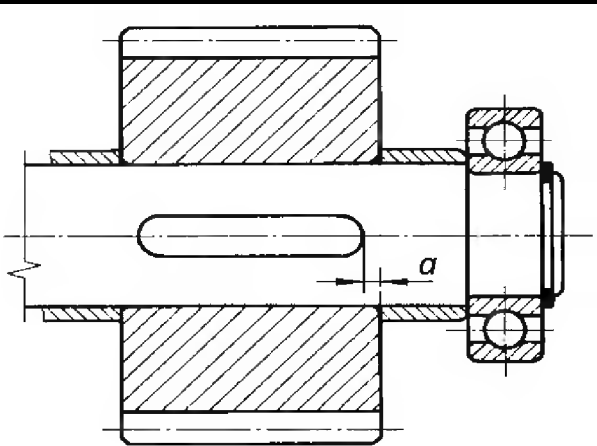
Konstrüktif öneriler

- Özellikle pres geçme gibi bağlantılarda, göbeğin mile tüm genişliği boyunca temas etmesi önemlidir. Bu gibi hallerde fatura kısmı dışarı alınır. Yuvarlatma için $R \approx d/5$ yeterlidir. Kuvvet hatlarının düzgün yön değiştirmesi için Şekilde “a” ile gösterilen mesafeyi bırakın ve göbekte uygun yuvarlatmalı bir pah kırın.



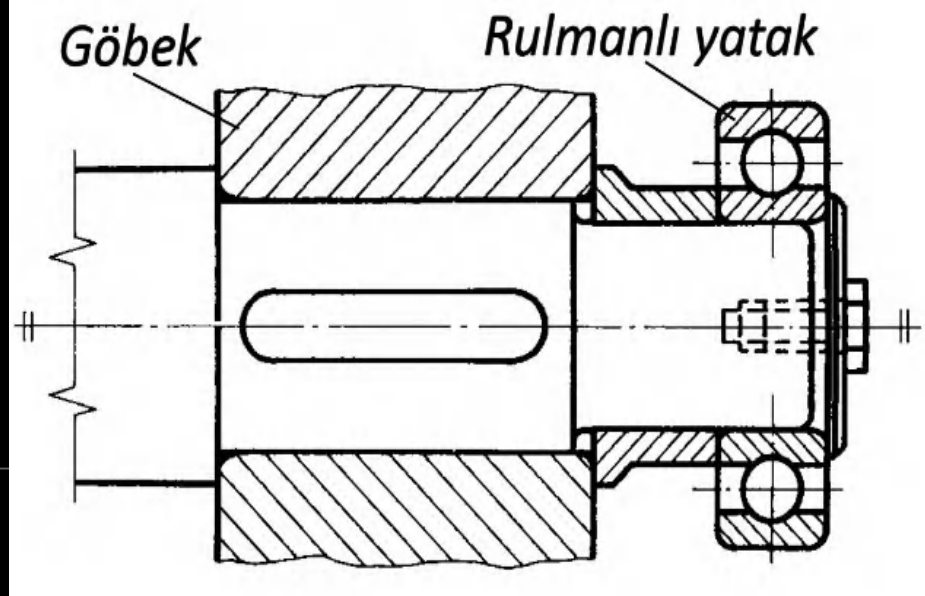
Konstrüktif öneriler

- Aksi gerekmedikçe, disk veya göbeklerin aksenel pozisyonunu destek halkaları, mesafe burçları, manşonlar veya doğrudan fatura kullanarak tespit edilmelidir. Tespit halkası (Seeger halkası veya segman) kullanmaktan kaçınmak gerekir. Zira, tespit halkası kanalları oldukça büyük gerilme yığılmasına neden olur. Gerekli olduğu takdirde bunları mil uçlarında, yani eğilme gerilmelerinin küçük olduğu bölgelerde kullanmak daha uygundur.
- Feder (veya kama) kanalları, göbekten biraz daha küçük ($a > 0$ olacak şekilde) açılmalıdır. Bu şekilde destek halkaları veya mesafe burçları göbeğe tam temas eder ve montaj kaynaklı hatalar, göbeği sağa veya sola kaydırmak sureti ile giderilebilir. Ayrıca, göbek geçiş bölgesi ile kama yuvasından kaynaklanan gerilme yığılmalarının üst üste gelmesi önlenmiş olur.



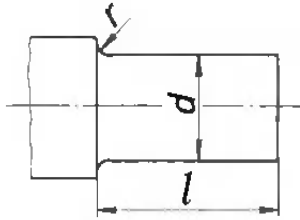
Konstrüktif öneriler

- Mil üzerine yerleştirilen elemanların aksel tespitinde belirsizliklerden kaçınmak gerekir. Şekil incelendiğinde, rulmanlı yatak ile göbek arasına yerleştirilen mesafe burcunun esas işlevinin bu ikisi arasındaki aksel mesafeyi sabit tutmak olduğu görülür. Eğer göbek genişliği ile milde göbeğin oturduğu kısmın (kama yuvalı bölüm) uzunluğu aynı olsa idi, bu durumda imalat toleransları gereği, mil faturası ile mesafe burcu ya da göbek ile mesafe burcu ikililerinden hangisinin temas edeceği önceden tam olarak kestirilemezdi.



Konstrüktif öneriler

- Teknik yapının giriş ve çıkış millerinin uçları, gerek boyut ve gerekse toleranslar açısından bir standarda bağlanmıştır. Bu şekilde, buralara bağlanacak kavramalar standart ölçülerde işlenir ve montaj için ilave zaman kaybı ve maliyet artışı önlenmiş olur.

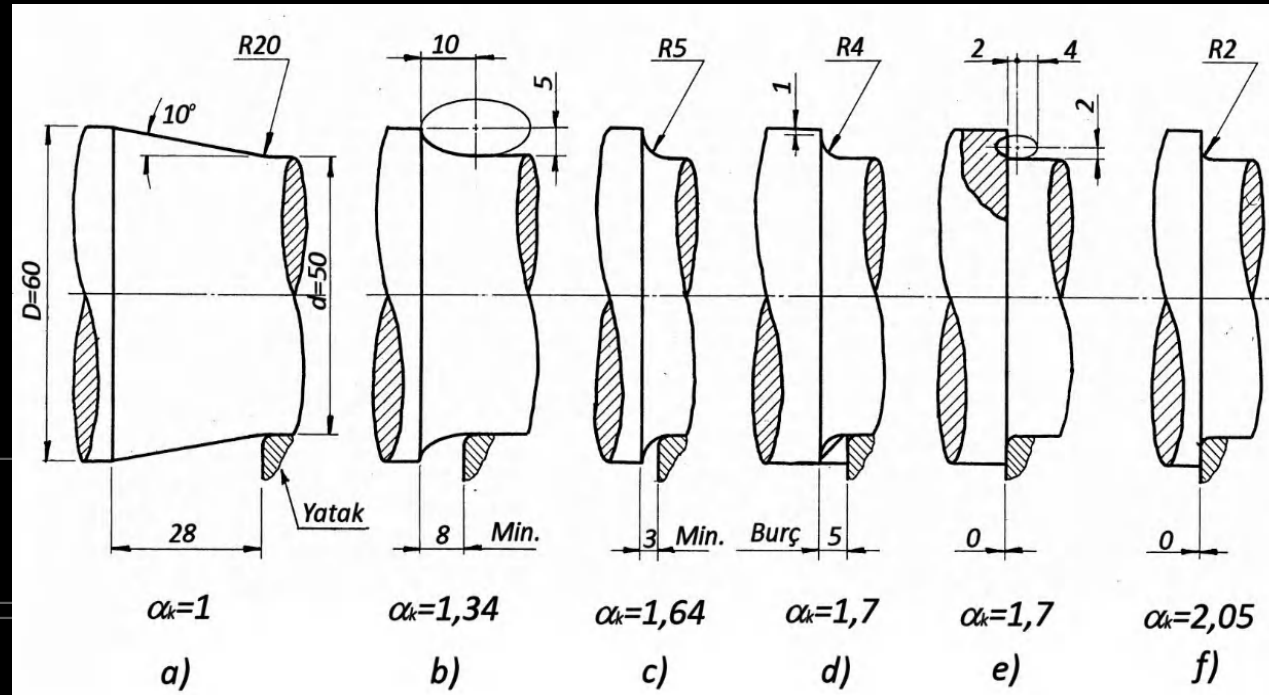


Mil çapı, d		6	7	8	9	10	11	12	14	16	19	20	22	24	25	28	
Uzunluk l	Uzun	16		20		23		30		40		50			60		
	Kısa					15		18		28		36			42		
Tolerans		k6															
Yuvarlatma, r		0,6															
Mil çapı, d		30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60	65	70	75	80	
Uzunluk l	Uzun	80				110					140				170		
	Kısa	58				82					105				130		
Tolerans		k6									m6						
Yuvarlatma, r		1								1,6							



