



BİRSEN YAYINEVİ

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLERLE
MAKİNA ELEMANLARI

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



CİLT 2

Prof. Dr. Müh. İsmail CÜRGÜL



244 → Sını dış sayıları
250 → Cetveller

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLERLE MAKİNA ELEMENLARI

İKİNCİ CİLT

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

Prof. Dr. Müh. İsmail CÜRGÜL

BİRSEN YAYINEVİ
İSTANBUL 2020

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM: E BAĞLANTI ELEMANLARI

21. KAVRAMALAR	1
21.1. Çözümeyen kavramalar	2
21.1.1. Rijit kavramalar	2
21.1.2. Hareketli (oynak) kavramalar	7
21.1.3. Elastik kavramalar	17
21.2. Çözülebilir kavramalar	29
21.2.1. Şekil bağlı çözülebilir kavramalar	29
21.2.2. Kuvvet bağlı çözülebilir kavramalar	32
21.2.3. Çözülebilir özel kavramalar	55
22. KAVRAMA PROBLEMLERİ	71

BÖLÜM: F DESTEKLEME ELEMANLARI

23. YAĞLAMA TEKNİĞİ	107
23.1. Sürtünme	108
23.2. Aşınma	109
23.3. Yağlayıcı maddeler	111
23.3.1. Katı yağlayıcılar	111
23.3.2. Plastik yağlayıcılar	111
23.3.3. Sıvı yağlayıcılar	112
23.3.4. Gaz yağlayıcılar	113
23.4. Yağlayıcıların fiziksel ve kimyasal özellikleri	113
23.5. Yağlama şekilleri	119
23.5.1. Açık devre yağlama sistemi	119
23.5.2. Kapalı devre yağlama sistemi	120
24. KAYMALI YATAKLAR	123
24.1. Hidrostatik kaymalı yataklar	123
24.1.1. Hidrostatik radyal kaymalı yataklar	123
24.1.2. Hidrostatik eksenel kaymalı yataklar	135
24.2. Hidrostatik kaymalı yataklar	141
24.2.1. Hidrostatik radyal kaymalı yataklar	142
24.2.2. Hidrostatik eksenel kaymalı yataklar	145
24.3. Kaymalı yataklarda ısı kontrolü	148
24.4. Yatak malzemeleri	150
25. YAĞLAMA VE KAYMALI YATAK PROBLEMLERİ	153
26. YUVARLANMALI YATAKLAR	179
26.1. Genel bilgiler	179
26.2. Yuvarlanmalı yatakların yük ve çalışma özellikleri	181
26.3. Devir sayısı	183
26.4. İşletme sıcaklığı	184
26.5. Sürtünme	185

26.6. Montaj prensipleri	187
26.7. Yuvarlanmalı yatakların sembollerle gösterilmesi	190
26.8. Dinamik yüklerde yatak büyüklüğünün tespiti	195
26.9. Statik yüklerde yatak büyüklüğünün tespiti	198
26.10. Yağlama	200
26.11. Sızdırmazlık tertipleri	207
27. YUVARLANMALI YATAK PROBLEMLERİ	207

BÖLÜM: G GÜÇ VE HAREKET İLETİM ELEMANLARI

28. DIŞLI ÇARKLAR	231
28.1. Tanım ve özellikler	231
28.1.1. Dişli ana kanunu	236
28.1.2. Eş çalışan profiller	237
28.1.3. Kavrama eğrisi	237
28.1.4. Takım dişli şartı	239
28.1.5. Kavrama uzunluğu	240
28.1.6. Kavrama oranı	241
28.1.7. Evolvent dişli profili	242
28.1.8. Sınır diş sayısı ve alttan kesme	244
28.1.9. Yan boşluk	245
28.1.10. Sikloid dişli profili	247
28.2. Silindirik düz dişli çarklar	247
28.2.1. Dişlilerin mukavemet ve aşınma kontrolü	253
28.2.2. Boyutlandırma	257
28.2.3. Isınma kontrolü	259
28.2.4. Dişli çarkların mil yataklarına etkiyen kuvvetler	261
28.3. Silindirik helisel dişli çarklar	262
28.3.1. Eşdeğer diş sayısı	264
28.3.2. Sınır diş sayısı	264
28.3.3. Helisel dişli çarklarda kavrama oranı	266
28.3.4. Helisel dişli çarkların boyutları	268
28.3.5. Helisel dişli çarkların mukavemet hesabı	269
28.3.6. Helisel dişli çarka ve yataklara etkiyen kuvvetler	273
28.4. Konik dişli çarklar	273
28.4.1. Tanım ve özellikler	276
28.4.2. Kavrama eğrisi	277
28.4.3. Eşdeğer alın dişlisi	280
28.4.4. Konik dişli çark çeşitleri	281
28.4.5. Düz konik dişli çarkların boyutları	283
28.4.6. Konik dişlilerin mukavemet ve aşınma kontrolü	284
28.4.7. Konik dişli çarka ve yataklara etkiyen kuvvetler	287
28.5. Silindirik spiral dişli çarklar	287
28.5.1. Geometrik boyutlar arasındaki bağıntılar	287
28.5.2. Dişlilerin boyutları	289
28.5.3. Spiral dişli çarkların mukavemet hesabı	291

28.5.4. Dişli çark çiftine etkiyen kuvvetler	292*
28.5.5. Mekanizmanın verimi	294*
28.6. Sonsuz vida mekanizması	295
28.6.1. Sonsuz vida mekanizmasının özellikleri	295
28.6.2. Boyutlar arasındaki bağıntılar	299
28.6.3. Sonsuz vida ve çarka etkiyen kuvvetler	303
28.6.4. Kayma hızı ve mekanizmanın verimi	304
29. DIŞLI ÇARK PROBLEMLERİ	311
30. DÜZELTİLMİŞ DIŞLILAR	311
30.1. Düzeltme ilkeleri	373
30.2. Düzeltme yöntemleri	373
30.2.1. Kavrama açısını değiştirmek	376
30.2.2. Diş yüksekliğinin değiştirilmesi	376
30.2.3. Diş kalınlığının değiştirilmesi	380
30.2.4. Profil kaydırma yöntemiyle düzeltme	381
30.3. İstenen diş kalınlığının elde edilmesi	387
30.4. Herhangi bir kesitteki diş kalınlığının hesaplanması	390
30.5. Düzeltilmiş dişli mekanizmaları	392
30.6. Düzeltilmiş dişlilerin mukavemet hesabı	399
31. DÜZELTİLMİŞ DIŞLI PROBLEMLERİ	403
32. DIŞLI ÇARK İMALATI VE YÜZEY İŞLEMLERİ	421
32.1. Dişli çarkların imalat yöntemleri	421
32.1.1. Silindirik alın dişlilerin imalat yöntemleri	421
32.1.2. Konik dişli çarkların imalat yöntemleri	427
32.1.3. Diğer dişli imalat yöntemleri	431
32.2. Dişli çarkların ısı işlemleri	432
32.3. Dişli çark diş yüzeylerinin taşlanması	433
32.4. Dişli çark diş yüzeylerinin traşlanması	436
33. DIŞLI ÇARKLARIN KONTROLÜ	439
33.1. Dişli çark hataları ve hataların ölçülmesi	439
33.2. Dişli çark toleransları	445
KAYNAKÇA	449
YARDIMCI CETVELLER	451

BÖLÜM: E

BAĞLANTI ELEMANLARI

21. KAVRAMALAR

Tanım ve Özellikler:

Birbirlerine göre çeşitli konumlarda bulunan ve bir döndürme momenti veya bir güç ileten milleri birleştirmede kullanılan makina elemanlarına kavrama adı verilir. Kavramalar makinalarda birçok amaçla kullanılır. Bunlardan bazıları şu şekilde sıralanabilir:

1. Aynı ayrı yapılmış milleri birbirine bağlamak ve tamir, bakım, yenileme durumlarında bunları ayırmak amacıyla (bir motor-pompa bağlantısında olduğu gibi).
2. Eksenleri aynı doğrultuda bulunmayan millerin bağlanmasında esneklik temin etmek amacıyla (radyal, eksenel veya açılabilir temaslı mil bağlantılarında olduğu gibi).
3. Darbeli yükün makinaların birinden diğerine iletilmemesi ve mekanik esneklik temin etmek amacıyla (örneğin konkasör, eksantrik pres, şahmerdan gibi darbeli iş makinalarındaki darbenin kuvvet makinasına, yani motora iletilmemesi gibi).
4. Aşırı yüklemelere karşı emniyet sağlamak amacıyla,

5. Dönen elemanların titreşim karakteristiğini değiştirerek kritik frekansı yok etmek amacıyla,
6. Uzak mesafelere güç veya moment taşınmasında milleri aynı doğrultuda birleştirmek amacıyla (örneğin standart mil uzunluğundan daha uzak mesafeler için millerin birleştirilmesinde olduğu gibi),
7. Kuvvet makinasını durdurmadan iş makinası ile irtibatını kesmek amacıyla (örneğin taşıtlardaki debriyaj sisteminde olduğu gibi).

Sınıflandırma:

Yapılışları ve kullanma yerleri bakımından kavramalar aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

- Çözümeyen kavramalar (rijit, oynak ve elastik)
- Çözülabilen kavramalar (şekil bağlı, kuvvet bağlı ve özel)

Kavramalarda birleştirilen millerde dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan birisi, kavramanın oluşturabileceği olumsuz etkileri ortadan kaldırmak için kavramanın her iki tarafına birer yatak yerleştirilmesidir.

21.1. ÇÖZÜMEYEN KAVRAMALAR

21.1.1. RİJİT KAVRAMALAR

Bu kavramalar, mil eksenleri arasındaki düzgünlükleri karşılayamazlar. Bu nedenle bağlantı yerinde, düzgünlüğün büyüklüğüne bağlı olarak, tepki kuvvetleri ve moment oluştururlar. Rijit kavramalar, düşük devir sayıları ve küçük düzgünlüklerin bulunduğu yerlerde kullanılmalıdır. Ayrıca mil eksenlerinin üst üste düşmesi için çok iyi merkezlenmeleri gerekir.

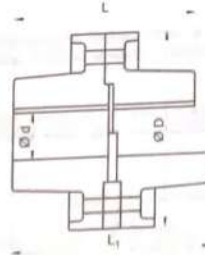
21.1.1.1. Flenşli Kavrama

Flenşli kavramaların flenşleri, genelde ayrı parçalar halinde yapılmakla beraber (Şekil 21.1) nadir hallerde mil ile tek parça (bir bütün) halinde de yapılırlar (Şekil 21.2). Bu kavramalarda milleri aynı eksen doğrultusuna getirmek (merkezlemek) için, flenşlerden bir tanesinin üzerindeki çıkıntı diğerinin üzerinde bulunan aynı özellikteki girintinin içine girer (Şekil 21.1'in üst yarısı) veya iki flenş arasında, iki parçadan oluşan bir merkezleme bileziği yerleştirilir (Şekil 21.1'in alt yarısı). Ancak girinti ve çıkıntılar yoluyla yapılan merkezlemede, kavramayı sökmek gerekirse flenşli veya flenş-mil sistemini aksenel yönde kaydırmak gerekecektir. Merkezleme bileziği kullanıldığı takdirde paslanma ve aksenel basınç altında sıkışma nedeniyle sökmede ortaya çıkacak zorluğu yenmek için, merkezleme bileziğinin delik delinerek vida açılmış kısmına kancalı cıvata takılmak suretiyle sökme işlemi gerçekleştirilir.

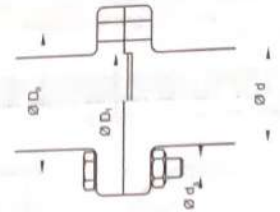
Flenşli kavramalarla iletilcek olan moment

$$M_i = z \cdot F_n \cdot \mu \cdot \frac{D_s}{2}$$

eşittir. Burada z - cıvata sayısı, F_n - her bir cıvatanın sıkma (ön gerilme) kuvveti, μ - flenş yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı ve D_s - temas yüzeyleri ortalama çapıdır (cıvataların yerleştirildiği çap olarak alınabilir).

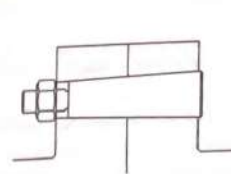


Şekil 21.1

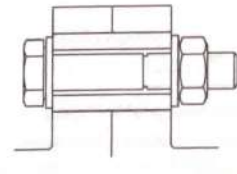


Şekil 21.2

Flenşli kavrama bağlantısında cıvatalar kesilmeye çalıştırılmamalıdır. Esasen cıvatalara yeterli bir ön gerilme verildiği takdirde, moment iletimi sürtünme yoluyla sağlanacağından kesilme tehlikesi yoktur. Ancak bir emniyet önlemi olmak üzere bu gibi bağlantılarda ya faturalı alıştırmış cıvata (Şekil 21.3) veya kesme burcu (Şekil 21.4) kullanılarak kesme kuvvetlerinin etkisi yok edilebilir.



Şekil 21.3 Faturalı alıştırmış (burada konik) cıvata



Şekil 21.4 Kesme burcu

Cıvatalarda meydana gelen çekme gerilmesi

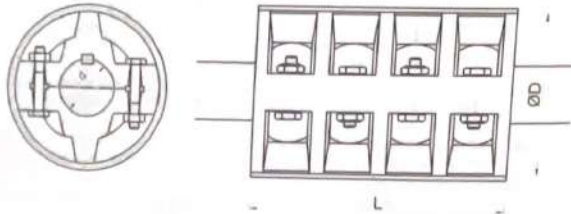
$$\sigma_t = \frac{F_{in}}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_m$$

eşitliği ile kontrol edilir. Burada d_1 - cıvata vidasının dış dibi çapıdır.

21.1.1.2. Zarflı Kavrama

Bu kavramanın flanşı, eksen boyunca bölünmüş iki yarım zarftan oluşmaktadır. Her iki zarf yarısı mil uçlarına takıldıktan sonra cıvatalarla sıkılarak bağlantı temin edilir (Şekil 21.5).

Yapısı itibarıyla bir sıkma geçme olan bağlantıda moment iletimi, sürtünme yoluyla olmaktadır. Yüzeyler arasında oluşan basıncın düzgün yayıldığı kabul edilirse kavrama momentinin büyüklüğü



Şekil 21.5 Zarflı kavrama

$$M_k = p \cdot p \cdot d \cdot \frac{L}{2}$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada μ - kavrama zarfı ile mil arasındaki sürtünme katsayısı, p - ortalama yüzey basıncı, d - mil çapı ve $L/2$ her bir mil ucunun kavrama zarfı ile temas uzunluğudur. Her bir mil ucuna düşen cıvata sayısı z ise bağlantıda meydana gelen normal kuvvet

$$p \cdot d \cdot L = z \cdot F_{in}$$

olur. Momentin emniyetle iletilmesi için

$$M_k \geq M_b$$

veya $k \geq 1$ olmak üzere

$$M_k = k \cdot M_b$$

olması gereği de hatırlanarak, her bir cıvatayı sıkma için gerekli ön gerilme kuvveti

$$F_{in} = \frac{k \cdot M_b}{z \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}}$$

olmalıdır. Bu kuvvetin etkisi altında cıvata meydana gelen çekme gerilmesi

$$\sigma_t = \frac{F_{in}}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_m$$

eşitliği ile kontrol edilir. Burada d_1 - cıvata vidasının dış dibi çapıdır.