Konstrüktif öneriler

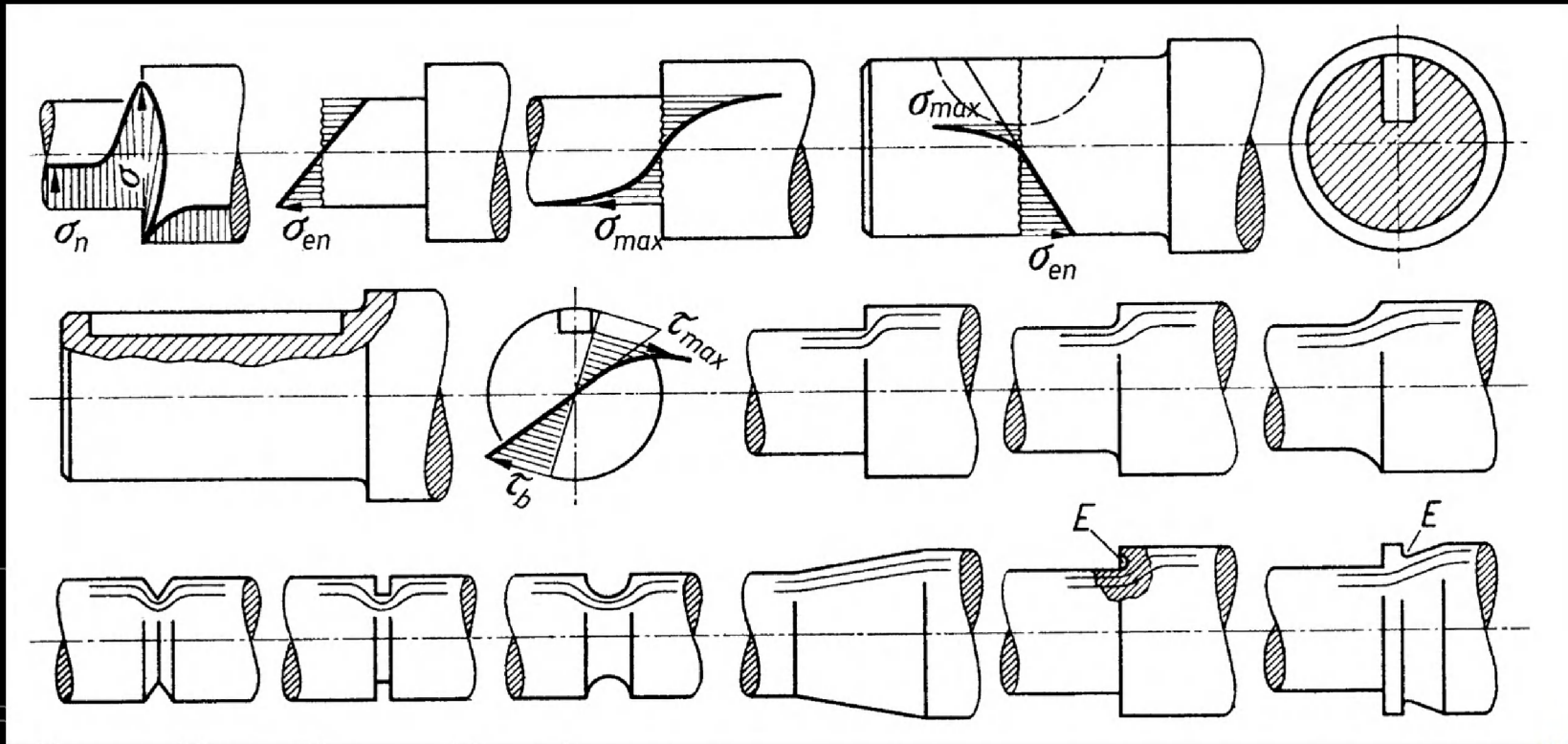
- Mümkün olduğu takdirde gerilme yığılmasına neden olabilecek konstrüktif tedbirleri yüksek gerilme bölgelerinden uzak tutmak daha uygundur. Bu mümkün değilse, yukarıda izah edildiği gibi büyük yuvarlatma yarıçapı ve hassas taşlanmış üst yüzey de yarar sağlar.



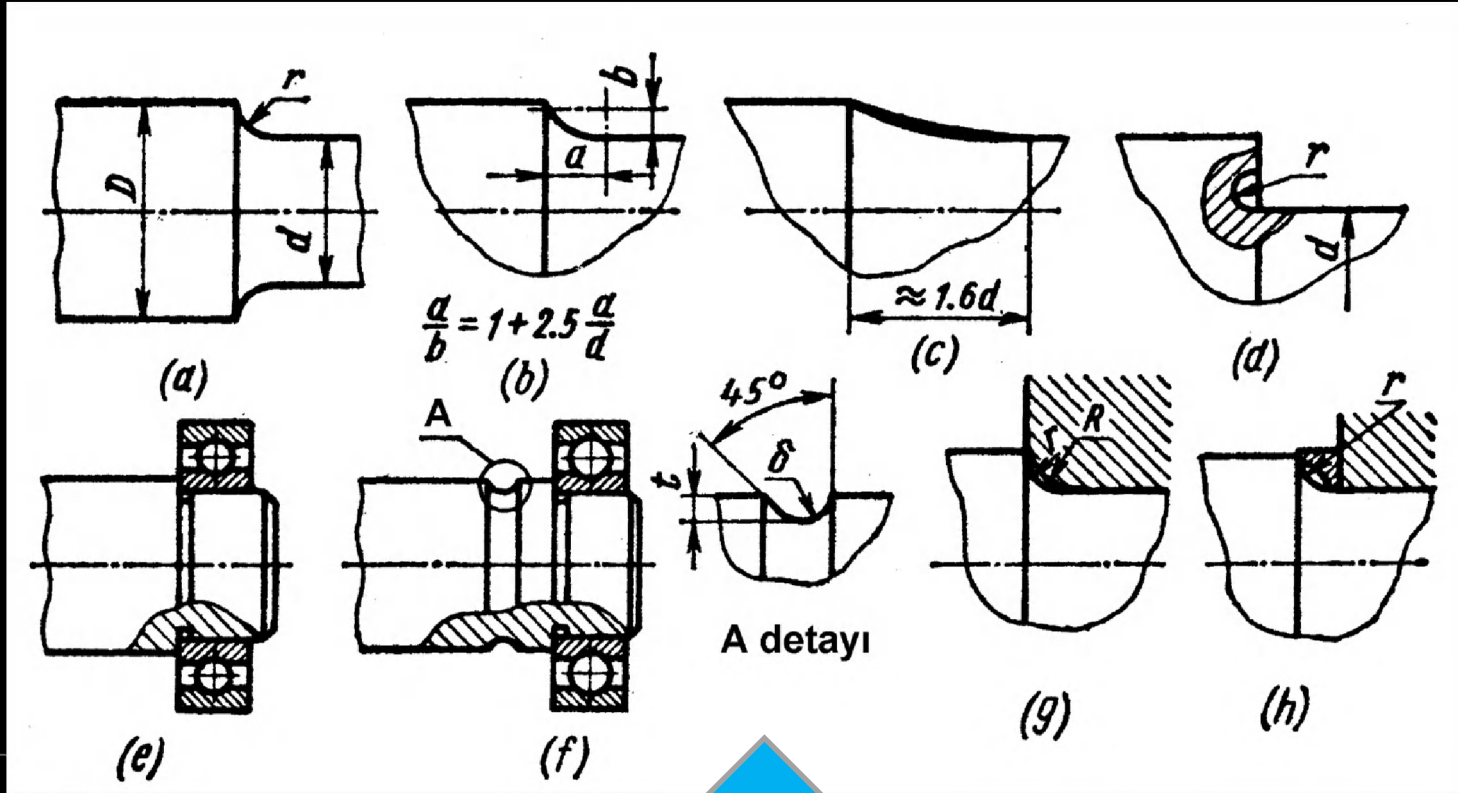


Gerilme yığılması

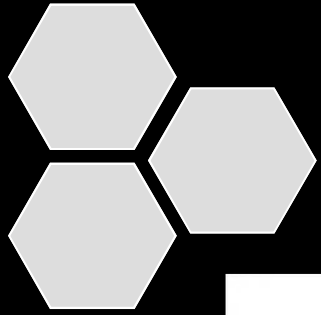
- Makina konstrüksiyonlarında gerilme yığılması oluşturan süreksizlikler ve bu halde oluşan gerilme dağılımları:



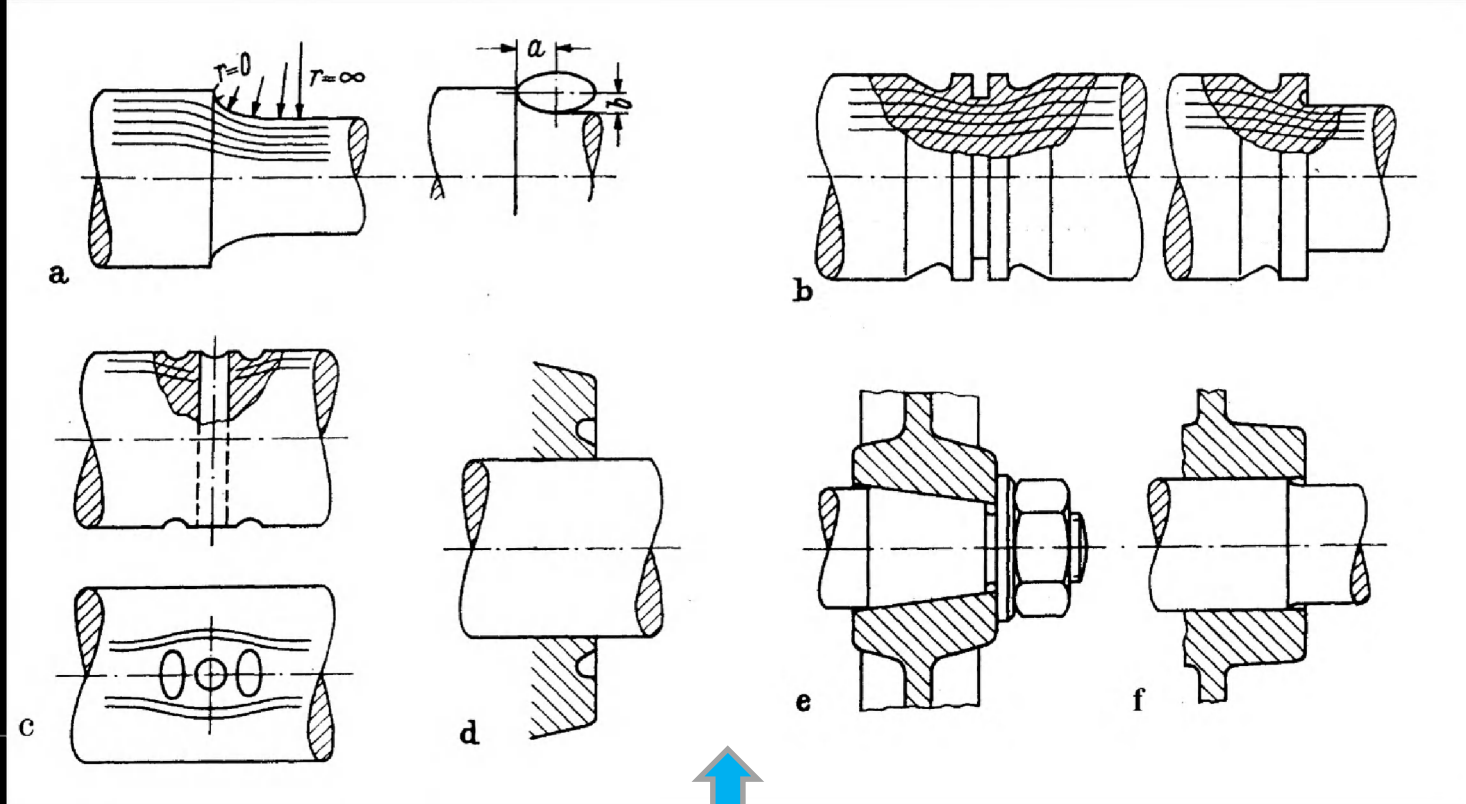
Çentik etkisinin azaltılması



Miller ve akslarda çentik etkisini azaltmak için önerilen çözümler



Çentik etkisinin azaltılması



Çentik etkisinin ek çentiklerle azaltılması (a, b, c, d) ve geçmelerde oluşan gerilme yığılmalarını azaltıcı çözümler (e, f)



Konstrüktif öneriler

- Eğer değişken eğilme mevcut ise yüzey sertleştirme veya faydalı artık gerilme bırakma yöntemleri ile yorulma mukavemeti arttırılabilir.
- Akslarda her zaman tercihinizi duran akslardan yana kullanmak gerekir. Zira, dönen akslar değişken zorlanmaya, duran akslar ise statik zorlanmaya maruzdur.
- Mukavemetin yeterli olduğu, yalnız deformasyon açısından kritik olan konstrüksiyonlarda ucuz çelikler kullanılmalıdır. Bütün çeliklerin elastiklik modülünün hemen hemen aynı olduğu unutulmamalıdır.

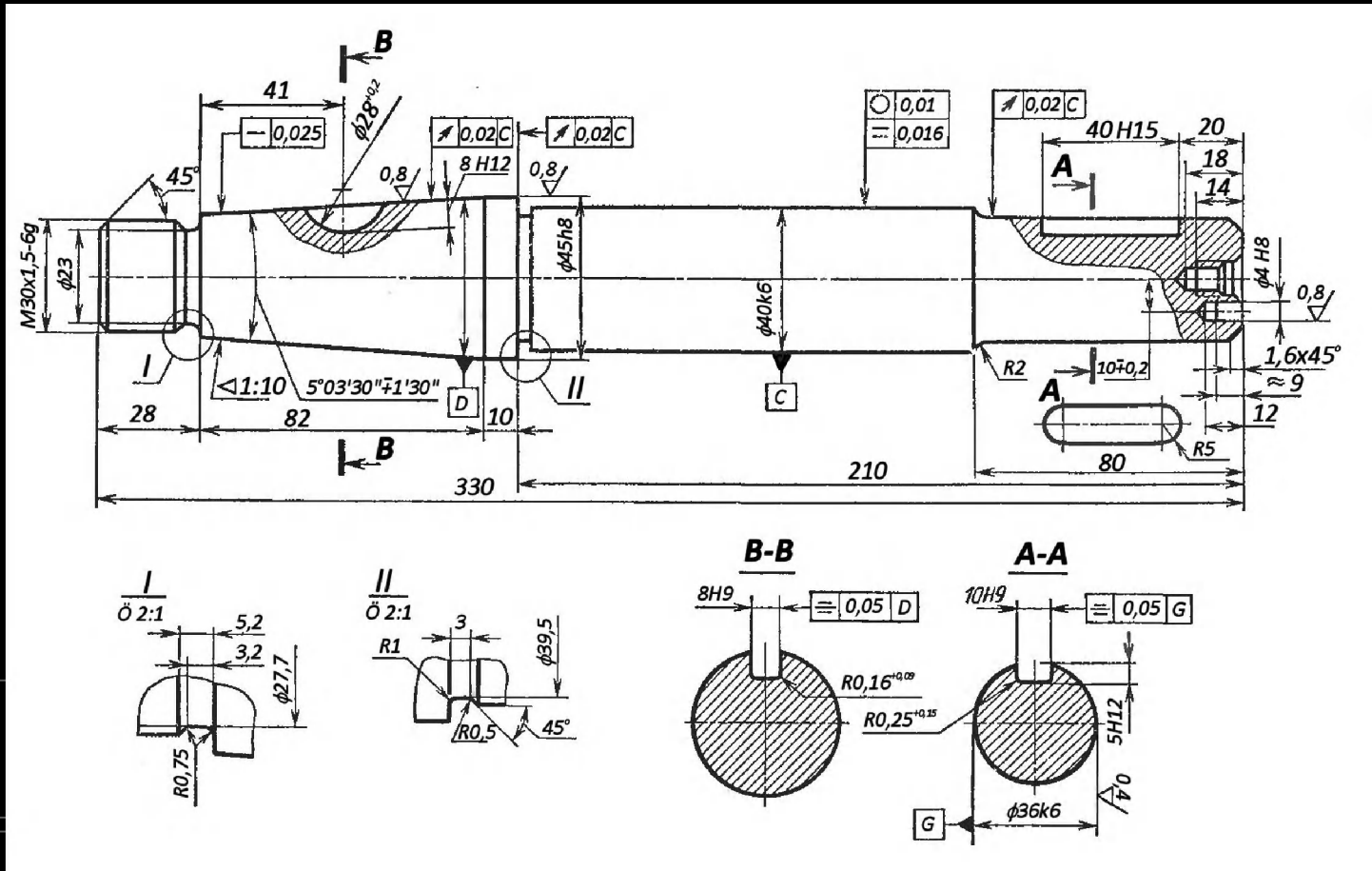


Konstrüktif öneriler

- Millerin ve aksların toleranslı olarak işlenmesi gereken bölümlerinde gereğinden dar boyut ve şekil toleransları seçilmemelidir. Benzer şekilde gereksiz yüzey kalitesinden kaçınmak gerekir.
- Yüksek hızlı millerde hassas dengeleme gerektiği için, kanallar, delikler vb. gibi süreksizlikler son işlemeden önce yapılmış olmalıdır. Bu şekilde sonradan işleme sırasında parçayı bağlamaktan kaynaklı deformasyon önlenmiş olur.
- İmalat sırasında uygulanacak işlem sayısının ve tezgâh çeşidinin nispeten daha az olması şekillendirme aşaması sırasında göz önünde bulundurulmalıdır.
- Mümkünse, işleme maliyetinden kurtulmak için hazır miller kullanmak daha avantajlı olur.



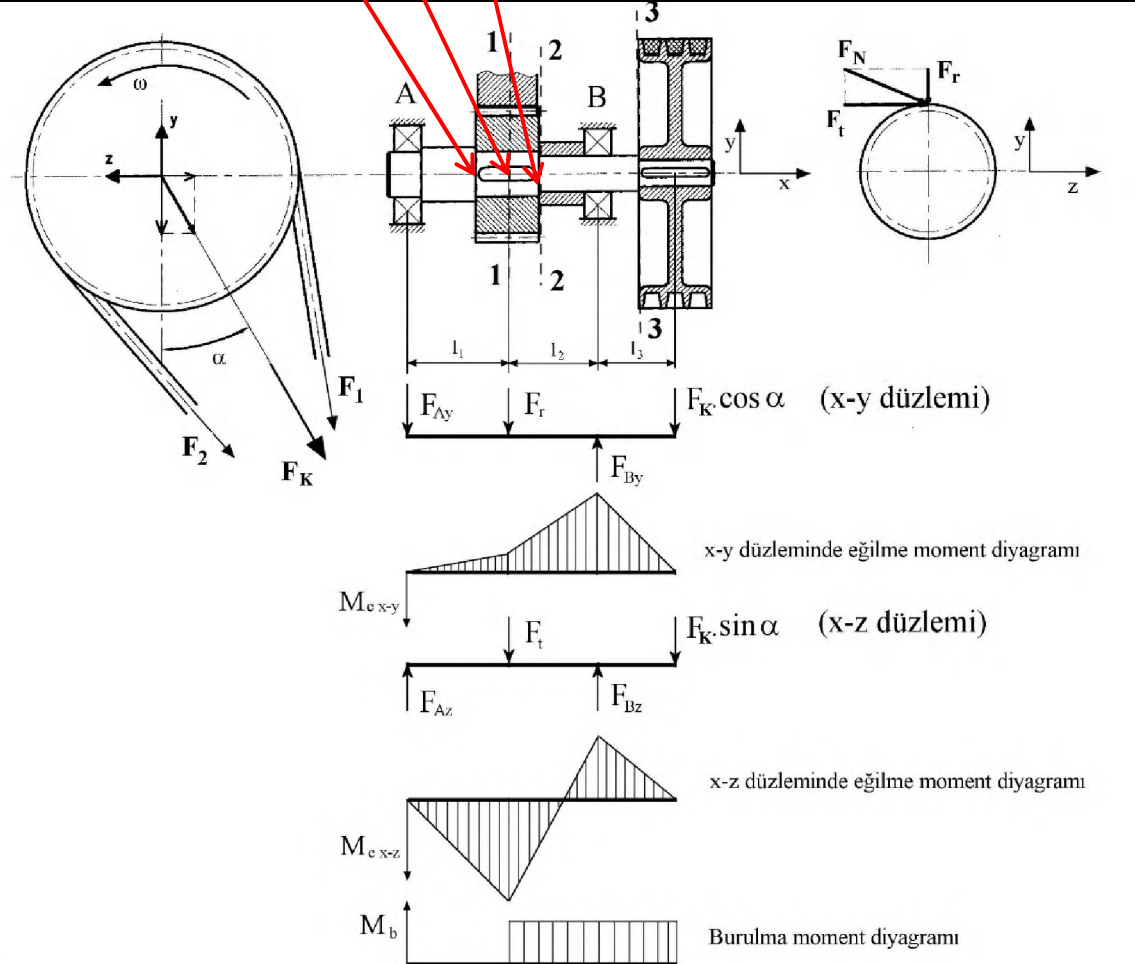
Tasarımı tamamlanmış bir mil



Kontrol Hesabı

Ön şekillendirme milin veya aksın zorlanma durumunun daha gerçekçi olarak belirlenmesine imkân verir. Kiriş şeklindeki model üzerine dış yükler yerleştirilerek yatak reaksiyon kuvvetleri bulunur. Gerekirse eğilme ve burulma momentlerine ait diyagramlar çizilir. Bu diyagramlara ek olarak milin şekli de dikkate alınarak bir veya birkaç kritik kesit belirlenir. Bu kesitlerin belirlenmesinde kesite ait moment değerlerinin yanında geometrik süreksizlikler (çentik etkileri) de dikkate alınmalıdır. Nispeten küçük eğilme ve burulma momentlerine maruz kesitlerde de çentik etkisi dolayısı ile kritik bir durum olabilir. Kritik olduğu düşünülen çoğunlukla bir, bazı hallerde ise iki veya üç kesit ortaya çıkar. Bu kesitlerde emniyet katsayıları ayrı ayrı belirlenmelidir.

Kritik kesitler





Kontrol Hesabı-2

Kritik olarak belirlenen kesitler yalnız eğilmeye ya da burulmaya zorlanıyorsa kontrol hesabı basit şekilde yapılabilir.

Bu kesitlerin mukavemetini temsil eden gerilmeler $\sigma_{e\text{ muk}}$ veya $\tau_{b\text{ muk}}$ değerleri bulunur.

Statik zorlanma için $\sigma_{e\text{ muk}} = \sigma_{Ak}$, $\tau_{b\text{ muk}} = \tau_{Ak}$ alınır.

Değişken zorlanma durumunda ise $\sigma_{e\text{ muk}} = \sigma_{SM} \cdot b_0 \cdot b_1 / \beta_k$ ya da $\tau_{b\text{ muk}} = \tau_{SM} \cdot b_0 \cdot b_1 / \beta_k$
 b_0 , b_1 ve β_k için kontrolü yapılan kesite ait değerler kullanılmalıdır.

σ_{SM} yada τ_{SM} ise zorlanmanın zamana göre değişim karakteri dikkate alınarak mil veya aks malzemesine ait sürekli mukavemet diyagramlarından elde edilir.

Kesite ait emniyet katsayısı,

Sadece eğilme var ise,



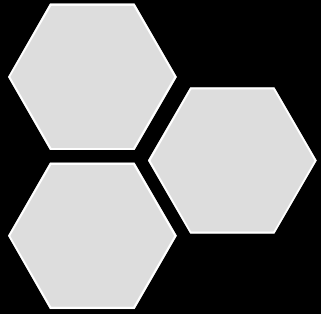
$$S = \frac{\sigma_{e\text{ muk}}}{\sigma_e}$$

Sadece burulmada var ise,



$$S = \frac{\tau_{b\text{ muk}}}{\tau_b}$$





Kontrol Hesabı-2

Kesit hem eğilmeye hem de burulmaya zorlanıyor ise kesitteki zorlanmayı temsil etmek üzere bir eşdeğer gerilme, uygun bir kırılma hipotezi esas alınarak hesaplanmalıdır.

Eşdeğer gerilme (Max. biçim değ. enerjisi hip.

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

Emniyet katsayısı

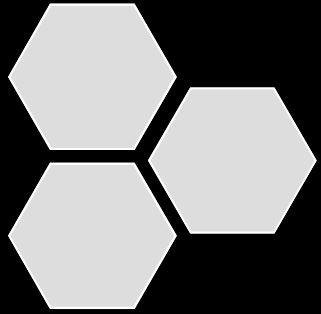
$$S = \frac{\sigma_{e\text{ muk}}}{\sigma_v}$$

Birçok milde eğilme gerilmesi tam değişken olduğu halde burulma gerilmesi pratik olarak sabittir ya da bu gerilmedeki değişken bileşen dikkate alınmayacak kadar küçüktür.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot (K_d \tau_b)^2}$$

$$K_d = \sigma_{e\text{ muk}} / (2\tau_{b\text{ muk}})$$





Kontrol Hesabı-3

Daha doğru bir hesap algoritması ise aşağıdaki gibidir.

- Öncelikle kesite ait değişken ve statik gerilmeler hesaplanır.
- Statik ve dinamik gerilmeler ayrı ayrı eşdeğer gerilmeler altında toplanır.

Statik eşdeğer gerilme
(Ortalama gerilme)



$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{ed}^2 + 3\tau_{bd}^2}$$

Dinamik eşdeğer gerilme
(Gerilme genliği)

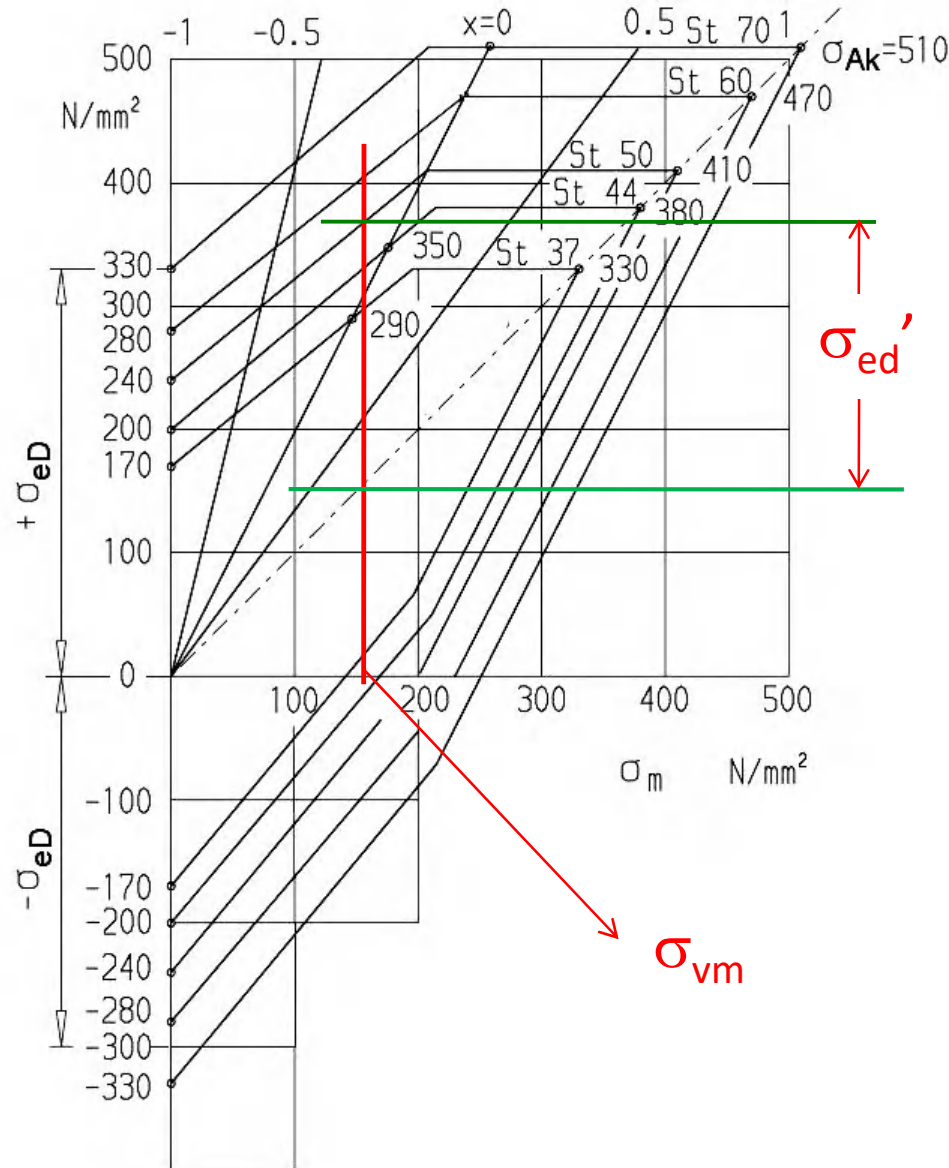


$$\sigma_{vg} = \sqrt{\sigma_{eg}^2 + 3\tau_{bg}^2}$$

Daha sonra sürekli mukavemet diyagramından σ_{vm} ye karşılık gelen yorulma dayanımı okunur.