Zarflı kavramalarda, emniyet bakımından, kama kullanılabilir.

21.1.1.3. Konik Bilezikli Zarflı Kavrama

Kolay sökölüp takılması ve paslanabilecek cıvata - somun gibi elemanları olmadığından nemli ve rutubetli yerlerde tercihen kullanılan bir kavrama türüdür. İki tarafı konik olan iki parçalı zarf ve iç yüzeyi buna uygun koniklikte iki bilezikten meydana gelen bu kavramada (Şekil 21.6), zarflı kavramalarda olduğu gibi, moment sürtünme yoluyla iletilmektedir.

Konik bilezikli zarflı kavramadaki basınç yayılımı, zarflı kavramaya nazaran daha düzgündür. Toplam normal kuvvet

$$F = p \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{L}{2}$$

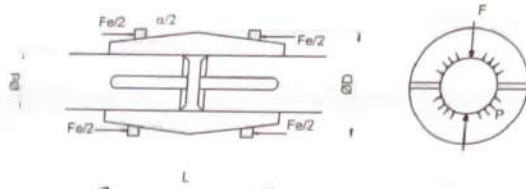
olduğuna göre bilezikleri yerine çıkma kuvveti

$$F_s = 2 \cdot F \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)$$

eşitliği ile bulunur. Bu kavrama ile taşınabilecek moment ise

$$M_t = F \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

olur. Herhangi bir sebeple kavramada meydana gelebilecek kayma hareketine karşılık bağlantıda feder kullanılmaktadır. Bu nedenle federin de iletilen momente uygun şekilde boyutlandırılması gerekir. Bileziklerin kendi kendine çözülmemesi için $\tan \frac{\alpha}{2} = 1.20$ veya 1.30 olmalıdır.



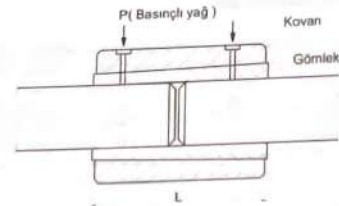
Şekil 21.6 Konik bilezikli zarflı kavrama

21.1.1.4. OK Kavraması (Basınçlı Yağ Kavraması)

SKF firmasının geliştirdiği ve OK kavraması adı verilen bu kavrama gemi milleri gibi büyük moment taşınan yerlere bile uygulanabilir. Kavrama, bir tarafı yarık içi silindirik, dışı konik ($\tan \frac{\alpha}{2} = 1.50$ veya 1.80) bir gömlek ile bu gömleği dıştan saracak olan ve içi gömleğe uygun koniklikte, dışı ise silindirik olan bir kovandan ibarettir (Şekil 21.7). Gömlek miller üzerine rahatça yerleştirilir. Tüm yüzeyler temiz işlenmiş olduğundan, özellikle küçük OK kavramalarında, kovan bir çektime yardımıyla gömlek üzerine yerleştirilerek (gömlek üzerine iltilerek) yarık olan gömleğin milleri sıkarak bağlaması temin edilir. Büyük OK kavramalarında çektimeye ek olarak kovan gömlek üzerine sürülürken üstteki deliklerden yüksek basınçlı yağ verilerek gömlek ile kovan arasında bir yağ tabakası oluşturulur. Böylece kovanın gömlek üzerinde rahatça kayması temin edilir. Kavramanın sökülmesi de benzer şekilde basınçlı yağ ve çektime yardımı ile yapılır.

OK kavramalarında moment taşınması sürtünme yoluyla temin edilir. Taşınan momentin büyüklüğü

$$M_t = \pi \cdot \mu \cdot \frac{d^3 \cdot L}{4}$$



Şekil 21.7 Basınçlı yağ kavramasının (OK kavraması) prensip şeması

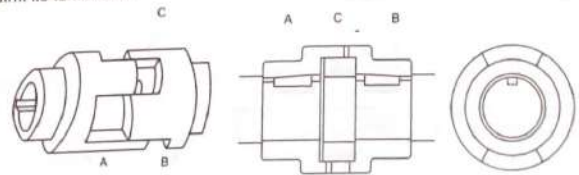
eşitliği ile hesaplanır.

21.1.2. HAREKETLİ (OYNAK) KAVRAMALAR

Birbirine bağlanacak millerin küçük eksenel, radyal ve açısal hareket serbestliğine sahip olması isteniyorsa oynak kavramalarla birleştirilmesi gerekir. Örneğin ısı etkisi ile uzayıp kısalan veya küçük eksantriklikler altında çalışan mil bağlantıları için bu kavramalar kullanılır.

21.1.2.1 Parmaklı Kavrama

Özellikle türbin milleri gibi fazla ısınan ve eksenel doğrultuda uzayan millerin bağlantısında kullanılan bir kavrama türüdür. Mil çapına bağlı olarak 10 – 25 mm arasındaki uzamaları karşılayabilecek durumda yapılabilir. Kavramanın düzgün çalışabilmesi için parmakların kayan yüzeyleri temiz işlenmeli ve bir gresörük yardımıyla sürekli yağlanmalıdır. Bu kavramalarda merkezleme işlemi genellikle flenşler (Şekil 21.8 de A ve B) arasına yerleştirilen bir merkezleme bileziği (C) yardımı ile temin edilir.



Şekil 21.8 Parmaklı kavrama

21.1.2.2. Oldham Kavraması

Eksenleri arasındaki açıklık çok büyük olmayan paralel millerin bağlanmasında, bir dönme ve iki kayma serbestliğine sahip mekanizma hareketli bir kavrama olan Oldham kavraması kullanılır (Şekil 21.9). I ve II millerine A ve B flenşleri kama ile sıkı tespit edilmiştir. Her iki flenşin alın yüzeyinde çapsal doğrultuda birbirine dik ve dikdörtgen şeklinde birer girinti vardır. Bu iki flenşi birbirine bağlayan C ara disk üzerinde ise yine çapsal doğrultuda birbirine dik dikdörtgen şeklinde iki çıkıntı bulunmaktadır. A ve B flenşlerinin girintileri ara diskin çıkıntıları ile kayma geçme olarak çalışacak durumda yapılmıştır. Kavramanın A flenşi θ açısı kadar döndüğünde, şekil bağı nedeniyle, B flenşi de aynı açı kadar dönmek zorundadır. Ara diskin (C) merkezi (M) ise daima A ve B flenşlerine ait girintilerin çap doğrultularının kesiştiği yerde olacaktır. Bunun anlamı, M noktası hareket esnasında sabit olan O_1 ve O_2 merkezlerini (A ve B flenşlerinin merkezleri) daima 90° 'lık bir açı altında görmektir. O halde M merkezinin (ara diskin merkezi) düzlemsel yörüngesi O_1O_2 çaplı bir çemberdir. Şekil 21.9c' den de görüldüğü gibi A ve B flenşleri θ açısı kadar döndüğü zaman ara disk merkezinin yörünge çemberi üzerinde $\phi = 2\theta$ 'lık bir açı kadar döndüğü anlaşılmaktadır. Yani ara diskin merkezi M, mil eksenleri O_1 ve O_2 'nin iki katı bir hızla dönmektedir. Bu sonuca göre ara disk merkezi, dolayısıyla diskin ağırlık merkezi dairesel bir hareket yaptığından kütleli kuvvetler doğmaktadır. Bu kuvvetler yatakları zorlamakta ve mil eksenli düzleminde oluşturduğu titreşimlerle kırımlara sebep olmaktadır.

Ara diskin (C) bütün kütlesi M merkezinde olduğu kabul edildiğinde dönme esnasında oluşan merkezkaç kuvvet

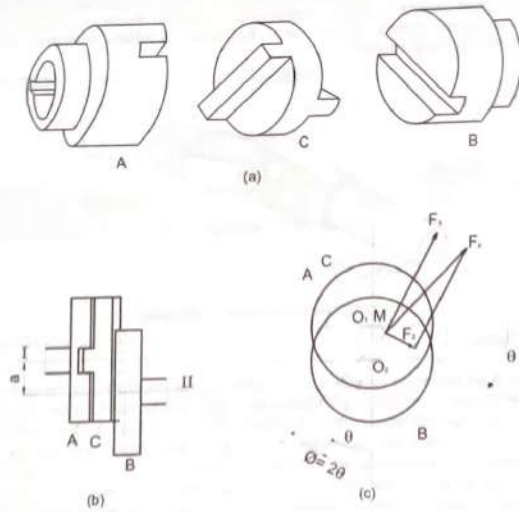
$$F_c = \frac{G}{g} (2\omega)^2 \frac{a}{2}$$

olur Burada G-(daN) ara diskin ağırlığı, g-(m/s²) yerçekimi ivmesi, a-(m) mil eksenleri arasındaki aralık ve ω -(1/s) açısal hızıdır. Herhangi bir açısal konumda I ve II millerine etkileyen kuvvetler

$$F_1 = \frac{G}{g} (2\omega)^2 \frac{a}{2} \cos\theta$$

$$F_2 = \frac{G}{g} (2\omega)^2 \frac{a}{2} \sin\theta$$

şeklinde dir. Bu kuvvetlerin büyüklüğü $(2\omega)^2$ ve (a)'nın büyüklüğüne bağlıdır. Bu sonuca göre, bu tip kavramalar orta hızlar ve küçük eksen aralıkları ($a \leq 0.05 d_{ax}$)



Şekil 21.9 Oldham kavraması

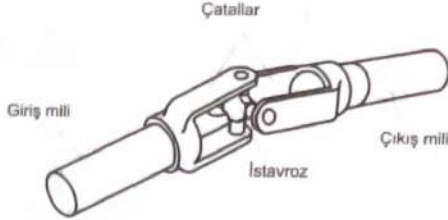
olan mil sistemlerinde kullanılmaktadır. Ayrıca ara diskin ağırlığı olanaklar çerçevesinde küçük tutulmalıdır.

21.1.2.3 Kardan Kavraması

Eksenleri birbiri ile kesişen millerin bağlanmasında kardan kavraması kullanılır. Eksenleri birbirine dik iki mafsallı bir istavroz (haç şeklinde) ve mil uçlarına takılan iki çataıdan oluşan bir kavramadır (Şekil 21.10). Böylece biri asal dönme eksenini etrafında sınırsız, diğerleri buna dik iki eksen etrafında sınırlı olmak üzere üç dönme serbestliği olan bir hareket düzeni ortaya çıkar.

Kardan kavramasının istavroz şeklindeki mafsallının yataklanmasında kaymalı veya yuvarlanmalı yataklar kullanılabilir. Kaymalı yataklı tasarımlarda alüminyum ve sinter bronz ile polyamid veya bazı durumlarda teflon içiçilmiş malzemeler

yatak zarfı olarak kullanılır. Yuvarlanmalı yataklarla yapılan yataklama türünde ise daha çok içneil yataklar kullanılır. Yağlama için genellikle lityum gresi kullanılır. Kardan kavraması motorlu taşıtlar, takım tezgahları ve hadde makinaları gibi yerlerde oldukça yaygın kullanılır.



Şekil 21.10 Kardan kavramasının elemanları

a) Hız İletimi

I eksenine dik düzlemde hareket eden a mafsallı noktası, bu düzlemde dairesel bir yörünge çizerken, II eksenine dik düzlemdeki b noktasında, kendi düzleminde bir dairesel yörünge çizmekle beraber I izdüşüm düzlemi içinde bir elips oluşturur (Şekil 21.11). a yörüngesi üzerindeki 1 noktası θ açısı kadar döndüğünde (1 noktasından 1' noktasına), b yörüngesi üzerindeki 2 noktası da izdüşüm düzleminde ϕ açısı kadar dönecektir (2 noktasından 2' noktasına). Ancak bu dönemde 2 noktasının kendi düzlemindeki yeri 2'' noktası olup, hakiki dönme açısı ϕ kadardır. a düzlemi ile b düzlemi arasındaki açı α olduğuna göre

$$\tan \theta = \frac{03}{2'3} \quad \text{ve} \quad \tan \phi = \frac{03'}{2''3} = \frac{03'}{2'3}$$

yazılır ki buradan

$$\frac{\tan \theta}{\tan \phi} = \frac{03}{03'} = \cos \alpha$$

yazılabilir. Mİlerin açısal hızları

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_1 \quad \text{ve} \quad \frac{d\phi}{dt} = \omega_2$$

olduğuna göre

$$\tan \theta = \tan \phi \cos \alpha$$

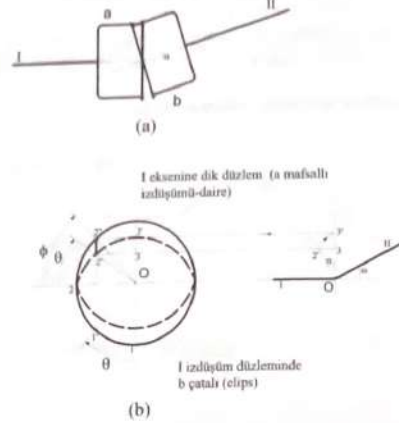
eşitliğinin iki tarafının zamana göre türevi alınırsa

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \theta}$$

bağıntısı bulunur. Yukarıdaki eşitlikler gösteriyor ki a ve b noktaları aynı zamanda eşit açılar taramamakta, dolayısıyla iki mil arasındaki hareket iletimi düzgün olmamaktadır. Son eşitlikten yararlanarak açısal hızın

$$\theta = \frac{\pi}{2} \quad \text{ve} \quad \frac{3\pi}{2} \quad (90^\circ \text{ ve } 270^\circ) \quad \text{için} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \alpha$$

en küçük değeri ve



Şekil 21.11

$$\theta = 0 \text{ ve } \pi \quad (0^\circ \text{ ve } 180^\circ) \text{ için } \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha}$$

en büyük değeri bulunur. Buna göre I nolu mil düzgün bir hızla dönerken, her tam dönüşte, II nolu milin hızı iki kez en büyük ve iki kez de en küçük dönme sayılarına ulaşmaktadır. Bu hız geçişindeki değişim

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha} - \cos \alpha = \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha}$$

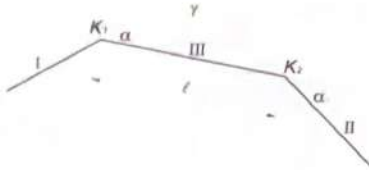
eşitliğinden hesaplanan düzgünsüzlük sayısı ile tanımlanır.

b) Kardan Kavraması İle Düzgün Hız İletimi:

En genel durum olarak aynı düzlemde olmayan iki mili göz önüne alalım. Bu iki mil, eksenleri III olan üçüncü bir mil ile bağlanacaktır. I-III eksenlerinin kesim noktasına K_1 , II-III eksenlerinin kesim noktasına K_2 kardan mafsalları takılırsa, yukarıdaki eşitlikler gereği, hızlar arasındaki ilişki (Şekil 21.12),

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_1}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \theta_1} \quad \text{ve} \quad \frac{\omega_2}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha_2}{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 \theta_2}$$

olacaktır. Bu eşitlikler taraf tarafa bölünecek olursa



Şekil 21.12

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_1 (1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 \theta_2)}{\cos \alpha_2 (1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \theta_1)}$$

elde edilir. $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ oranının sabit olması için ($\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1$ için) $\alpha_1 = \alpha_2$ ve $\theta_1 = \theta_2$ olmalıdır. Pratik uygulamada bu durum aşağıdaki tasarım kuralları ile elde edilebilir.

Ara mil eksenleri (III), esas mil eksenlerini (I ve II) eş açılarda ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$) kesmelidir. Ayrıca K_1 kavramasının III miline bağlı mafsalsal eksenleri I-III düzlemi içindeyken K_2 kavramasının III miline bağlı mafsalsal eksenleri de II-III düzlemi içinde olmalıdır. Geometrik olarak III doğrusu, I-III veya II-III düzlemlerinin ara kesitidir ve bu sistemde III milinin sağ ve sol ucundaki mafsalsal eksenleri arasındaki açı I-III ve II-III düzlemleri arasındaki açıya eşit olacaktır.

Ara mil ekseninin (III), I ve II eksenlerini eşit açıda (α) kesmesi için uzunluğu, (K_1 ve K_2 noktaları arasındaki uzaklık),

$$\ell \cos \alpha = \sqrt{\ell^2 - a^2} \sin \frac{\gamma}{2}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada $\ell = K_1 K_2$, a - I ve II milleri arasındaki en kısa aralık ve γ - eksenler arasındaki açıdır. Diğer taraftan $\theta_1 = \theta_2$ şartının gerçekleşmesi için ise, III milinin iki ucuna bağlanacak kardan mafsallarının (çatalların) eksenleri arasındaki açı β olmak üzere

$$\tan \frac{\beta}{2} = \frac{a}{\ell} \tan \frac{\gamma}{2}$$

şartının gerçekleşmesi gerekir.

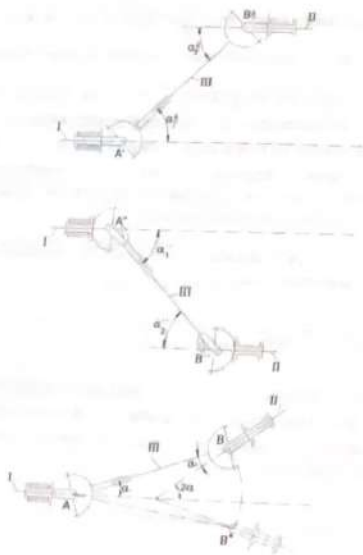
c. Özel Durumlar:

1. I ve II milleri paralel ise

$$\sin \alpha = \frac{a}{\ell}$$

olup, III milinin her iki tarafındaki mafsalsal eksenleri aynı düzlemde olmalıdır.

2. I ve II milleri kesişiyorsa; bu durumda III eksenleri daima I ve II eksenleri arasındaki γ açısının açı ortayına dik olacaktır. Uzaklık (ℓ) keyfi alınabilir. III milinin her iki tarafındaki mafsalsal eksenleri aynı düzlemde olacaktır. Pratikte kullanılan kardan kavramalarının (α) açısı genellikle 15° ' den büyük tutulmaz.



Şekil 21.13

d. Dönme Momenti Etkisi

Mafsallardaki sürtünme kaybı göz ardı edilir ve enerjinin tamamının döndüren milten döndürülen mile aktarıldığı varsayılırsa, her iki mildeki güç eşitliği

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$$

bağıntısından ikinci mildeki toplam momentin büyüklüğü

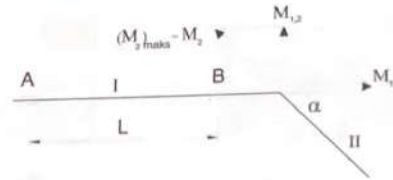
$$M_2 = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

eşitliği ile bulunur. II mildeki açısal hız (ω_2) en küçük değerinde iken

kavramalar

$$(M_2)_{\max} = \frac{M_1}{\cos \alpha}$$

ve açısal hız (ω_2) en büyük değerinde iken bu momentin büyüklüğü



Şekil 21.14

$$(M_2)_{\min} = M_1 \cos \alpha$$

değerlerini almaktadır. II milindeki bu momentin en büyük değerinde I mili yataklarında

$$M_{1,1} = M_1 \tan \alpha$$

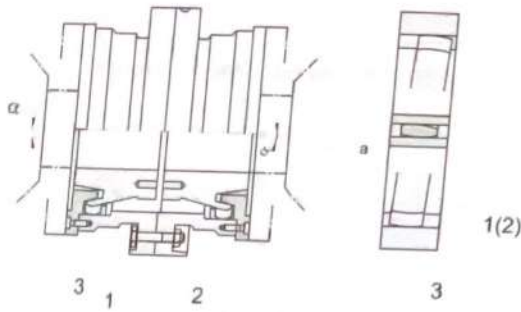
büyüklüğünde bir eğilme momenti meydana gelir. Eğer I mili A ve B noktalarından yataklanmış ise, bu yataklama yerlerine, ağırlık ve diğer dış kuvvet etkilerine ek olarak,

$$\pm F_{1,2} = \frac{M_1 \tan \alpha}{L}$$

büyüklüğünde bir kuvvet çifti daha etkiyecektir. Bu nedenle kardan kavraması ile bağlanan millerden en az birinin çok iyi yataklanması gereklidir.

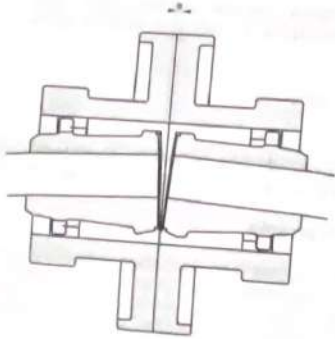
21.1.2.4 Dişli Kavrama

Termik makinelerin, özellikle turbo makinelerin, millerinin birbirine bağlanmasında sisteme ısıl uzama serbestliği vermek zorunludur. Aksi taktirde çok yüksek yatak ve mil zorlanmaları ortaya çıkar. Dişli kavrama, aksel doğrultuda sahip olduğu kayma serbestliği nedeniyle, ısıl uzamaları büyük tepki kuvvetleri doğmaksızın karşılayan bir kavrama türüdür.



Şekil 21.15 Dişli kavrama

Dişli kavrama, iki tarafında iç dişli bulunan bir manşonla (3) buna iki taraftan kayma geçme olarak giren iki dişliden (1 ve 2) meydana gelir (Şekil 21.15). Dişlerine verilen özel şekil nedeniyle kavrama milleri arasında $1,5^\circ - 2^\circ$ 'ye kadar açısal oynamalara ve eksenel doğrultuda 2 - 10 mm'ye kadar kaymalara olanak tanınmaktadır.



Şekil 21.16 Dişli kavramanın çalışma konuma

21.1.3. ELASTİK KAVRAMALAR

Çözülemeyen kavramalar arasında en geniş uygulama alanı olan grubu elastik kavramalar teşkil eder. Elastik kavramaların yapısal ve dinamik özelliklerini şöyle sıralayabiliriz,

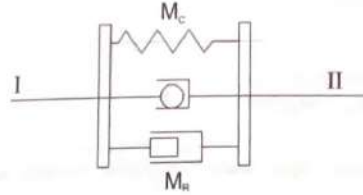
1. Millerin eksenel uzama ve kısalmalarına, radyal hareketlerine ve açısal sapmalarına sınırlı olarak sağlar (örneğin fazla ısınan mil sistemlerinde ve eğilme etkisindeki millerde olduğu gibi). Kavrama ile birleştirilen millerin her biri en az iki yatakla desteklenmelidir. Bu dört yatağın aynı eksenle montajı oldukça zordur.
2. Kritik devir sayılarını düşürerek dinamik dengeleme yapar.
3. Döndürme darbe momentini azaltır (örneğin kompresör, taş kırma makinası ve pistonlu makinalarda olduğu gibi).

Elastik kavramalardaki bu özellikler, kavramanın rijit elemanlarını birbirine bağlayan elastik elemanlar tarafından temin edilir. Elastik eleman olarak metal veya kauçuk yaylar kullanılır. Bazı durumlarda kösele ve diğer elastik elemanlar da kullanılmaktadır. Elastik kavramaların kinematik ve dinamik davranışları, esas itibarıyla kullanılan yayların karakteristiğine bağlıdır.

21.1.3.1. Elastik Kavramaların Karakteristiği

21.1.3.1.1. Elastik Kavramaların Kinematik Karakteristiği:

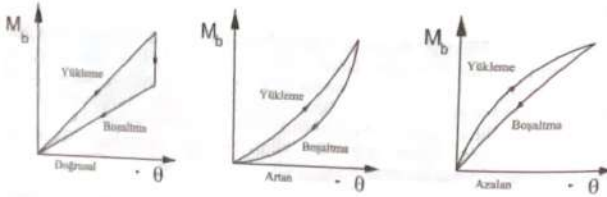
Bir elastik kavramaya M statik döndürme momenti uygulandığında, I ve II miline bağlı kavrama parçaları arasında oluşan açısal sapma (θ) olsun (Şekil 21.17). Bu değerler kavramanın yüklenmesi ve boşaltılması için tespit edilecektir. Sistemde



Şekil 21.17 Kinematik karakteristik tesbitinde kabul edilen model

M_c - kavramanın yaylanma momenti ve M_R - sönüm momenti olarak alınmıştır. İç sönümü olmayan kavramalarda yükleme ve boşaltma eğrileri üst üste düşer. Bir iç sönüm var ise, yükleme ve boşaltma eğrileri arasında bir alan meydana gelir (Şekil 21.18). Yükleme eğrisi altındaki alan kavrama içinde biriktirilen potansiyel

enerjiyi, boşaltma eğrisi altındaki alan ise bunun geri verilen kısmını göstermektedir. İki eğri arasında kalan alan da elastik eleman tarafından yutulan sönüm işini (ısıya dönüşen enerjiyi) göstermektedir.



ekil 21.18

Karakteristik eğrinin herhangi bir noktasındaki

$$C = \frac{dM_s}{d\theta}$$

değerine, kavramanın yaylanma rijitliği (yaylanma sayısı) denir. Doğrusal karakteristikte bu değer bölgesel olarak sabit olmakla beraber diğerlerinde θ açısının veya M_s momentinin bir fonksiyonudur.

Metal yay elemanlı elastik kavramaların iç sönümü oldukça küçüktür. Kauçuk yay elemanlarında bu değer daha büyüktür.

Sönümleme işi.

$$W_s = \int_0^{\theta} (M_{hisi} - M_{hisi}) d\theta$$

eşitliği ile hesaplanır. Diğer taraftan sönümleme momenti ile yük momenti arasındaki

$$M_s = M_{hisi} - M_{hisi}$$

bağıntısı hatırlanırsa, yukarıdaki eşitlik

$$W_s = \int_0^{\theta} M_s d\theta$$

şeklini alır.

21.1.3.1.2. Elastik Kavramaların Dinamik Karakteristiği

Sönümleme etkisi, açısal sapmanın değil de açısal hızın bir fonksiyonu ise, örneğin viskoz sönümleme durumu, bu taktirde bu etkiyi statik olarak tespit etmek olanaksızdır. Bir kısım kavramalarda sönümleme Coulomb Sürtünmesi (kuru sürtünme) ile olmaktadır. Bu durumu statik deneyde görmek mümkündür. Birçok durumda ise sistem içinde her iki sönümleme şekli de farklı oranlarda mevcuttur. Bu gibi durumlarda sönümlemenin ve dolayısıyla kavrama karakteristiğinin dinamik bir deney yöntemi ile tespiti zorunludur.

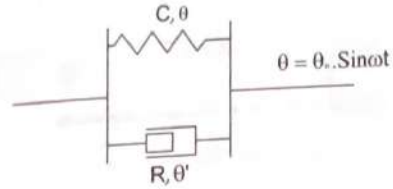
Örneğin θ 'nın zamana göre

$$\theta = \theta_s \sin \omega t$$

şeklinde değiştiğini varsayalım. Sönümleme momenti sadece açısal hızın bir fonksiyonu olsun. Yani

$$M_s = R \frac{d\theta}{dt}$$

olsun. Burada R - kavramanın sönümleme sayısını, t - zamanı göstermektedir.



Şekil 21.19 Dinamik karakteristik tespitinde kabul edilen model

Bu durumda sönümleme momenti

$$M_s = R \theta_s \omega \cos \omega t$$

olur. Diğer taraftan harmonik değişimin periyodu $T = \frac{2\pi}{\omega}$ ile gösterilirse, yukandaki eşitlik

$$M_s = R\theta_s \omega \cos 2\pi \frac{t}{T}$$

şeklini alır. Burada

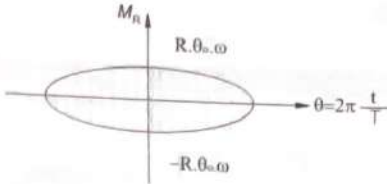
$$t = t_0 = 0 \quad \text{için} \quad M_s = R\theta_s \omega$$

$$t = \frac{1}{4} T \quad \text{için} \quad M_s = 0$$

$$t = \frac{1}{2} T \quad \text{için} \quad M_s = -R\theta_s \omega$$

değerleri vardır. Bu durumu bir diyagram şeklinde gösterirsek, sönümlenmenin dinamik yapısı ortaya çıkar (Şekil 21.20).

Sistemde yaylanma momenti de göz önüne alınırsa, toplam döndürme momenti



Şekil 21.20 Dinamik sönümlenme karakteristiği

$$M_s = M_s + M_c = C\theta_s \sin \omega t + R\theta_s \omega \cos \omega t$$

eşitliği ile gösterilebilir.

21.1.3.2. Elastik Kavrama Örnekleri

21.1.3.2.1. Kauçuk Yay Elemanlı Elastik Kavramalar

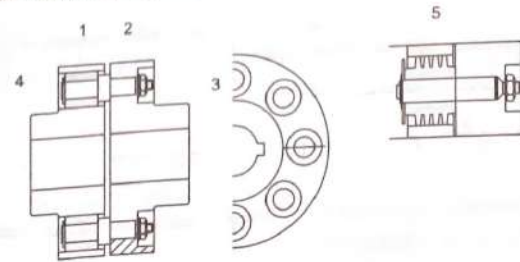
Bu kavramalar, büyük düzgünlükleri karşılaması, yapısının basit ve fiyatının ucuz oluşu nedeniyle yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Elastik eleman olarak doğal veya yapay kauçuktan, takviyeli veya takviyesiz olarak vulkanize edilen lastik kullanılır. Mukavemeti düşük olduğundan iletilen güçler sınırlıdır. Ancak bazı kavrama tiplerinde lastik-metal bağıni gerçekleştirerek mukavemeti arttırmak mümkündür. Lastik malzemenin kayma veya basmaya zorlanması durumunda yay olarak iyi netice verdiği bilinen bir gerçektir.

Kauçuk malzemenin özelliği nedeniyle 70°C'ın üstünde çalıştırılmamalıdır. İç sürtünmesi yüksek olan bu malzemenin lineer olmayan bir yay karakteristiği vardır. Bu kavramaların boyutlandırılmasında, genellikle üretici firmaların önerileri ve katalog değerleri esas alınır.

a. Elastik Manşonlu Kavrama:

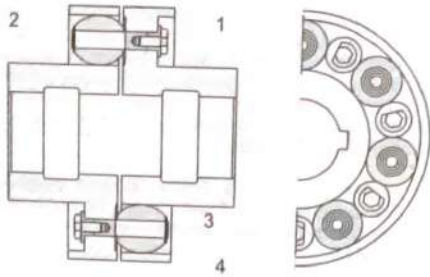
Oldukça basit yapılı ve geniş ölçüde uygulanan bir elastik kavrama türüdür. Kavrama, mil uçlarına kamalanmış olan flenşler (3 ve 4) ve lastik manşonlar (1) aracılığı ile flenşler arasında irtibat sağlayan vidalı pernolardan (2) oluşmaktadır (Şekil 21.21).