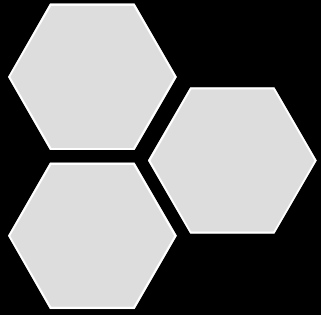
Kontrol Hesabı-4



Bu durumda söz konusu kesit için emniyet katsayısı

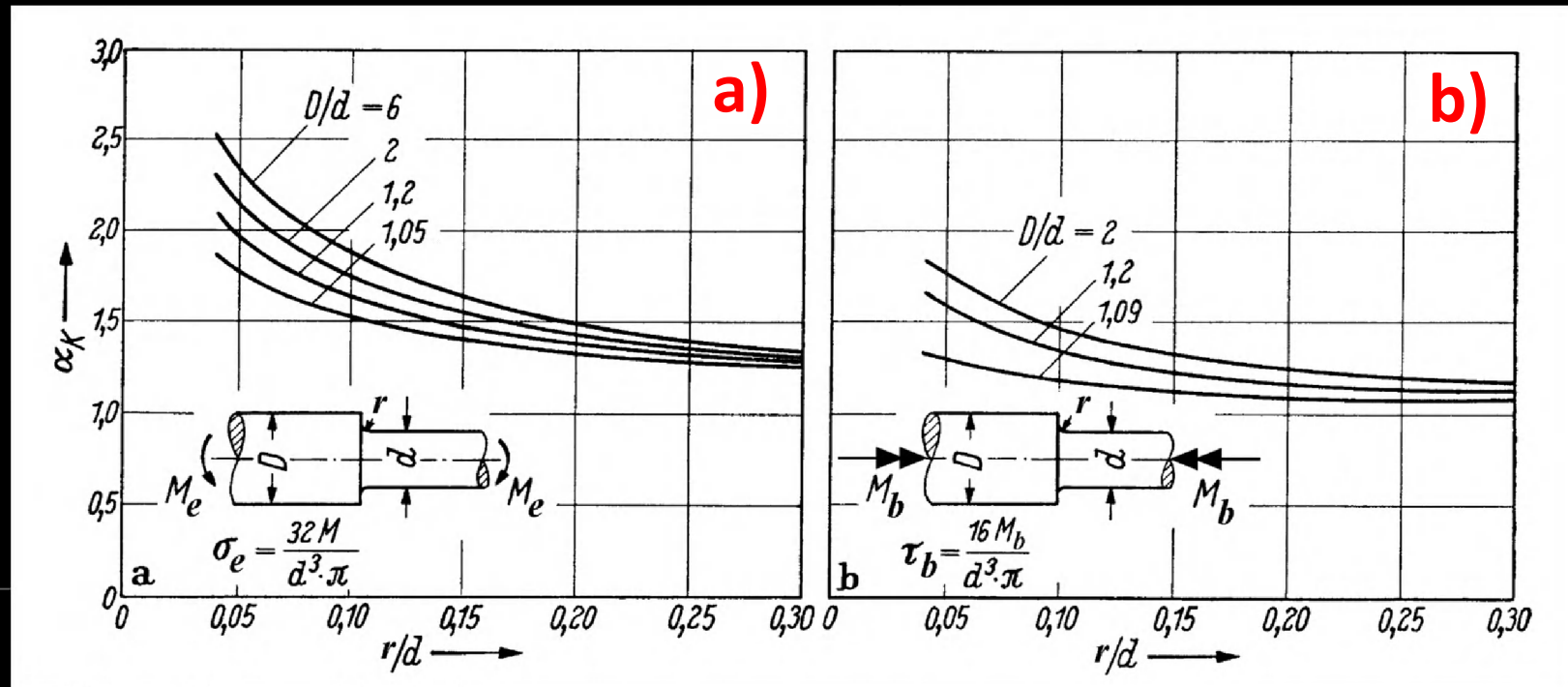
$$S = \frac{\sigma_{ed}' \cdot b_0 \cdot b_1}{\beta_k \cdot \sigma_{vg}}$$



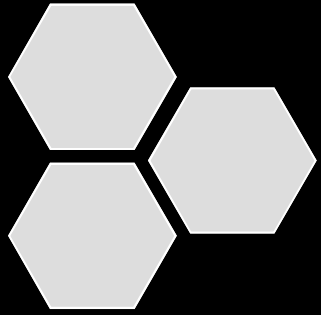


Çentik Faktörünün Belirlenmesi-1

Şekil faktörü (gerilme yığılma faktörü) α_k sadece geometriye ve zorlanma durumuna bağlı olarak diyagramlar halinde verilir.



Faturalı mil hali için α_k gerilme yığılma faktörü diyagramları
a) Eğilme, b) Burulma zorlanması için



Çentik Faktörünün Belirlenmesi-2

Şekil faktörü çentik faktörüne aşağıdaki bağıntı ile bağlanır:

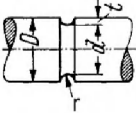
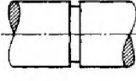
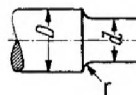
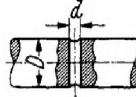
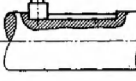
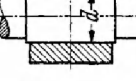
$$\eta_k = (\beta_k - 1) / (\alpha_k - 1)$$

η_k , çentik hassasiyet faktörü

Malzeme	η_k
İmalat çeliği, St 37...St 60	0,4...0,8
İslah çeliği	0,6...0,9
Yay çeliği	0,9...1
Hafif metaller (Alüminyum vb)	0,3...0,6

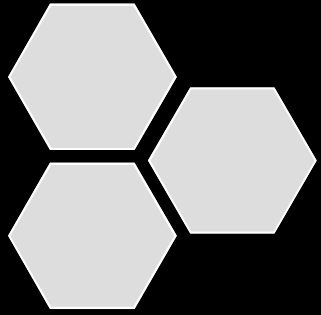


Mil veya akslarda sık rastlanan bazı geometrik düzgünsüzlükler için yaklaşık çentik faktörü değerleri

Çentiğin Cinsi	Şekli	Çentik faktörü β_k	
		Eğilme	Burulma
Yuvarlak çentik		1,5 ... 2	1,3 ... 1,8
Emniyet halkası yuvası		2,5 ... 3,5	2,5 ... 3,5
Faturalı mil		$\sim 1,5$ $r/d = 0,1$ ve $d/D = 0,7$ için	$\sim 1,25$ $r/d = 0,1$ ve $d/D = 0,7$ için
Radyal delik		1,4 ... 1,8 $d/D = 0,14$ için	1,4 ... 1,8 $d/D = 0,14$ için
Feder yuvası (Parmak freze ile açılmış)		1,6 ... 2	1,3
Feder yuvası (Dairesel freze ile açılmış)		1,3 ... 1,5	1,3 ... 1,5
Sıkı geçme bağlantısı		1,7 ... 1,9	1,3 ... 1,4

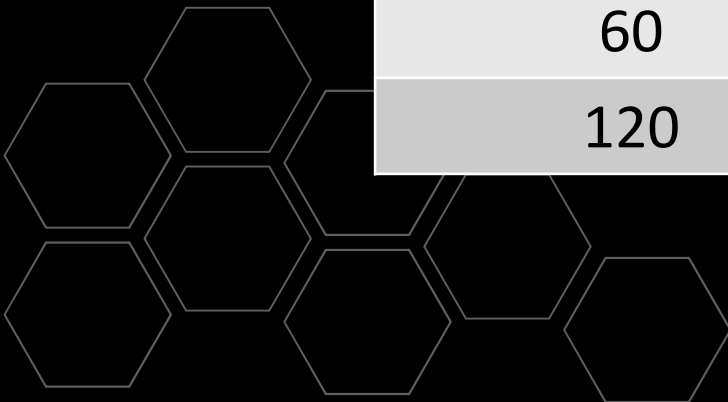
Not: Küçük değerler sünek, büyük değerler gevrek malzemeler içindir.

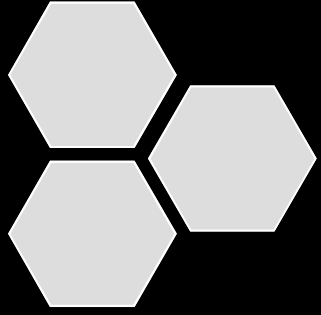




Çap düzeltme katsayıları

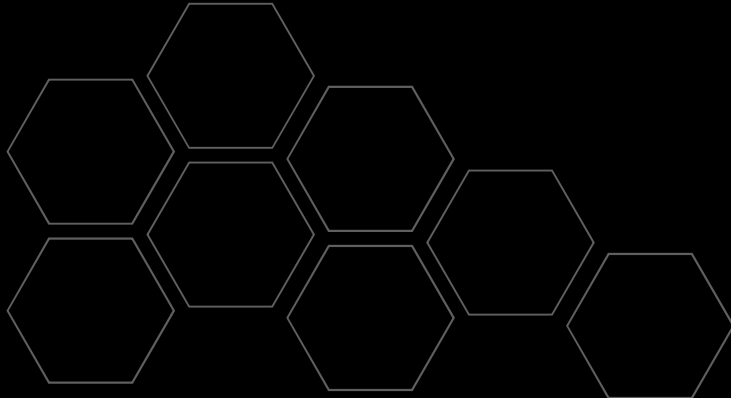
Çap, d[mm]	b_0
10	1,00
15	0,98
20	0,95
30	0,90
40	0,85
60	0,80
120	0,75