Manşonlara verilecek çeşitli profillerle değişik kavrama karakteristikleri elde edilebilir. Özellikle fıçı biçimli manşonlarla yapılan ve Rupex adı verilen elastik kavramalar oldukça büyük açısai sapmalara olanak tanır (Şekil 21.22).



Şekil 21.21 Elastik manşonlu kavrama

Kavramada ekseriya 6 ile 8 elastik manşon kullanılır. Manşonların hepsi aynı tarafta olabileceği gibi (Şekil 21.21) saptırmaca olarak her iki tarafta da olabilir (Şekil 21.22).



Şekil 21.22 Rupex kavraması

Kavramanın seçimi için basit hesap şekli şöyledir:

Bir manşona etkiyen çevre kuvveti

$$F_r = \frac{k \cdot M_b}{z \cdot \frac{D_o}{2}}$$

Burada k - darbe faktörünü, z - manşon sayısını, M_b - iletilen momenti ve D_o - manşonların yerleştirildiği çapı göstermektedir.

Elastik manşondaki ortalama yüzey ezilmesi

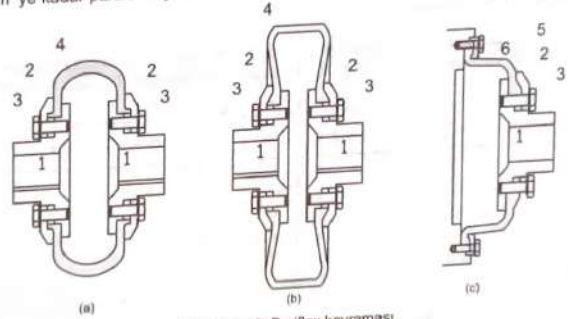
$$p_n = \frac{F_r}{d_1 \cdot l_1} \leq p_{em}$$

olmalıdır. Burada d_1 - perno çapı ve l_1 - elastik manşonun uzunluğudur. Pratikte $p_{em} = 8 \times 10^6 \text{ daN/cm}^2$ olarak alınabilir.

b. Periflex Kavraması:

Gerek geometrik gerekse dinamik düzgünsüzlükleri gidermekte çok etkili olan bu kavrama son zamanlarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Kavrama flenşleri

(1), U şeklinde kıvrılmış bir lastikle (4) basınç bilezikleri (2) ve cıvata (3) yardımıyla birbirine bağlanmıştır (Şekil 21.23a ve b). Bu kavramalar 4° lik açısal sapmalara, 4 mm' ye kadar paralel kaymalara (radyal sapmalara) ve 8 mm' ye kadar eksenel mil

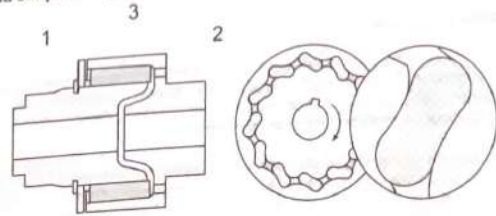


Şekil 21.23 Periflex kavraması

hareketlerine olanak tanır. Şekil 21.23c' de görülen Periflex kavraması, manşet şeklinde bir lastik yay (5) ve bunun baskı bilezikleri (2 ve 6) vasıtasıyla flenşlere tespiti şeklindedir. Bu kavramalar daha çok yüksek hızlı bağlantılarda (örneğin Otto ve Diesel motorlarında) tercihen kullanılmaktadır.

c. Rollastic Kavraması:

Kavrama flenşi (1) diğer kavrama flenşi (2) tarafından dıştan sarılır (Şekil 21.24). Her iki flenşte de belirli formda girinti ve çıkıntılar (yuvalar) vardır. Bu yuvalara lastik rulolar (3) yerleştirilir ki içteki kavrama flenşi dönünce bu rulolar iki yuva arasında sıkışarak kayma ve baskıya zorlanır.

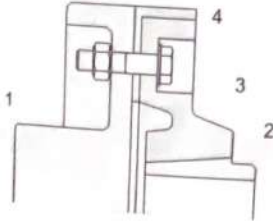


Şekil 21.24 Rollastik kavraması

Büyük olmayan mil çapları için tercih edilen bu kavrama, $\pm 10^\circ$ 'ye varan dönme açısı ile çalışabilir.

d. Kegelflex Kavraması:

Kavrama flanşlarından biri üzerine (2) elastik malzeme (3) vulkanize edilmiştir (pişirilerek kaynak edilmiştir). Tek taraflı yapılabildiği gibi (Şekil 21.25) iki taraflı



Şekil 21.25 Tek taraflı kegelflex kavraması

malzeme kullanılarak yapılan Kegelflex kavramaları da vardır. Daha çok küçük momentlerin taşınmasında kullanılır. Darbe ve titreşimler için oldukça uygun bir elastik kavrama türüdür. Tek taraflı olarak yapılan kavramalarda dönme açısı 10° 'ye kadar çıkabilmektedir.

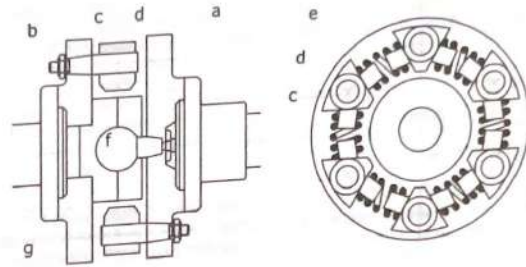
21.1.3.2.2. Metal Yay Elemanlı Elastik Kavramalar

Yapısı karmaşık olmasına karşın üstün mukavemet özellikleri nedeniyle, kauçuk yay elemanlı kavramalara göre, özellikle büyük güçlerin iletiminde tercih edilmektedir. Ayrıca metal yayların karakteristikleri hesap bakımından daha iyi bir şekilde kontrol edilebildiğinden boyutlandırma kolaylık sağlar.

a. Cardexflex Kavraması:

Mil uçlarına takılmış flanşlar (a ve b) ile bunlara vidalanmış pemolar (c) üzerinde bulunan lokmaların (d) arasına yerleştirilen helisel yaylardan (e) oluşan kavramalardır (Şekil 21.26). Ayrıca kavramanın merkezinde eksenel kuvvetleri alabilecek küresel bir mafsal (f ve g) bulunmaktadır.

Bu tip kavramalar genellikle açısal sapmalara olanak tanımaktadır (2° dolayında). Kavramanın büyüklüğüne göre yay sayısı değişmektedir. Orta büyüklükteki bir kavramada yaklaşık 6-8 adet yay bulunmaktadır. Değişken moment etkisinde vuruşlarının önlenmesi için yaylar, yerlerine bir ön gerilme ile takılmıştır.



Şekil 21.26 Cardexflex kavraması

Kavramadaki iç sönümlenme ihmal edilecek kadar küçüktür. Kavramanın boyutlandırılmasında yayların hesabı en önemli yeri tutmaktadır. Statik bir işletme momenti etkiliyorsa helisel yaydaki en büyük burulma gerilmesi

$$\tau_{maks} = \frac{F_{ay} R}{\pi d^3} \leq \tau_{izm}$$

olur. Burada F_{ay} - yaya etkiyen toplam kuvveti $\left(F_{ay} \cong F_{ax} + \frac{F_y}{2}\right)$, R - yay merkez dairesi yarıçapını ve d - yay teli çapını göstermektedir.

Eğer kavrama değişken zorlanma etkisinde ise sürekli mukavemete göre boyutlandırma yapılmalıdır. Zorlanmalar

$$\tau_{ax} = \frac{\left(F_{ax} + \frac{F_y}{2}\right) R}{\pi d^3} \quad \text{ve} \quad \tau_{ay} = \frac{F_{ay} R}{\pi d^3}$$

ve gerilme genliği

$$\pm r_s = \frac{\left(\frac{F_s}{4}\right)R}{\pi \cdot 16d^3}$$

sınırları içinde kalmalıdır.

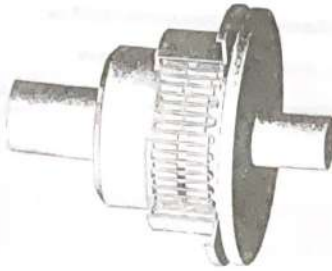
b. Bibby Kavraması:

Mil uçlarına kamalanmış ve dış çevrelerinde özel dişler (d) bulunan iki flanş (a ve b) ile bu dişlerin etrafına yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli yaylardan (c) oluşan bir kavrama türüdür (Şekil 21.28). Kavramada kullanılan yay, yay çeliğinden yapılmış olup eğilmeye çalışmaktadır. Diş yüzeyleri ile yay kolları arasındaki sürtünmeler nedeniyle kavramada küçük bir sönümleme, dolayısıyla sönümleme etkisi de vardır. Darbeli moment etkileri çok olan hadde tesislerinde ve Diesel motoru-iş makinası bağlantısında geniş ölçüde kullanılmaktadır.

İki ucundan ankastre bir çelik çubuk eğilme etkisinde ise çubuğun rijitliği

$$C = \frac{48EI}{\ell^3}$$

olmaktadır. Denklemden de görüldüğü gibi rijitlik ℓ uzunluğuna bağlıdır.



Şekil 21.27 Bibby kavramasının fotoğraf görünüşü

Şekil 21.29'da Bibby kavramasını yükleme durumları görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi çalışma esnasında ℓ uzunluğu, yani iki diş arasında zorlanan

yay uzunluğu (Şekil 21.29 da siyah görünen bölge) değişmektedir. Bu sebepten yay rijitliği de iletilen momentin büyüklüğüne bağlı olarak değişir. Böylece kavramanın karakteristiği de değişken olmaktadır. Bu bakımdan diş yanaklarının şeklinin, kavramanın esnekliği üzerine özel bir önemi vardır.

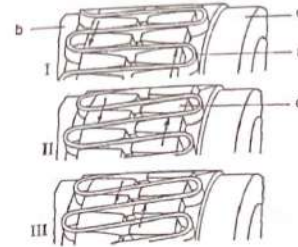
Bibby kavramasında en önemli husus yay hesabıdır. Yakınsak olarak yay hesabı için; bir yay koluna gelen yük

$$F = \frac{k \cdot M_s}{z \cdot R}$$

dir. Burada z - diş sayısı, R - ortalama dişli (flanş) yarıçapı, k - darbe faktörü ve M_s - uygulanan döndürme momentidir. Hesaplarda belirli bir emniyeti sağlamak bakımından ℓ uzunluğu olarak, dişler arasındaki toplam yay uzunluğu alınır. Yaya etkileyen en büyük eğilme gerilmesi

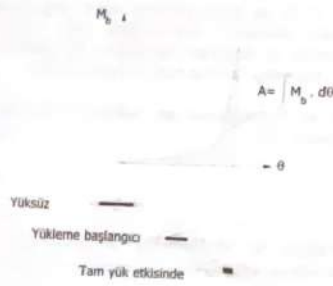
$$\sigma_s = \frac{F \cdot \ell}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{em}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada b - yay şeridinin genişliği, h - yayın kalınlığını göstermektedir. Kavramada emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 6000 + 8000 \text{ daN/cm}^2$ olan yay malzemesi kullanılmaktadır.



Şekil 21.28 Bibby kavramasının çalışma prensibi

- I. Yüksüz konum
- II. Yükleme başlangıcı
- III. Tam yük altında

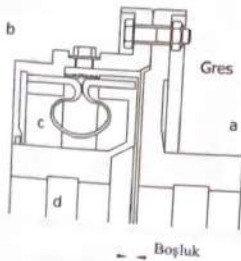


Şekil 21.29 Bibby kavramasının yüklenmesi

c. Voith-Maurer Kavraması:

Tel yaylar, kendilerine verilen özel şekiller nedeniyle hem eğilmeye hem de burulmaya zorlanırlar. Şekil 21.30'da omega şeklinde kıvrılmış olan çelik yay (c) bir ucundan mil ucundaki flenşle (d), diğer ucundan ise bir ara parçaya (b) tesbit edilmiştir. Ara parça (b) diğer milin ucuna bağlanmış olan flenşe (a) cıvatalar yardımıyla sıkıca irtibatlıdır.

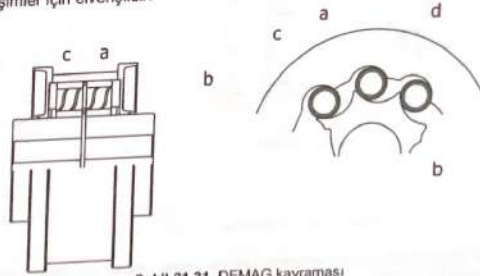
Kavramada kullanılan yayın karakteristiği doğrusaldır. Yaylar ön gerilmeli durumda monte edilmiş olup yağ içinde çalışmaktadır. Eksenel ve açısall (1° - 2°) mil hareketlerine olanak tanınmaktadır.



Şekil 21.30 Voith-Maurer kavraması

d. Demag Kavraması:

Elastik eleman olarak vida formunda (helisel bir şekilde) ve iç içe kıvrılarak yerleştirilmiş yay paketleri kullanılmaktadır. Yaylanma karakteristiği lineer olmayan bu kavrama büyük bir sönümlenme özelliğine sahiptir. Yay paketleri (a); kavrama zarfı (c) ve kavrama flenşi (b) içine açılmış olan frezeli özel yuvalara (d) yerleştirilmiştir (Şekil 21.31). Helisel kıvrılmış yay paketleri, dönme momenti etkisiyle, frezelenmiş yuvanın kenarlarında şekillenerek sürtünme basıncı oluşturur. Yay paketleri yağ içinde bulundurulur. Kavrama daha çok küçük darbe ve titreşimler için elverişlidir.



Şekil 21.31 DEMAG kavraması

21.2. ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

İki mil sistemini çeşitli çalışma şartlarında istenildiği zaman ayıran ve istenildiği zaman bağlayan kavramalara çözülebilen kavramalar adı verilir. Bağlantı işlemi, zaman bağlayan kavramalara çözülebilen kavramalar adı verilir. Bağlantı işlemi, sistem dururken veya çalışırken yapılabilir. En genel isteğe cevap verebilen sistem dururken kavrama, kuvvet bağlı kavramalardır. Özel durumlar için şekil bağlı çözülebilen kavrama, kuvvet bağlı kavramalardır. Özel durumlar için şekil bağlı kavramalar da kullanılabilir. Kuvvet bağlı kavramalarda bağ; sürtünme kuvveti, bir hidrostatik akım devresi, bir elektriksel alan şeklinde olabilir. Şekil bağlı kavramalarda ise bağ, dişliler, pimler veya pernolar yardımıyla temin edilebilir.

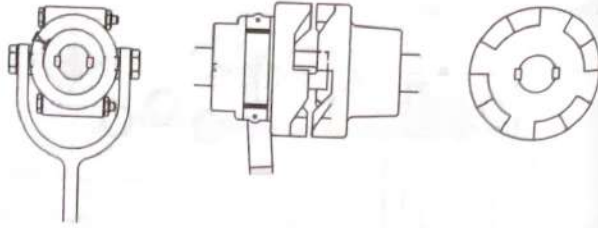
21.2.1. ŞEKİL BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

21.2.1.1. Parmaklı Kavrama

Kavrama flenşlerinin alın yüzeylerinde çıkıntılar (parmaklar) bulunmaktadır. Parmakların moment taşımayan alın yüzeyleri eğik yapılmış olup kapama esnasında biri diğeri üzerinde rahatça kayarak hareket edebilmektedir (Şekil

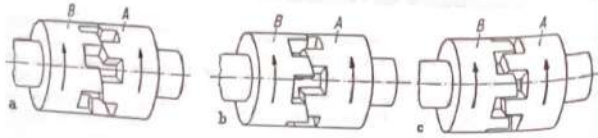
21.32). Kayma yüzeyli bu tip kavramalar, milin hareketli olması durumunda bile devreye girip çıkabilir.

Diğer bir parmaklı kavrama türünde çıkıntılar (parmaklar) dikdörtgen şeklindedir (Şekil 21.33). Bu kavramanın devreye girip - çıkması; ancak mil sisteminin hareketsiz olması halinde mümkündür. Maybach parmaklı kavraması da denilen bu kavrama sıklıkla kullanılmayan mil bağlantılarında uygundur.



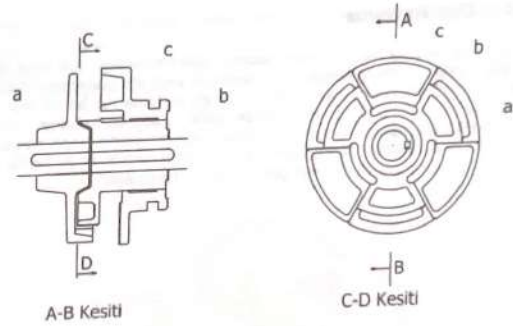
Şekil 21.32 Çözülebilir parmaklı kavrama

Kavrama flenşlerinden birisi millerden birine kamalı diğeri ise öteki mile federle kızaklanmış olup sağa-sola hareketlidir. Eksenel doğrultuda kapama ve açma işlemi bir manivela kolu yardımıyla mekanik olarak yapılır.



Şekil 21.33 Maybach parmaklı kavramasının devreye girmesi

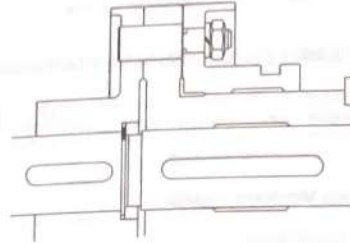
Hildebrant parmaklı kavraması, bu türün en kullanışlı olanıdır. Taşınan momente göre daha az bir kapama-açma kuvveti gerektirir. Kavramanın çözölen kısmı (c), mil üzerine sıkı kamalanmış bir kovan (b) üzerinde hareket etmektedir (Şekil 21.34). Kavrama flenşinin (c) kovan (b) üzerinde düzgün hareket etmesi için kovanı kızak şeklinde kanalları açılmıştır.



Şekil 21.34 Hildebrant parmaklı kavraması

21.2.1.2 Pernolu Kavrama

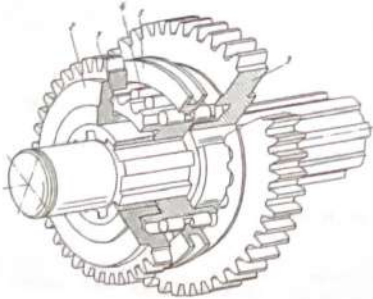
Prensip bakımından parmaklı kavramanın aynısıdır. Ancak burada parmaklar yerine pemolar kullanılmıştır (Şekil 21.35). Kavramanın devreye girebilmesi için mil hızlarının eşit olması, ayrıca pemolarla karşı taraftaki deliklerin aynı pozisyonda olmaları gerekmektedir.



Şekil 21.35 Pernolu kavrama

21.2.1.3 Dişli Kavrama

Daha gelişmiş bir şekil bağlı kavrama tasarımı dişli kavramadır. Kavrama işlemini temin eden dişler, kavrama flanşlarının çevresinde veya alın yüzeyinde olabilir. Mil ucuna tespit edilmiş olan kavrama flanşı (2) içinde buna rijit bağlanmış ve dış kısmına oyuklar açılmış bir halka (1) vardır (Şekil 21.36). Bu halkanın oyuklarına uygun silindirik elemanlar (4), aynı zamanda diğer mil ucuna tespit edilmiş olan flanş (3) içindeki oyuklara da uygundur. Bir manivela sistemi ile kumanda edilen kayar kızak (5) kavramanın devreye girip-çıkmasını temin eder.



Şekil 21.36 Çözülebilir dişli kavrama

2.2.2. KUVVET BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

Bu kavramalar, sadece kuvvet etkisi ile moment taşıyan sürtünme plakalı kavramalardır. Çalışma şekli nedeniyle bunlara sürtünmeli kavramalar da denilmektedir. Döndüren ve döndürülen miller arasında devir sayıları farklı olduğunda bile kolaylıkla devreye girip çıkabilirler.

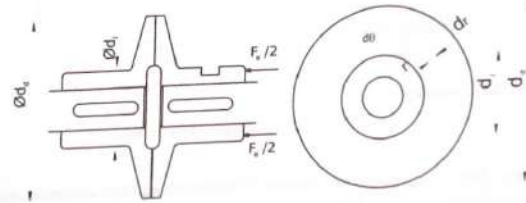
21.2.2.1 Kavrama Momenti Hesabı

a. Düz Sürtünme Yüzeyle Kavrama:

Sürtünmeli kavramaların prensibini açıklamak bakımından düz sürtünme plakalarına sahip bir kavrama tasarımını göz önüne alalım (Şekil 21.37). Kavramayı kapamak (devreye sokmak) için uygulanacak aksenal kuvvet (F_s) etkisiyle temas yüzeylerinde p basıncı ve buna bağlı olarak sürtünme momenti oluşur. Merkezdən r mesafede dr genişliğindeki $dA = r \cdot d\theta \cdot dr$ elemanter yüzey

alanında, F_s aynı zamanda normal kuvvet (yüzeye dik kuvvet) olduğundan, elemanter normal kuvvet için

$$dF_n = dA \cdot p = r \cdot dr \cdot p \cdot d\theta$$



Şekil 21.37

yazılabilir. Aynı yüzeydeki sürtünme kuvveti

$$dF_t = dF_n \cdot \mu$$

ve sürtünme momenti

$$dM_t = dF_t \cdot r = \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

olacaktır. Sürtünme yüzeyindeki toplam moment, yukarıdaki eşlik integre edilerek,

$$M_t = \mu \cdot p \cdot \int_0^{\theta} \int_{r_1}^{r_2} r^2 \cdot dr \cdot d\theta$$

$$= \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \cdot (r_2^3 - r_1^3)$$

olarak bulunur. Diğer taraftan yüzey basıncı

$$p = \frac{F_s}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$$

yukarıda yerine yazılırsa, sürtünme momenti

$$M_t = F_t \cdot \mu \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)$$

olur. Burada

$$r_m = \frac{2}{3} \left(\frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \right)$$

yazılırsa, moment eşitliği

$$M_t = F_t \cdot \mu r_m$$

şeklini alır. Burada r_m -sürtünme kuvvetleri bileşkesinin etki ettiği yarıçaptır. Eğer kavramanın sürtünme yarıçapları arasında $r_d/r_i \approx 0,5 + 0,7$ bağıntısı varsa

$$r_m = \frac{r_d + r_i}{2}$$

şeklinde alınabilir.

b. Lamelli Kavrama:

Yukarıda elde edilen sürtünme momenti eşitliği bir tek sürtünme yüzeyi içindir. Yüzey sayısı z adet ise iletilen moment

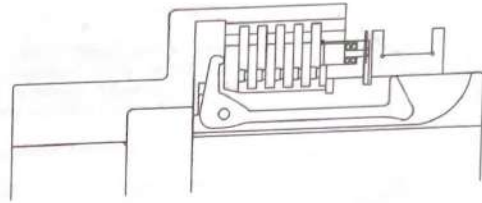
$$M_t = z F_t \cdot \mu r_m$$

olur (Şekil 21.38).



Şekil 21.39 Kavrama lamelleri
a. dış lameller
b. iç lameller

Ancak burada, lamel geçmelerindeki sürtünme direnci yok sayılarak bütün sürtünme yüzeylerinde eş basınç olduğu ve lamellerin iç ve dış çaplarındaki farklı



Şekil 21.38 Mekanik kumandalı lamelli kavrama

hızlardan doğan sürtünme katsayısı değişimi göz ardı edilerek sürtünme katsayısının sabit olduğu varsayımı yapılmıştır.

c. Konik Kavrama:

Kavramanın sürtünme yüzeyi konik olarak alınırsa, koniğin herhangi bir r yarıçapındaki dA alanına etkiyen sürtünme momenti (Şekil 21.40).

$$dM_t = dA \cdot p \cdot \mu r$$

veya $dA = 2\pi r \cdot \frac{dr}{\sin \alpha}$ olduğu göz önünde bulundurularak

$$dM_t = \frac{2\pi}{\sin \alpha} \cdot r^2 \cdot dr \cdot p \cdot \mu$$

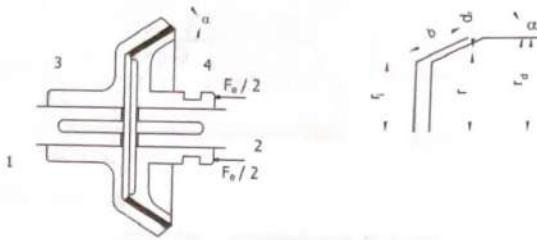
olur. Toplam sürtünme momenti (kavrama momenti) ise

$$M_t = \frac{2\pi}{3 \sin \alpha} \cdot p \cdot \mu (r_d^3 - r_i^3)$$

olarak bulunur. Kavrama hareketsiz iken aksel olarak uygulanan kapama kuvveti (F_s), normal kuvvetin (F_n) yatay bileşeni ile sürtünme kuvvetinin ($F_t = \mu F_n$) teğetsel bileşeni toplamına eşit olmalıdır. Yani

$$F_s = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

bağıntısı vardır. Devreye girme olayı hareket halinde yapılıyorsa, normal kuvvetin yatay bileşeni sürtünme kuvvetinin teğetsel bileşenine nazaran çok büyük olacağından ($F_s \cdot \mu \cos \alpha$) terimi terk edilebilir.



Şekil 21.40

Bu durumda

$$F_r \approx F_0 \sin \alpha$$

olur. Diğer tarafları basınç eşitliği

$$p = \frac{F_r}{\pi(r_s^2 - r_i^2)} \quad (\text{veya } p = \frac{F_0}{\pi d_s b})$$

göz önüne alındığında moment

$$M_s = \frac{2}{3} \frac{F_0}{\sin \alpha} \mu \left(\frac{r_s^3 - r_i^3}{r_s^2 - r_i^2} \right)$$

ve

$$r_m = \frac{2}{3} \left(\frac{r_s^3 - r_i^3}{r_s^2 - r_i^2} \right)$$

sürtünme yarıçapı gösterimi kullanılarak

$$M_s = \frac{F_0}{\sin \alpha} \mu r_m$$

elde edilir. Konik sürtünme yüzeyli kavramada, kavramanın kolay çözülebilmesi için konik yarı açısı α , p sürtünme açısından büyük seçilmelidir. Uygulamada bu

değer $\alpha = 13^\circ - 15^\circ$ dolayında seçilir.

Konik kavrama, hadde tesisleri ve gemilerde oldukça büyük güç sınırlarına kadar kullanılmaktadır. Bu tip kavramalar genel olarak karşılıklı iki konik sürtünme yüzeyine sahiptir. Kavramanın devreye girmesi biraz sert olduğundan elastik bir kavrama ile birlikte kullanılması uygun olmaktadır.

d. Yay Bantlı Kavrama:

Silindirik bir disk üzerine sarılan çelik yay bantın sürtünme esasına göre çalışan bu kavramadaki momentin hesabı, kayış-kasnak mekanizmalarının sürtünme mekanikine dayanır. Yayın eğilme direnci göz önüne alınmazsa, kuvvetler arasındaki bağıntı

$$F_1 = F_2 e^{\mu \alpha}$$

şeklindedir (Şekil 21.41). Burada F_1 ve F_2 - yay kollarındaki çekme kuvvetleri, μ - sürtünme katsayısı ve α - sarım açısını göstermektedir. Kavramadaki sürtünme momenti

$$M_s = F_{\text{ortalama}} \cdot r$$

olduğundan

$$F_s = F_1 - F_2$$

Yazılımından kavrama momenti

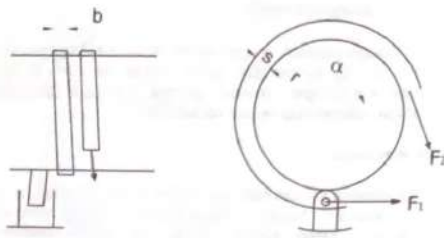
$$M_s = F_1 \cdot \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} \cdot r$$

veya

$$M_s = F_1 (e^{\mu \alpha} - 1) \cdot r$$

eşitliği ile hesaplanır. Tam sarım söz konusu ise $\alpha = 2\pi$ alınacaktır. Kavramadaki yay bantı i adet sarımdan oluşuyorsa moment

$$M_s = F_1 \cdot \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} \cdot r \quad \text{veya} \quad M_s = F_1 (e^{\mu \alpha} - 1) \cdot r$$



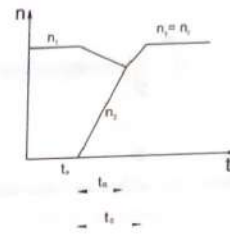
Şekil 21.41 Yay bantlı kavrama

şeklini alır. Görüldüğü gibi kavrama momenti; dönme yönüne ve bağlama kuvvetinin etki yönüne bağlı olmaktadır. Merkezkaç kuvvet etkisinden kaçınmak için büyük hızlar bölgesinde kullanılmamalı ve ayrıca sarım sayısı arttıkça bantın kontrolünün zorlaşacağı unutulmamalıdır. Fazla bakıma ihtiyaç göstermeyen bu kavramalar kaba işlerde, özellikle tozlu işletmelerde uygundur.

21.2.2.2. Çözülebilen Kavramaların Devreye Girmesi

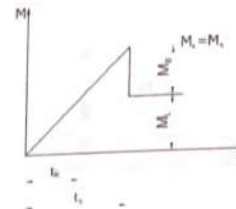
Kuvvet bağlı çözülebilen kavramaların boyutlandırılmasında en önemli faktör devreye girme olayıdır. Kavramadaki büyük zorlanma ile aşınma ve ısınma bu esnada meydana gelir. Sistemde döndüren milin devir sayısı n_1 ve döndürülen milin devir sayısı n_2 olsun. t_1 anında döndüren mil n_1 devir sayısı ile dönerken döndürülen milin devir sayısı $n_2 = 0$ dir. Kavramanın sürtünme yüzeyleri birbirine temas ettiği andan itibaren (t_1 anından itibaren) döndürülen milin devir sayısı (n_2) artmaya başlar ve buna karşılık döndüren milin devir sayısı (n_1) bir miktar düşme görülür (Şekil 21.42). t_2 zaman sonra döndüren ve döndürülen millerin devir sayıları eşitlenir. Ancak nominal (rejim) devir sayısına henüz erişilememiştir. Her iki devir sayısındaki hızlanma devam ederek t_3 konumuna göre t_3 zaman sonra döndüren ve döndürülen millerin devir sayıları birlikte nominal devir sayısına ulaşır ve artık kavrama işlemi tamamlanmış olduğundan sistemin çalışması rejim durumuna (düzenli çalışmaya) dönüşmüştür. Burada t_3 -kayma zamanı ve t_1 -kavrama zamanıdır. Kavramanın devreye girmesi esnasında devir sayısındaki artış ve düşüşlerin lineer (doğrusal) olduğu kabul edilmiştir.