Yüzey düzgünlük katsayıları, b_1

<i>Kopma dayanımı (N/mm^2)</i>	300	400	500	600	700	800	1000
Çok ince parlatılmış	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Parlatılmış	1,0	0,99	0,985	0,98	0,975	0,972	0,97
Taşlanmış	0,97	0,96	0,95	0,94	0,935	0,932	0,93
İnce talaş alınmış	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,885	0,88
Kaba talaş alınmış	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,78
Tufallı	0,80	0,74	0,67	0,61	0,56	0,51	0,43

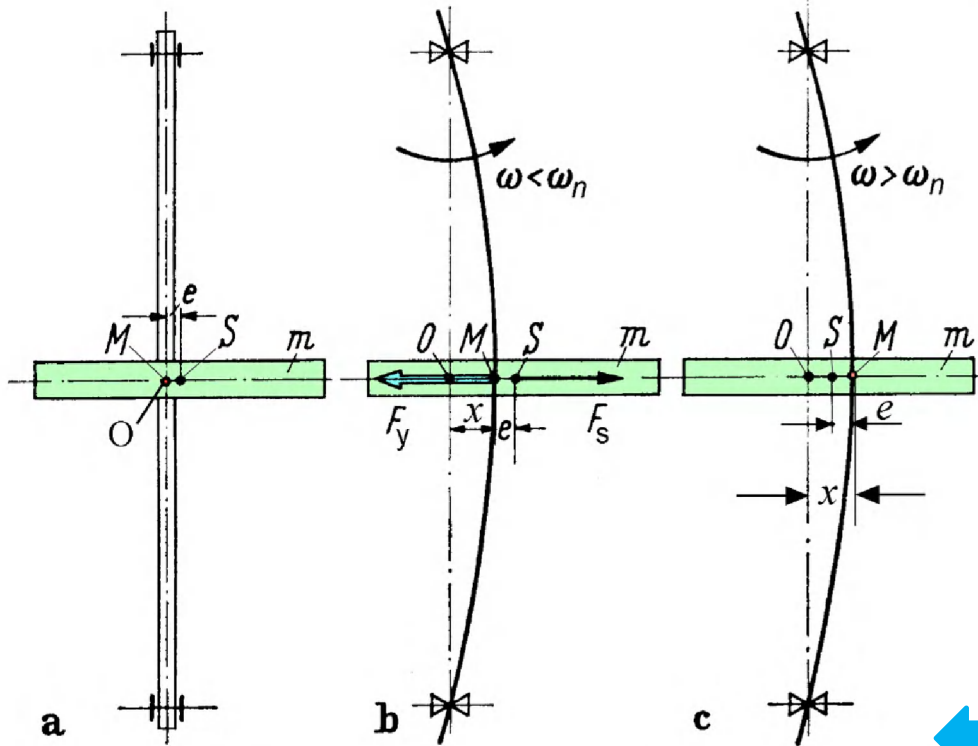


Titreşim Hesabı

● Eğilme Titreşimleri

Merkezkaç kuvvet etkisinde milde, eksene dik doğrultuda “y” deformasyonu meydana gelecektir. Bu durumda, herhangi bir andaki santrifüj kuvvet;

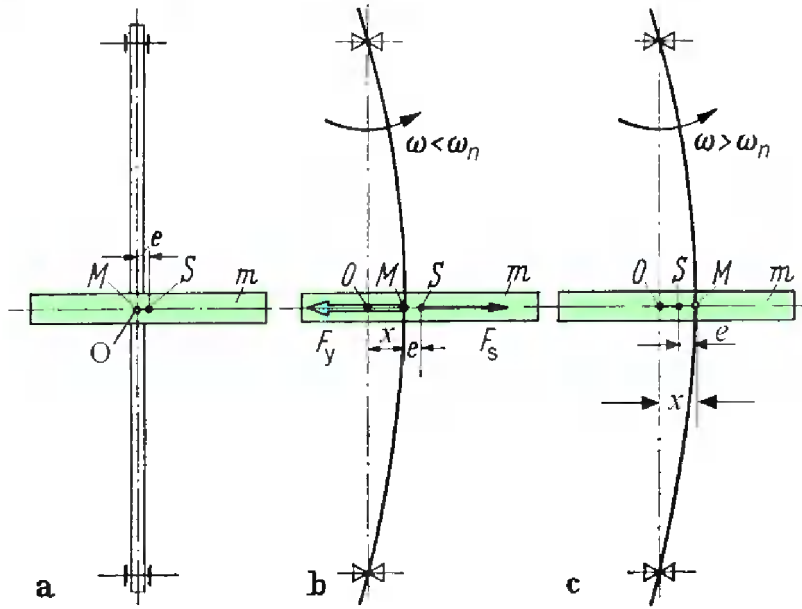
$$F_s = m \cdot (e + y) \cdot \omega^2$$



Kendi kendini ikaz eden sistem



Titreşim Hesabı



Sistem durduğunda, milin elastiklik sınırı aşılmamış ise tekrar ilk konumuna geri döner.

Mili eski konumuna döndüren ve merkezkaç kuvveti dengeleyen mildeki elastik kuvvetler, yani milin yay özelliğidir (F_y). Milin yaylanma rijitliği “c” ile gösterilirse, sistem için denge denklemi,

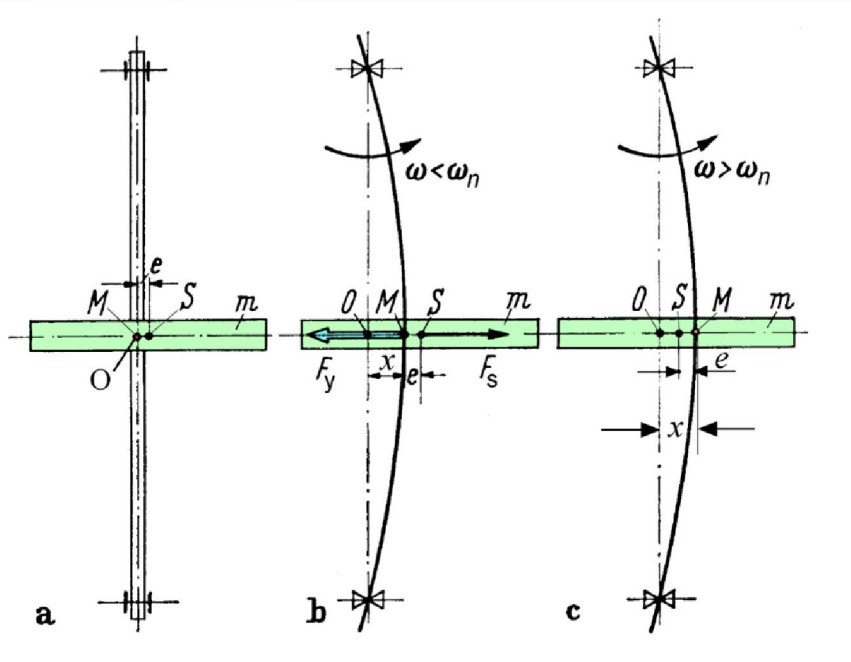
$$c \cdot y = m \cdot (e + y) \cdot \omega^2$$

$$\Downarrow$$
$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{c - m \cdot \omega^2}$$

Bu denklemde $c = m \cdot \omega^2$ olması halinde, milde meydana gelen titreşim genliklerinin teorik olarak sonsuza gider (rezonans)



Titreşim Hesabı



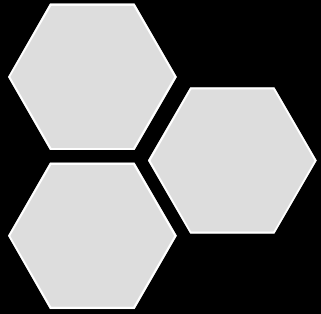
Rezonansa sebep olan frekansa doğal frekans ya da kritik frekans denir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Milin yaylanma
rijitliği

Milin kütlesi





Titreşim Hesabı

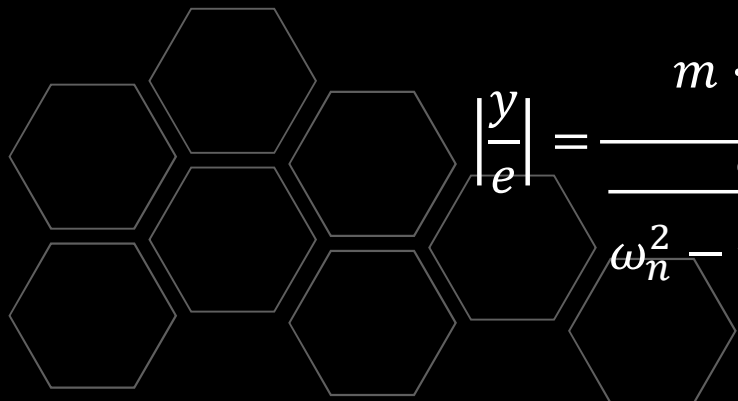
- Sistemin ikaz frekansı ile titreşim genliği arasındaki ilişkiyi görmek için

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{c - m \cdot \omega^2}$$

- denklemini, öncelikle aşağıdaki formda yazılır.