Sürtünmeli kavramalarda, M_s -sürtünme (kavrama) momenti, M_i -iş makinasının



Şekil 21.42

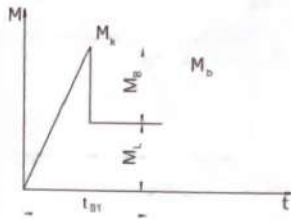
çalıştırılması için gereken moment M_s -kütlelesel (ivmeleme) momenti ve M_i - motor momenti olarak tanımlanırsa kavrama momenti, ivmeleme momenti ile iş makinası momentinin toplamına eşit olmalıdır. Yani



Şekil 21.43

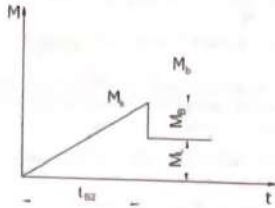
$$M_s = M_s + M_i$$

dir. Bu durumu Şekil 21.43 deki gibi grafik olarak göstermek mümkündür. Kavramada, kavrama momenti aynı zamanda motor momentine uygun seçilmelidir. Bu durumu kavrama zamanı ile şöyle açıklayabiliriz. Kavrama zamanı (t_{11}) kısa seçilmiş olsun (Şekil 21.44). Hızlandırılacak kütlelerin eylemsizliğini yenmek zor olacağından kavrama momenti (M_s) motor momentinin (M_i) üstüne çıkacaktır. Bunu karşılayamayan motor stop edecektir. Aynı zamanda döndürülen sisteme iletilen moment darbe şeklinde olacağından sistem kısa zamanda yıpranacaktır. Bunun en somut örneğini taşıtlardaki debriyaj sisteminde görmek mümkündür.



Şekil 21.44

Kavrama zamanı (t_{B1}) büyük seçilmiş olsun (Şekil 21.45). Bu defa kavramanın devreye girmesi esnasında kayma fazla olacağından ısınma, dolayısıyla sürtünen yüzeylerde aşınma olacaktır.



Şekil 21.45

Yukarıda sıralanan sebeplerden dolayı kavrama zamanının uygun seçilmesi gereği ortaya çıkmaktadır. Sürtünmeli kavramalarda hızlandırılacak kütlelerin ivmelenme momenti

$$M_s = J_s \varepsilon$$

şeklinde dir. Burada açısal ivme, kayma zamanı ile kavrama zamanı aynı alınarak ($t_s = t_k$),

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_s} = \frac{\pi n}{30 J_s}$$

ve eksene göre kütsel eylemsizlik momenti

$$J_s = \sum (m r^2)$$

şeklinde dir.

Kavramada hızlandırılacak kütlelerin silindirik disk şeklinde olduğu varsayılırsa, bunların dönme eksenine indirgenmiş kütsel eylemsizlik momenti, $m = \frac{G}{g}$ ve

eylemsizlik yarıçapı $i = R = \frac{D}{2}$ olmak üzere,

$$J_s = m R^2 = m \frac{D^2}{4} = \frac{G D^2}{4 g}$$

olur. Böylece ivmelenme momenti için

$$M_s = \frac{G D^2 n}{375 J_s} \quad (\text{daNm})$$

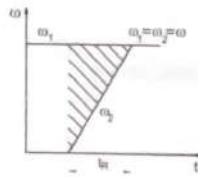
eşitliği bulunmuş olur.

Eşitlikte G -(daN) ağırlık, g -(m/s²) yerçekimi ivmesi, ω -(1/s) açısal hız, n -(d/d) kavramanın devir sayısı, t_s -(s) kavrama zamanı ve D -(m) silindirik kütlenin çapı olarak alınmıştır.

21.2.2.3. Kavramadaki Enerji Kaybı ve Isınma

Kavramanın devreye girip-çıkması esnasında sürtünme yüzeylerinde meydana gelen ısınma öncelikle bir enerji kaybına sebep olur. Bundan başka yüzeylerde aşınmaya, form değişikliğine, ısıl gerilmeler nedeniyle çatlamalara, korozyona ve yağın okside olmasına sebebiyet verebilir.

Devreye girme esnasında döndüren mildeki az bir hız düşüşünü göz önüne almadan kavrama zamanı yerine kayma zamanı alınabilir. Yani $t_s = t_k$ yazılabilir. Devreye girme süresince sarfedilen iş



Şekil 21.46

$$W_s = \int_0^{t_2} M_s d\theta_1 = M_s \int_0^{t_2} \frac{d\theta_1}{dt} dt$$

burada $(\theta_1) - t_2$ zamanı içinde katedilen açısal yol ise

$$\frac{d\theta_1}{dt} = \omega_1$$

olacaktır. O halde sarfedilen iş

$$W_s = M_s \omega_1 t_2$$

olur. Bu W_s işi, Şekil 21.46 da ω_1 doğrusu altında kalan ve t_2 aralığındaki alana eşittir.

W_s işi, döndüren milin hızlandırılmasına sarfedilmiştir. Döndüren mil $\omega_1 = 0$ dan $\omega_2 = \omega_1 = \omega$ açısal hızına yükseldiğinden bu ω_1 doğrusu altında kalan alan bize faydalı işi verecektir. t_2 zaman aralığında faydalı iş

$$\begin{aligned} W_f &= \int_0^{t_2} M_s d\theta_2 = M_s \int_0^{t_2} \frac{d\theta_2}{dt} dt \\ &= M_s \int_0^{t_2} \omega_2 dt \end{aligned}$$

olmaktadır. Döndürülen milin hızı herhangi bir t anında ω_2 iken t_2 zaman sonra ω açısal hızına ulaşacaktır. O halde

$$\frac{t_2}{\omega} = \frac{t}{\omega_1}$$

orantısı yazılabilir. Buradan

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{t}{t_2}$$

eşitliği yukarıdaki integralde yerine yazılırsa faydalı iş olarak

$$W_f = M_s \int_0^{t_2} \omega_1 \frac{t}{t_2} dt = \frac{1}{2} M_s \omega t_2$$

bulunur. Şekil 21.46'dan da görüldüğü gibi faydalı iş, sarfedilen işin yarısıdır. Çünkü $\omega_1 = \omega$ dir. Sürtünme sonucu ısı olarak açığa çıkan kayıp iş ise

$$W = W_s - W_f = \frac{1}{2} M_s \omega t_2$$

Kavrama saatte (z) defa devreye girerse meydana gelen sürtünme işi (kayıp iş)

$$W_s = M_s \frac{\omega}{2} t_2 z \quad (daNm/h)$$

Bu işin ısı değeri ($1 \text{ daNm} \cong 10 \text{ Joule}$) olduğuna göre)

$$Q_s = 10 W_s \quad (J/h)$$

olmaktadır. Çevreden soğuma yoluyla kavramadan dışarı atılan ısı

$$Q_s = A_s a_s (T_s - T_c) \quad (J/h)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada $A_s - (m^2)$ kavramanın soğuma yüzeyi alanı, $a_s - (J/m^2 \cdot C \cdot h)$ kavrama malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı, $T_s - (^{\circ}C)$ kavrama sıcaklığı ve $T_c - (^{\circ}C)$ ortam sıcaklığıdır. Kavramanın ısı bakımından dengede olabilmesi, yani çevreden soğuma ile kavramanın ısı dengesinin var olabilmesi için

$$Q_s = Q_c$$

olmalıdır. Ayrıca kavramanın sürtünme yüzeyinde oluşan ısı için

$$\frac{M_s \omega}{A} = p \cdot \mu \cdot v \quad \left(\frac{daN \cdot m/s}{cm^2} \right)$$

bağıntısının sonucu $(10 \div 30)$ arasında ise kavrama ısı yönünden dengededir denir, yani kavrama kendi kendini soğutmaktadır. Burada $A - (cm^2)$ kavramanın sürtünme yüzeyi alanı, $p - (daN/cm^2)$ kavrama yüzey basıncı, $M_s - (daNm)$ kavramada sürtünme yoluyla taşınan moment (sınır durumunda $M_s = M_t$ dir), $\omega - (1/s)$ açısal hız, μ - sürtünme katsayısı ve $v - (m/s)$ kavramanın çevre hızıdır.

Eğer dışarıdan kavramayı zorunlu olarak soğutmak (ek soğutma) gerekiyorsa, hava ile soğutmada, Niemann'a göre

$$\alpha_s = 4,5 + 6,4 \sqrt{v_s} \quad (J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$$

alınmalıdır Burada $v_s - (m/s)$ hava hızıdır.

21.2.2.4. Sürtünme Katsayısı ve Kavrama Malzemeleri

Sürtünmeli kavramaların yük taşımasında ve devreye girme stabilitesinde en büyük etken şüphesiz sürtünme katsayısıdır. Genel olarak bir kayma yüzeyi çiftinde sürtünme katsayısı; hızı (v), basınca (p), sıcaklığa (T) ve yağlama durumuna bağlı olarak değişir. Kuru sürtünme durumunda pratik sınırlardaki hız ve basınçlarda (sıcaklık sabit ise) sürtünme katsayısı değişmiyor varsayımı yapılabilir. Örneğin metal yüzey çiftlerinde (çelik/çelik, dökme demir/dökme demir, çelik/bronze çiftleri gibi) kuru sürtünmede belirli sıcaklık sınırına kadar sürtünme katsayısı sabit kalır. Ancak bu tür yüzey çiftlerinde genellikle yağlama yapılır. Bu durumda sürtünme katsayısı, bilhassa hız ve basınçla, büyük değişim gösterebilir. Genel olarak sürtünme katsayısı; hızla azalır, basınçla bir miktar artar. Ancak yüzeyler arasında tam bir sıvı filmi oluşmuşsa, sürtünme katsayısı basınçla da azalma kaydedebilir. Buna karşılık plastik esaslı sentetik sürtünme malzemelerinde sürtünme katsayısı, özellikle kuru sürtünme durumunda, kayma hızı ile bazen artma veya sabit kalma eğilimindedir. Sıcaklık etkisinde bu malzemelerdeki sürtünme katsayısı düşüşü, metal malzemelere nazaran daha fazladır.

Kavramalarda kullanılan ve sürtünme malzemeleri olarak bilinen malzemelerden beklenen özellikler:

1. Yüksek ve düzgün bir sürtünme katsayısına sahip olması,
2. Aşınmaya karşı dayanıklı olması,
3. Yüksek sıcaklıklarda özelliklerini yitirmemesi,
4. Yağ ve benzeri maddelerden etkilenmemesi,

olarak sıralanabilir. Kavramalarda sürtünme yüzeyi malzemesi olarak metal ve metal olmayan malzemeler kullanılır. Çeşitli kavrama malzemeleri ve özellikleri Cetvel 21.1'de verilmiştir.

Yağlı çalışan kavramalarda çelik/çelik ve çelik/sinter bronz çiftlerinde, yüzeylere açılan kanalların şekilleri sürtünmede önemli rol oynar. Çünkü yağ banyosu içinde çalışan bir kavramada yağ tabakasındaki bir kopma sürtünme momentinin aniden artmasına ve hızda ani değişikliklere sebep olur. Bunu önlemek için metal yüzeylere, genişliği 0,63 ile 1,53 mm ve derinliği 0,2 ile 1 mm olan, radyal, eğik, eğik çarpaz ve spiral kanallar açılır. Bu kanallardan spiral tipte olan en uygun çalışmayı temin eder.



Ayrıca ısıl genişlemenin etkilerini önlemek amacıyla, özellikle sinterlenmiş metal yüzeylere, 4 mm'ye varan yarıklar açılarak lamellerde şekil değişikliği (çarpılma ve burkulmalar gibi) olmamasına dikkat edilmelidir.

a. Metal Yüzey Malzemeleri:

Bu malzeme çifti genellikle yağlı olarak çalışır. Yağlanmış yüzeylerdeki düşük sürtünme katsayısının etkisi emniyetli yüksek yüzey basınçları ile karşılanmaktadır. Küçük hız ve yüklerde ve çok fazla olmayan devreye girme sayılarında dökme demir/dökme demir; büyük yük ve hızlarda ve özellikle çok sürtünme yüzeyli lamelli kavramalarda çelik/çelik malzeme çiftlerinin kullanılması uygundur. Lameller sertleştirilmiş, taşlanmış ve çoğu kez parlatılmıştır. Sertlikleri 46 - 52 HRC arasındadır.

Son zamanlarda kullanılan diğer bir malzeme çifti çelik/sinter bronzudur. Çoğunlukla bronz malzeme, çelik lamellerden biri üzerine sinterlenmiştir. Kuru olarak da çalışabilirler. Kısa süreli çalışmalarda 500°C sıcaklık sınırına ulaşabilir. Metal yüzey malzemeleri için düşük yüzey basınçları uygundur. Yağlı ve kuru çalışma durumuna göre bu malzemelerin sürtünme katsayıları 0,03 ile 0,4 arasında değişir.

b. Metal Olmayan Yüzey Malzemeleri:

Bu malzemeler ekseriya kuru olarak çalışırlar. Özel durumlarda hafif yağlama yapılabilir. Bunların en geniş uygulama alanını dokunmuş veya preslenmiş sentetik esaslı yüzey malzemeleri teşkil eder. Bunlar metal malzemeler üzerine perçinleme veya yapıştırma yoluyla bağlanırlar.

Cetvel 21.1 Sürtünme çifti malzemeleri ve özellikleri

Sürtünme malzemesi çifti	μ		T (°C) En büyük sıcaklık	p _{max} (daN/cm ²) Emniyetli yüzey basıncı
	Kuru	Yağlı		
Dök.De./Çelik	0,15 - 0,25	0,03 - 0,06	260	8 - 14
Dök.De./Dök.De.	0,15 - 0,25	0,02 - 0,1	300	15 - 20
Sert.Çel./Sert.Çel.	-	0,05	260	5 - 20
Sinter Bz./Dök.De. veya Çelik	0,1 - 0,4	0,05 - 0,1	500	5 - 20
Sinter Bz./Krom kaplanmış sert. Çel.	0,1 - 0,3	0,05 - 0,1	500	20
Dök.Bz./Dök.Demir veya Çelik	-	0,05	148	0,5 - 0,8
Had.Fosfor Bz./Dök.De. veya Çelik	-	0,03	260	10
Vulkanize Fiber/Dök.De. veya Çelik	0,3 - 0,5	-	90	0,7 - 0,3
Karbon Grafit/Dök.De. veya Çelik	0,25	0,05 - 0,1	370	20
Fenolik plastik/Dök.De. veya Çelik	0,25	0,10 - 0,15	148	7
Kösele/Dök.Demir veya Çelik	0,3 - 0,6	0,12 - 0,15	100	0,7 - 0,3
Odun/Dök.Demir veya Çelik	0,2 - 0,35	0,16	150	4 - 6
Mantar /Dökme De. veya Çelik	0,3 - 0,5	0,15 - 0,25	93	0,5 - 0,9

Metali olmayan yüzey malzemelerinde 0,2 ile 0,6 arasında bir sürtünme değerine ulaşmakta ancak yağlı çalışan türlerindeki sürtünme katsayısı 0,05 ile 0,16 arasında değişmektedir. Bu kavrama malzemelerinde düşük yük ve düşük sıcaklık sınırları uygulanmalıdır.

21.2.2.5. Kavramaları Devreye Alma Sistemleri

Kavramanın sürtünme yüzeylerinde istenilen yüzey basıncını oluşturmak için gereken basma kuvveti ya mekanik manivela sistemleri veya servo sistemler yardımıyla elde edilir. Eğer devreye girme zamanları çok kısa veya basma kuvveti çok büyükse servo sistemler zorunlu olmaktadır. Örneğin bir kopya frezesi tezgahının kavramalarının saniyede 10-20 defa devreye girmesi gerektiğinde, devreye girme kuvveti elektromanyetik olarak oluşturulmalıdır. Buna benzer diğer durumlarda da pnömatik veya hidrolik servo tertibatlarından yararlanılabilir. El ile kavramanın iç sistemi manivela, dış devreye sokma sistemi ise pnömatik veya

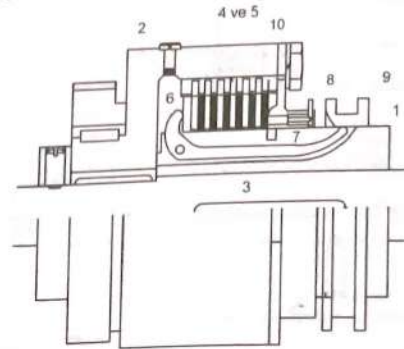
hidrolik olabilmektedir. Bunlara ait değişik örnekler, çok kullanılan kavrama tasarımları ile birlikte, aşağıda verilmiştir.

a) Mekanik Kumandalı Kavramalar

a.1) Lamelli Kavrama:

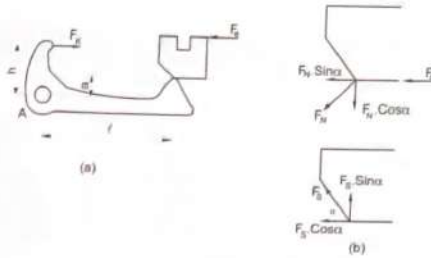
Çok kullanılan bir kavrama türüdür. İç devreye sokma mekanizması bir manivela olan tasarım tipi Şekil 21.47'deki gibidir. Bir manşon (9) yardımı ile aşağı bastırılan manivela (3) baskı plağına (6) etkiyerek lamel paketine (4-dış lamel, 5-iç lamel) gerekli basma kuvvetini vermektedir. Manşon, bir dış devreye sokma sistemi ile hareket edebilmektedir. İç lameller sağ taraftaki mile sabitlenmiş flenş (1) ve dış lameller ise sol taraftaki mile sabitlenmiş flenş (2) üzerindeki yuvalarında eksenal olarak hareket edebilmektedir. Lameller çelik/çelik, çelik/bronze veya çelik/kösele gibi malzeme çiftlerinden oluşabilir. İlk ikisi yağlı çalışır. Lameller arasına yaylı ara halkalar (10) konularak basma kuvveti kalktığında lamellerin çabuk bir şekilde birbirinden ayrılmasını sağlar. Başlangıç ve aşınma durumundaki ayarları, ayar somunu (8) ve ara yerdeki bir pim (7) yardımıyla yapılır. Baskı plağına simetrik yük uygulayabilmek amacıyla 3 veya 4 adet devreye sokma manivelası kullanılır. Çözölmüş durumda lameller arasında 0,1 - 0,2 mm boşluk bulunmalıdır.

Lamelli kavramaların en tipik uygulama yerlerinden biri taşıt araçlarının dedriyaj sistemleridir. Kavramada bir sürtünme yüzeyi vardır. Kavramayı devamlı devrede tutmak için çevrede 6 - 8 adet helisel baskı yayı vardır.



Şekil 21.47 Mekanik kumandalı lamelli kavrama

Lamelli kavramanın devreye alınmasında uygulanacak eksenel itme kuvveti F_x , manşon (9) ile manivela (3) arasında oluşan normal kuvvetin yatay bileşeni ve sürtünme kuvvetinin teğetsel bileşeninin toplamı kadar olmalıdır. Şekil 21.48b'ye göre



Şekil 21.48

$$F_x = F_n \sin \alpha + F_t \cos \alpha$$

olmaktadır. Burada $F_t = \mu F_n$ olduğuna göre

$$F_x = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

yazılır. Diğer taraftan Şekil 21.48a ve b' den

$$M_x = h F_x = (F_n \cos \alpha - \mu F_n \sin \alpha) l - F_x \delta$$

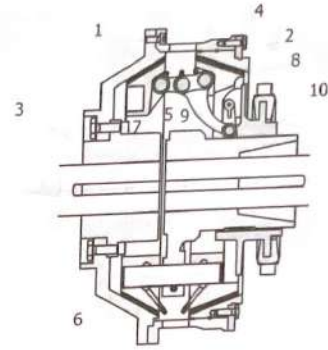
yazılabileceği görülür. Böylece lamellere uygulanan kapama kuvveti

$$F_x = \frac{F_n [(\cos \alpha - \mu \sin \alpha) l - (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \delta]}{h}$$

olur.

a.2) Konik Sürtünme Yüzeyli Kavrama:

Temas yüzeyleri koni şeklindedir. İki konik sürtünme yüzeyine sahip bir kavrama tipi Şekil 21.49' da görülmektedir. Eksenel yönde kayabilen bir bileziğin (10) dış manivela sistemi ile ileri sürülmesi halinde iç manivelalar (9), dış kısmı konik olan



Şekil 21.49 Çift konik kavrama

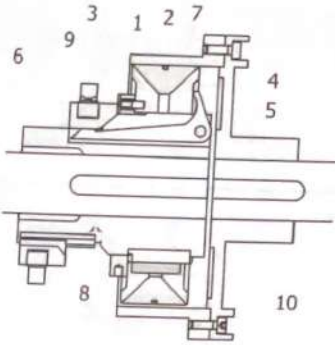
kavrama disklerini (7,8) iç kısımları konik olan kavrama gövdelerine (1,2) eksenel yönde bastırır. Kilitlenebilen mekanizma kilitlenme noktasından geçerken teorik olarak sonsuza giden kuvvet artışı meydana getirdiğinden bir makas mekanizması gibi çalışır.

Bu kavramalar daha çok ağır iş makinelerinde, gemilerin tornistan (geri manevra) mekanizmalarında ve kaldırma makinelerinde uygulanmaktadır.

a.3) Conax Kavraması:

Çok kullanılan bir konik kavrama tipi de Conax kavramasıdır (Şekil 21.50). Dış devreye sokma mekanizması ile sağa kaydırılan bilezik (6) ile iç manivelalar (5) soldaki konik diske (4) bastırılır. İki konik disk (3,4) arasındaki çift konik sürtünme elemanı (1) radyal yönde hareket ederek kavrama gövdesinin (7) silindirik iç yüzüne bastırılır. Konik diskler üzerindeki sürtünme elemanları tek parça olmayıp genellikle 4 parçadan oluşur. Sektörler şeklinde olan bu elemanlar, çevreye yerleştirilen bir yay (2) aracılığıyla çevrenir. Böylece sıkma kuvveti ortadan kalkınca sürtünme elemanlarının gövdeden ayrılması temin edilmiş olur. Sürtünme elemanları elastik olursa, kavrama elastik kavrama özelliğine sahip olur.

Bu kavramada da kilitlenme özelliği vardır. Zaman içinde oluşan aşınma boşlukları bir somun (8) yardımıyla alınabilmektedir.

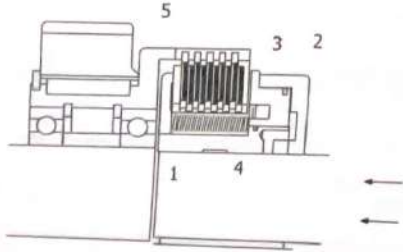


Şekil 21.50 Conax kavraması

b) Servo Kumandalı Kavramalar

b.1) Basınçlı Yağ İle Devreye Giren Kavrama:

Bu tip kavramalar; ağır takım tezgahlarının, ekskavatör gibi ağır iş makinelerinin ve gemi tornistan mekanizmalarının kumanda kavramaları olarak geniş ölçüde uygulanmaktadır. Otomatik devrelerde de kullanılabilir. Sıvı devresinde reçineleşmeyen ve viskozitesi sıcaklıkla çok az değişen ince bir yağ kullanılır. 6+8 daN/cm² olan çalışma basıncı bir diğli yağ pompası ile temin edilir.



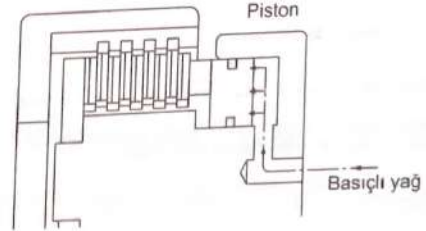
Şekil 21.51 Basınçlı yağ ile devreye giren lamelli kavrama

Şekil 21.51'deki kavramada lameller, pistonun (3) sağ tarafına verilen basınçlı yağ ile sıkıştırılır. Çözme işi için pistonun sol yüzeyine basınçlı yağ verilmelidir. Ayrıca sisteme yerleştirilmiş olan 4+6 adet helisel yay (4) bu işi kolaylaştırır. Şekilde sağ kavrama flenşi (1), gömlek (silindir) (2) ve baskı gövdesi (veya karşı kavrama flenşi) (5) no ile gösterilmiştir.

Basınçlı yağ ile devreye giren bir kavramanın devreye girme prensibini Şekil 21.52 açıkça göstermektedir.

b.2) Pnömatik Kumandalı Kavrama:

Yumuşak olarak devreye girmesi istenen bazı kavramalarda servo devresi olarak basınçlı hava sistemi de kullanılmaktadır. İş makinasında basınçlı hava devresi varsa (örneğin fren donanımı gibi) aynı devreden kavrama için de yararlanılabilir. Bu nedenle bazı ekskavatörlerde ve iş makinelerinde basınçlı hava ile devreye giren kavramalar kullanılır. Çalışma basınçları 6+8 daN/cm² arasındadır.

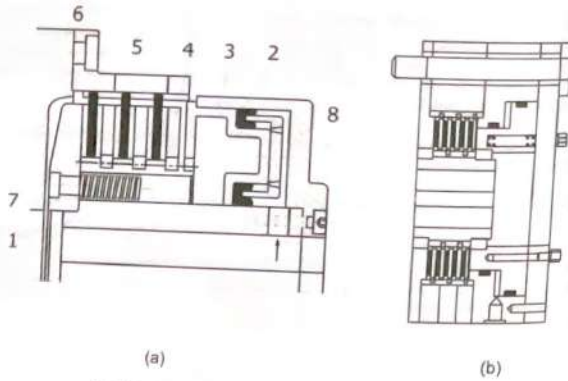


Şekil 21.52

Şekil 21.53'de Ortlinghaus firmasının geliştirdiği pnömatik lamelli kavramalardan iki örnek görülmektedir. Şekil 21.53a'da kavrama pistonunun (3) sağ tarafına basınçlı hava verince, piston ile birlikte baskı plağı (4) sola doğru aksel bir hareket yapar ve böylece kavramanın devreye girmesi temin edilir. Sağ taraftaki silindir gövdesi (8) ile pistonun yan yüzeylerinde kaçak olmaması için sızdırmazlık elemanı (2) kullanılmalıdır. Dış lameller (5) sürtünme malzemesi (örneğin kösele) kaplanmış plaklar şeklindedir. Kavramanın çözülmesinde sistemde bulunan helisel yaylar (7) yardımcı olur. Şekilde (6) nolu parça, kavramanın sol gövdesidir.

b.3) Elektromanyetik Devreye Sokma Tertibatlı Kavramalar:

Halen servo sistemli kavramaların en çok kullanılan tipini teşkil eder. Bu kavramalar çok çabuk devreye girme özelliğine sahiptir. Ayrıca boyutları oldukça küçük olduğundan otomatik kontrol sistemlerinde, modern takım tezgahlarında ve



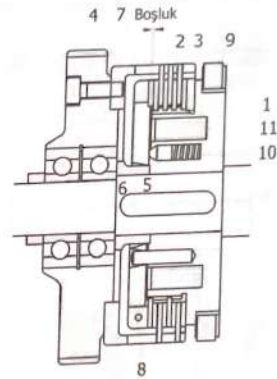
Şekil 21.53 Ortlinghaus pnömomatik lamelli kavraması

özellikle nümerik kontrollü tezgahlarda geniş ölçüde kullanılmaktadır.

b.3.1) Lamelleri Elektromanyetik Devre İçinde Olmayan, Ancak Elektromıknatısı Beraber Dönen Kavramalar:

Elektromanyetik kavramalar içinde en çabuk devreye giren kavrama olması en önemli özelliğidir (Şekil 21.54). Döndüren mile bağlı gövdenin (1) içinde bir bobin (11) vardır. Bu bobine bir bilezik (9) üzerinden sürekli akım (doğru akım) verilmektedir. Elektrik akımı etkisinde gövdenin (1) serbest uçları kuvvetli mıknatıs kutupları haline gelerek karşısında bulunan diski (5) çeker ve lamellere (2,3) gereken basma kuvvetini temin eder. İç lameller (2) bir gövdeye (1), dış lameller (3) ise diğer bir gövde (4) aracılığıyla döndürülen sisteme (şekilde dişli çark) bağlanmıştır. Kavramanın devreden çıkması durumunda kalıcı mıknatıs etkisiyle diskin (5) kutuplardan ayrılmasını temin etmek için ara yerde bir hava boşluğu olmalıdır. Ayrıca kavrama devreden çıkarılınca, disk (5), yaylar (10) tarafından itilerek irtibat kesilir. Lame yüzeylerindeki aşınma sonucu küçülecek hava boşluğu bir vidalı bilezik (7) ile ayarlanabilmektedir.

Bu kavramaların en önemli sakıncası elektromıknatısın sistemle beraber dönmesi sonucu kütleli momentlerin artmasıdır. Ayrıca akımın fırçalar ve bilezikler yardımıyla, yani sürtünen kontaklar üzerinden sisteme verilmesi zorunluluğu olduğundan kömür fırçalarda 2 volt kadar bir gerilim düşmesi olmaktadır. Sisteme uygulanan en yüksek gerilim 12 ile 24 voltur. Daha yüksek gerilim uygulamaları, hayatı tehlikeye yaratabileceğinden, özel önlemler alınarak yapılmaktadır.