$$\frac{y}{e} = \frac{m \cdot \omega^2}{c - m \cdot \omega^2}$$

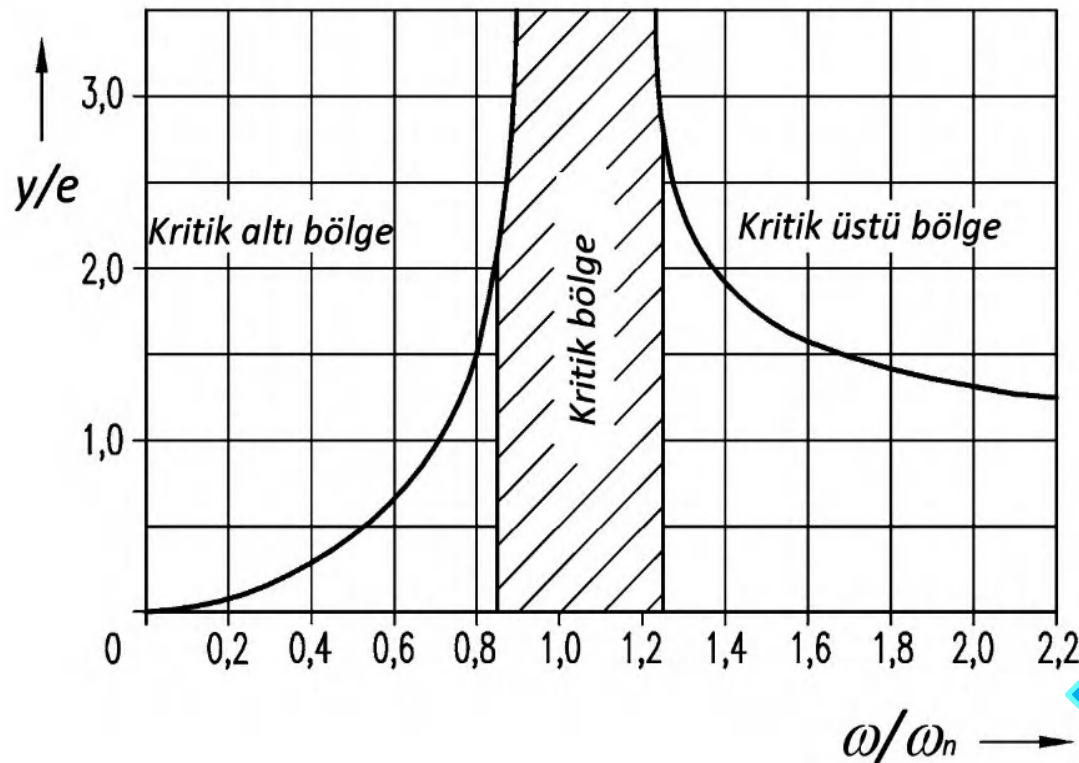
Yukarıdaki bağıntıda, sağ tarafın pay ve paydası doğal frekansın karesine (ω_n^2) bölünürse


$$\left| \frac{y}{e} \right| = \frac{m \cdot \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}{\frac{c}{\omega_n^2} - m \cdot \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} = \frac{m \cdot \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}{m - m \cdot \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} = \frac{\frac{\omega^2}{\omega_n^2}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}$$



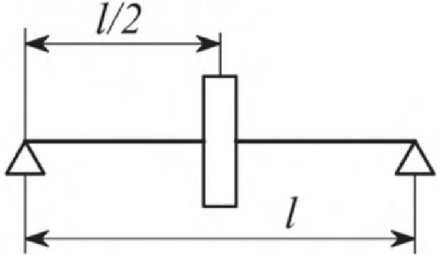
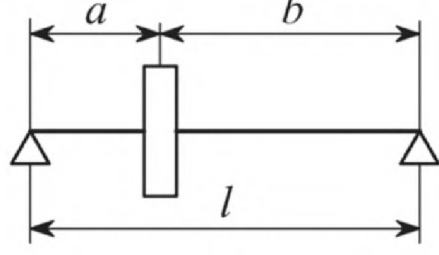
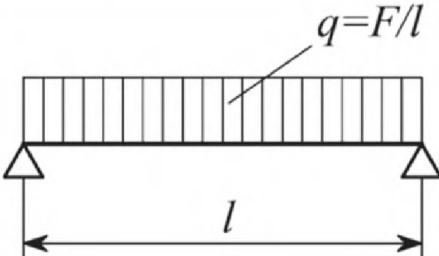
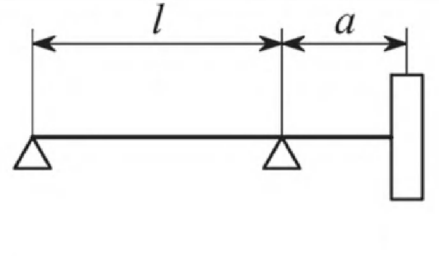
Titreşim Hesabı-2

Sistemde ikaz frekansı milin dönme hızına eşittir ve açısal frekans cinsinden $\omega=2\pi n/60$ olacaktır. **İkaz frekansı – genlik davranışı** (cevabı) boyutsuz büyüklükler ile alttaki şekilde grafik olarak verilmiştir.



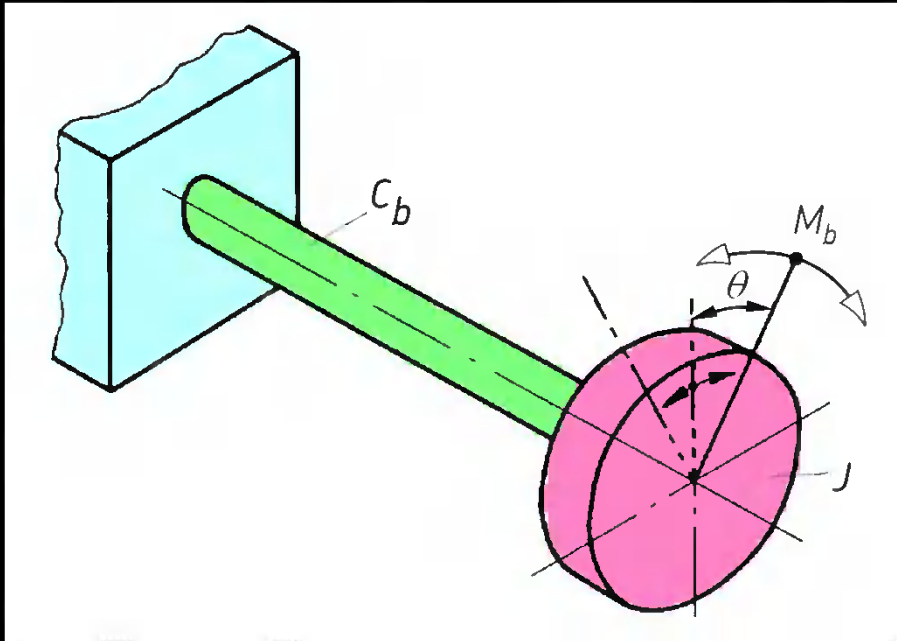
Kendi kendini ikaz eden bir sistemin
ikaz frekansı-genlik davranışı

Çeşitli mil sistemleri için yaylanma rijitlikleri

Mil tasarımı	Yaylanma rijitliği	Mil tasarımı	Yaylanma rijitliği
	$c = \frac{48 \cdot E \cdot I_x}{l^3}$		$c = \frac{3 \cdot E \cdot I_x \cdot l}{a^2 \cdot b^2}$
	$c = \frac{384}{5} \cdot \frac{E \cdot I_x}{l^3}$		$c = \frac{3 \cdot E \cdot I_x}{a^2 \cdot (a + l)}$

Titreşim Hesabı-3

- Burulma Titreşimleri



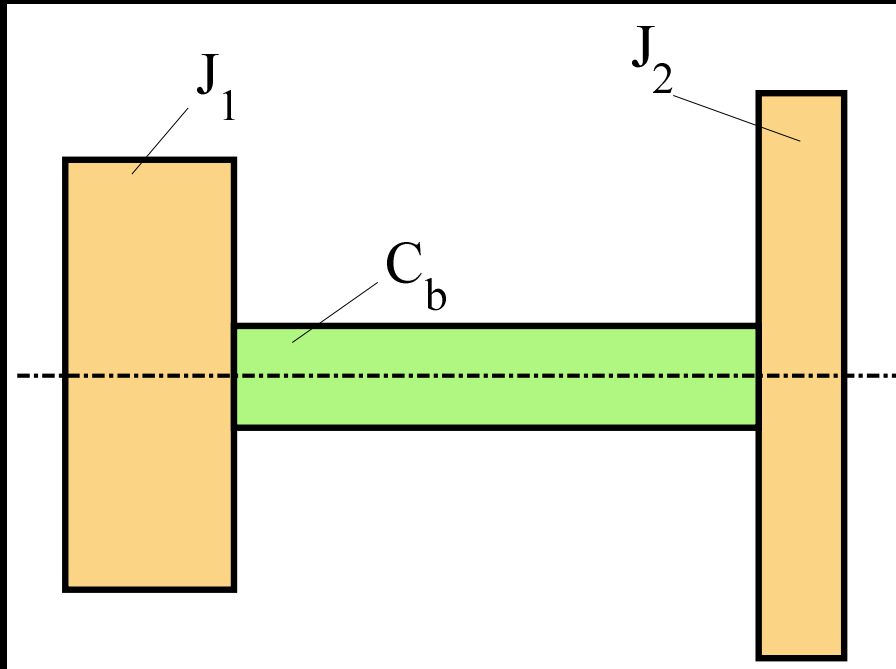
Burulmaya alışan ve kütlesiz olduğu varsayılan ankastre çubuğun ucundaki kütlenin burulma titreşimlerinin doğal frekansı

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_b}{J}}$$

Burulma titreřimi yapan bir sistem



Titreşim Hesabı-4



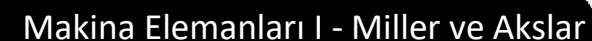
Şekildeki tek serbestlik dereceli sistemin burulma titreşimlerinin doğal frekansı

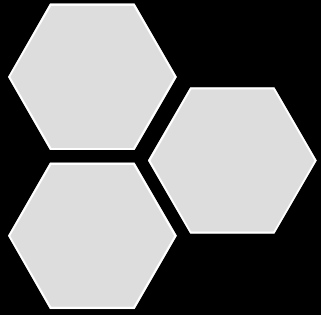
$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_b(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}$$





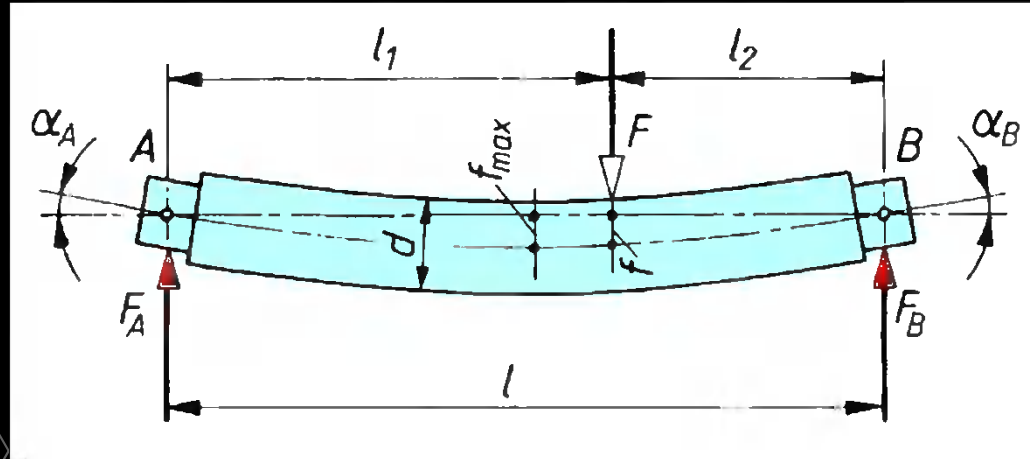
The diagram illustrates the reduction of a two-degree-of-freedom system to a single-degree-of-freedom system. On the left, a physical system is shown with two masses, J_1 and J_2 , connected by a spring with stiffness C_{b1} and a damper with coefficient C_{b2} . The system is represented by a block diagram with inputs z_1 and z_2 and outputs J_P and J_G . On the right, the equivalent single-degree-of-freedom system is shown, where the mass J_2 is reduced to a single mass J_1 and the spring and damper are represented by $J_P + \frac{J_G}{i^2}$ and $C'_{b2} = \frac{C_{b2}}{i^2}$ respectively. The diagram is labeled with J_1 , J_2 , J_P , J_G , C_{b1} , C_{b2} , C'_{b2} , $J_P + \frac{J_G}{i^2}$, and $J'_2 = \frac{J_2}{i^2}$.





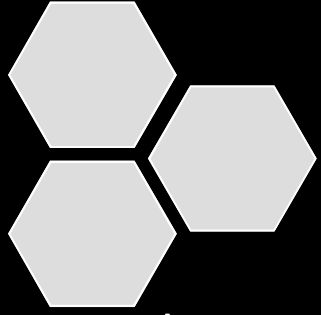
Şekil Değiştirme (Deformasyon) Hesabı-1

Bazı durumlarda millerde maruz kaldıkları yükler sonucunda ortaya çıkan elastik şekil değişimlerinin de belirli sınırların altında kalması istenebilir. Bu sınırlamanın nedeni milin kendisi değil, bu şekil değiştirmenin bir sonucu olarak yatak, dişli çark mekanizması gibi başka elemanlarda ortaya çıkabilecek sorunlardır. Takım tezgâhlarının iş ya da takım millerindeki elastik deformasyonlar da işlenmekte olan parçaların boyut hassasiyetini kötü yönde etkileyebilir. Bu nedenle bazı millerde şekil değişimlerinin hesaplanması gerekebilir.



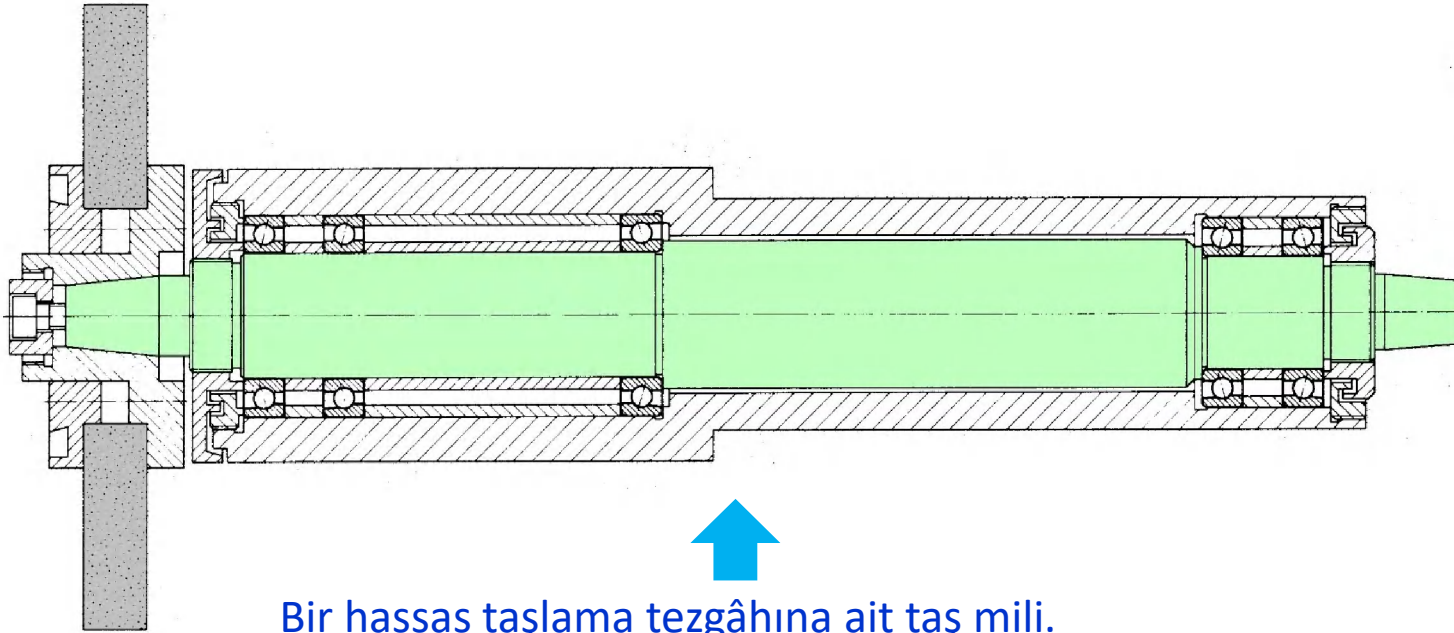
(l) iki yatak arası uzaklık olmak üzere **0,0005./** gibi bir sınır değer söylenebilir. İzin verilebilecek en büyük eğim açısı için de $0,001$ radyan = $0,0535^\circ$ gibi bir üst değer sö konusu olur.





Şekil Değişirme (Deformasyon) Hesabı-2

Takım tezgâhı millerinde sehimin üst sınırı için genel olarak $0,002.L$ gibi bir değer verilmektedir. Sonuçları itibarı ile açılal sapmalar daha önemlidir. Bazı millerde boyutlandırma şekil değişimi esas alınarak yapılabilir. Şekil değişimlerini sınırlı tutmak için bazı ilginç konstrüktif çözümler de söz konusu olabilir.

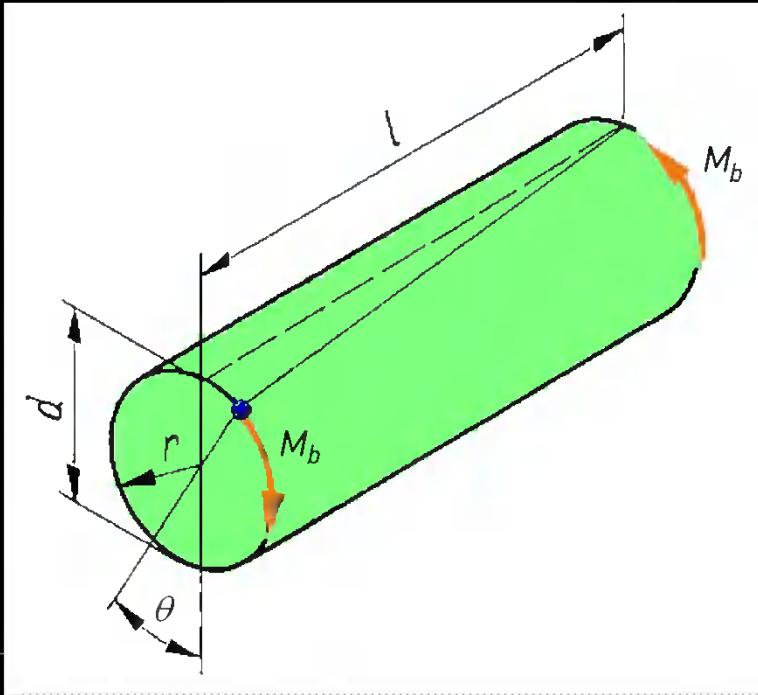


Bir hassas taşlama tezgâhına ait taş mili.



Şekil Değişirme (Deformasyon) Hesabı-3

Bazı uygulamalarda milde burulma sonucunda ortaya çıkan açısal dönme de hesaplanmalıdır.



Şekildeki gibi üniform kesitli L uzunluğundaki bir çubukta açısal dönme

$$\theta = \frac{M_b \cdot l}{G \cdot I_p}$$

Makina konstrüksiyonunda genel olarak açısal dönme için her 1 metre mil uzunluğu için θ' nın 0,005 radyanı aşmaması istenir.