Şekil 21.54

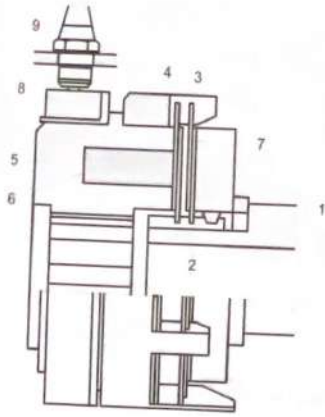
b.3.2) Lamelleri Elektromanyetik Devre İçinde Olan Ve Elektromıknatısı Beraber Dönen Kavramalar:

Bu tip kavramalarda, bobinin (6) meydana getirdiği elektromanyetik alan (5) etkisi ile karşı disk (7) çekilmekte ve lameller (2,3) birbirine bastırılmaktadır (Şekil 21.55). Lameller manyetik devre içinde olduğundan çelik maldemeden yapılmış olmaları gerekir. Yani kavramada sinter bronz veya plastik, kösele vb. kaplanmış lameller kullanılmaz. Bu tip kavramalarda aşınmadan dolayı herhangi bir ayara ihtiyaç yoktur. Kavramanın devreye girmesi, bir evvelkine nazaran daha yavaş ve yumuşak olmakla beraber daha büyük elektromıknatıs ihtiyacı duyulmaktadır.

b.3.3) Elektromıknatısı Beraber Dönmeyen (Fırçasız Ve Bileziksiz) Kavramalar:

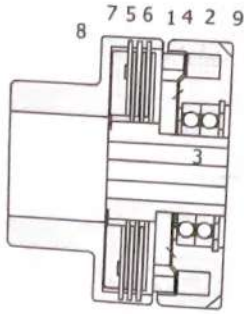
Bu kavramaların en büyük özelliği, fırçalara (kayar kontaklara) ve bileziklere ihtiyaç göstermemesidir. Bu nedenle gerilim kayıpları daha az ve kütleli momentleri daha küçüktür. Ancak kavramanın toplamı daha büyük bir yapı ve ayrıca pahalı bir tasarım ve şekillendime gerektirmektedir. Bu tip kavramaların da lamelleri elektromanyetik devre içinde ve dışında olanları vardır.

Şekil 21.56'da Ortlinghaus firmasının geliştirdiği bir elektromanyetik kumandalı lamelli kavrama görülmektedir. Yuvarlanmalı yatak ile yataklanmış dönmeyen bir gövde (1) içinde bulunan bobine (2) elektrik akımı verilince, meydana gelen



Şekil 21.55

manyetik alan etkisi ile lamellerin dayandığı disk (7) çekilmekte ve lameller ara diske (4) dayanarak bastırılmaktadır.



Şekil 21.56

Ara disk (4) bir burç (3) üzerine sıkı geçme bağlanmış olup bu burç da mîle kamalanmıştır.

21.2.3. ÇÖZÜLEBİLEN ÖZEL KAVRAMALAR

Mil sistemlerinin bağlanması çeşitli problemler ortaya çıkar. Genellikle döndüren ve döndürülen millerin ait oldukları makinaların moment-hız karakteristikleri birbirine uymaz. Örnek olarak bir diesel motorundan hareket alan sabit direnç momentli bir iş makinasını (örneğin bir betoniyeri) göz önüne alalım. Diesel motoru yük altında devreye giremez. Dönme sayısı belli bir değere çıktıktan sonra yük taşıyabilir. Rölanti devrinin altına düşecek şekilde aşırı yüklenirse stop eder. Bu nedenle kuvvet ve iş makineleri arasında konulacak kavramalar bu farklı karakteristikleri karşılayabilmeli ve her şart altında ilk hareketi alarak beraber çalışmalarını temin etmelidir. Bu tip kavramalara "ilk hareket kavramaları" adı verilir.

Bazı durumlarda ise iki makina arasında bağlanan kavramanın bir moment veya hız sigortası görevini yapması istenir. Örnek olarak bir elektrik motoru ile çalıştırılan bir iplik bükme tezgahını göz önüne alalım. İş makinasındaki direnç momentinin belirli bir değerin üstüne çıkması, makina için önemli bir arızanın işaretidir. Bu şart altında motorun makina döndürmeye devam etmesi daha büyük arızaların ortaya çıkmasına neden olabilir. Böyle durumlarda kavramanın otomatik olarak iki sistem arasındaki bağı kesmesi istenir. Bu tip kavramalara da "emniyet kavramaları" adı verilir.

Özel bir fonksiyonu olan diğer bir kavrama grubunu tek yönlü moment ileten kavramalar teşkil eder. Bu kavramalar döndüren döndürülene moment iletir, aksi yönde ise bağı keser.

21.2.3.1. İlk Hareket Kavramaları

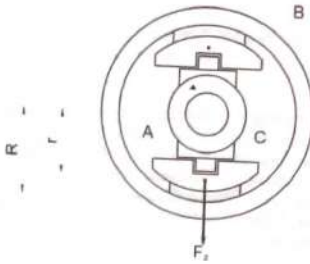
En çok kullanılan kuvvet makinelerinden kısa devre asenkron elektrik motorları ile benzin ve diesel motorlarının ilk hareket esnasında belirli devir sayısına kadar yüksüz devreye girmesi ve daha sonra yük almaları gerekmektedir. Motorun devir sayısı belirli bir değere ulaştıktan sonra motor ile iş makinası arasında irtibat sağlanır. Yani motor yüksüz olarak devreye girer. Makinalar arasında konacak kavramanın bu görevi yapabilmesi için yapısal olarak kayma yapabilen kuvvet bağlı bir kavrama olması gerekir. Ayrıca kavrama momentinin hızla bağlı olarak artması da şarttır. Bu şartları gerçekleyebilecek bazı kavrama tipleri aşağıda verilmiştir.

Kuvvet bağlı kavramaların devreye girmesi kısmında anlatıldığı üzere (Bak. Böl. 21.2.2.2), ilk hareket anında motorun verdiği moment, ivmelenme momenti ve iş makinasının momentini karşılamalıdır. Hız istenilen değere ulaşıncaya kütleli momentler sıfır olur. Bu durumdan itibaren motorun verdiği momentin sadece iş makinasını çalıştırmak için yeterli olması gerekir. Pahalı ve büyük yapıdaki motor

yerine, kütleli momentler göz önüne alınmaksızın, sadece iş makinası momentine göre motor seçimi yapılır. Durum böyle olunca da iki makina irtibatlandırılırken kavrama yüksüz (iş makinası momenti sıfır durumda) devreye sokulur.

a. Santrifüj Kavramalar:

Şekil 21.57'de santrifüj kavramanın yapısı ve temel elemanları şematik olarak görülmektedir. Döndüren mile (A) bağlı ağırlıklar (C) artan hızın karesi ile orantılı olarak büyüyen merkezkaç kuvvet etkisi ile üzerindeki sürtünme takozlarını



Şekil 21.57 Serbest ağırlıklı santrifüj kavrama

Tamburun (B) içine basmaktadır. Çok basit sistemlerde takozlar gövdedeki yuvaların içine serbest olarak oturtulmakta, daha karmaşık yapıdaki kavramalarda ise takozların geri çekilmelerini sağlamak amacıyla, yaylar bulunmaktadır. Dönme nedeniyle takozda

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{v^2}{r}$$

merkezkaç kuvveti meydana gelir. Burada m - takozun kütlesi, r - ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığı, ω - döndüren milin açısal hızı ve v - takozun ağırlık merkezindeki çizgisel hızıdır. Serbest takozlarda F_c kuvveti normal kuvvet olacağından, sürtünme momenti

$$M_s = i \cdot \mu \cdot F_c \cdot R = i \cdot \mu \cdot m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot R$$

olarak yazılır. Burada i - takoz sayısı ve R - tamburun yarıçapıdır. Görüldüğü gibi sürtünme momenti açısal hızın karesi ile artmaktadır. Belirli bir devir sayısından

sonra döndürülen kısım dönmeye başlar. Ancak $M_s \geq M_e$ olduğu takdirde kavrama devreye girmiş sayılır.

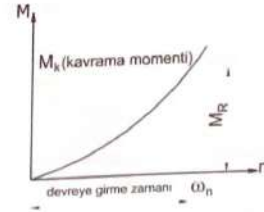
Takozların bir yay vasıtasıyla tespit edilmeleri halinde, F_s - yay kuvveti ise sürtünmeyi meydana getirecek normal kuvvet

$$F_n = F_s - F_c$$

olduğundan sürtünme momenti

$$M_s = i \cdot \mu \cdot (F_s - F_c) \cdot R$$

şeklinde yazılır.



Şekil 21.58 Santrifüj kavramanın devreye girmesi

Bu durumda döndüren milin açısal hızı $\omega_n = \pi \cdot n / 30$ ile ifade edilir ve $F_c = m \cdot r \cdot \omega_n^2$ olacağı anımsanırsa, yukarıdaki eşitlik

$$M_s = M_e = i \cdot \mu \cdot (m \cdot r \cdot \omega_n^2 - F_s) \cdot R$$

şeklini alır. Böylece kavrama tarafından iletilmesi istenen moment bilindiği takdirde kavramanın devreye girdiği andaki açısal hızı (ω_n) hesaplamak mümkündür.

Bir başka santrifüj kavramada, pabuçlar (4), bir ucundan mafsallı (7) olarak bağlanmış (Şekil 21.59). Merkezkaç kuvvetin etkisiyle üzerinde sürtünme kaplamaları (5) bulunan pabuçlar tamburun (3) iç yüzeyine dayanır. Bu esnada pabuçlar mafsallı etrafında küçük bir dönme hareketi yaparlar. Şekilde görülen ağırlıklar (4), döndüren mile (1) sıkı bağlı tablaya (2) pimlerle (7) oynak tespit

edilmiştir. F_r - yay kuvveti ile $F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$ merkezkaç kuvveti biliniyorsa, O mafsalsal noktasına göre moment yazılarak

$$F_r \cdot a = F_c \cdot b + F_s \cdot c$$

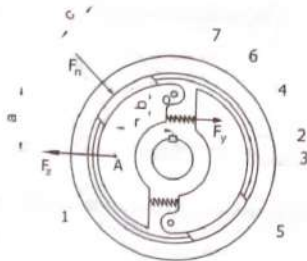
eşitliğinden normal kuvvet

$$F_s = \frac{F_r \cdot a - F_c \cdot b}{c}$$

bulunur ve sürtünme momenti

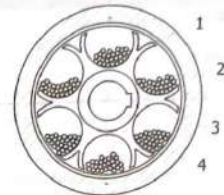
$$M_s = i \cdot \mu \cdot F_s \cdot R$$

olarak yazılır.



Şekil 21.59 Mafsalsal pabuçlu santrifüj kavrama

Değişik bir santrifüj kavramada ise, santrifüj ağırlıkları teşkil eden pabuçlar yerine küçük çelik bilyalar veya çelik kumu (çok ince çelik bilyalar) kullanılmaktadır. Şekil 21.60'da bir bilyalı santrifüj kavramanın prensip şeması görülmektedir. Kavrama, bir tambur (4) ve bunun içinde serbestçe dönebilen kanatlı çarktan (1) oluşmaktadır. Çark döndüren mile, tambur ise döndürülen mile sıkı bağlanmıştır. Tamburun iç yüzeyine çelik bir bilezik (3) yerleştirilmiştir. Tamburun içine doldurulan çelik bilyalar (2) yağlanmış olup bağlayıcı eleman vazifesini görürler.

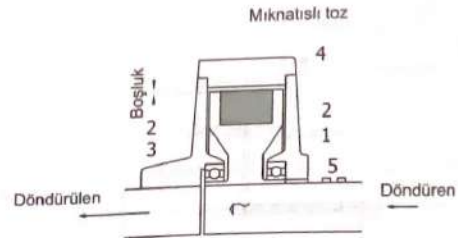


Şekil 21.60 Bilyalı santrifüj kavrama

b. Manyetik Kavramalar:

b.1. Manyetik Tozlu Kavrama:

Kavrama disklerinden biri (1) döndüren mile, diğeri (2) döndürülen mile sıkı bağlanmıştır (Şekil 21.61). (1) diskinin içinde bir bobin (3) vardır. Bu sebepten bu disk bir elektromıknatıs teşkil eder ve manyetik devre, (4) armatürü üzerinden kapanır. Elektromıknatıs ile armatür arasında 1-2 mm dolayında bir hava boşluğu vardır. Bu boşluk içinde sadece karbonil demir tozu veya bu tozun yağ içindeki karışımı bulunur. Bilezik (5) üzerinden bobine (3) doğru akım verildiğinde, manyetik alan etkisiyle karbonil demir tozları mıknatıslanarak katılaşır; yani rijit bir cisim haline gelir ve (1) ile (4) arasında demir tozlu köprüler kurar.



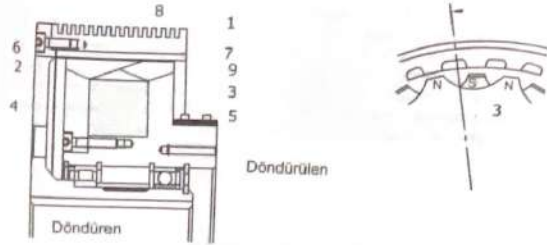
Şekil 21.61 Manyetik tozlu kavrama

Böylece kavramanın iki parçası birbirine bağlanır. Bu kavramada kavrama momenti (M_s), ikaz akımı şiddetiyle doğrusal (lineer) olarak artar. Moment kayma ve dönme sayısından bağımsızdır. Kavramanın başlıca sakıncası boyutlarının

büyük ve kendisinin pahalı oluşudur. Son yıllarda, özellikle asenkron motorlarda, artan bir şekilde kullanılmaktadır.

b.2. Endüksiyon Kavraması:

Kavrama, bir rotor ve bir statordan meydana gelir (Şekil 21.62). Kavramanın döndüren kısmına bağlanmış olan primer sargı (rotor-3) iç tarafta, sekonder sargı (stator-1) ise dış tarafta ve döndüren kısım üzerinde bulunmaktadır. Rotorun dışına (ve statorun içine) belirli sayıda (genellikle 24) kutuplar (6) yerleştirilmiş olup bunların arasına, elektrik iletkenliği iyi olan çubuklar (7) (bakır ve alüminyum) konmuştur. Rotor ve statordaki kutup sayıları eşit olmalıdır. Kutuplar arasındaki çubuklar kendi aralarında bileziklerle kısa devre olarak bağlanmıştır. Kavrama hareketsizken, stator ve rotor kutupları birbirine nazaran açısal olarak kaydırılırsa manyetik alan değiştirilebilir. Böylece artan moment etkisi meydana gelir ki 24 kutuplu bir kavramada bu statik moment en büyük değeri takriben 6°'lik kaymada oluşur. Manyetik alanın değişmesi sonucu (7) çubuklarında bir akım endüklenir. Bu akım ikinci bir manyetik alan meydana getirir ki bu da (3) rotoru üzerinde



Şekil 21.62 Endüksiyon kavraması

bulunan (9) kutuplarını dönme yönünde döndüren bir moment doğurur. İkinci elektromanyetik alanın ve dolayısıyla momentin büyüklüğü ikaz akımına ve kutupların birbirine nazaran kayma miktarına bağlıdır. Kayma değeri ayarlanarak istenilen moment değeri elde edilebilir. Şekil 21.62'de döndürülen taraftaki disk (2), doğru akım verilen bobin (4), akım verme bileziği (5) ve soğutma kanatçıkları (8) no ile işaretlenmiştir.

Endüksiyon kavramaları pahalı olmakla beraber, ilk hareket, ayar ve senkronizasyon kavramaları olarak büyük güçlere kadar uygulanabilir. Özellikle akım kesilmesinin ciddi sonuçlar vereceği santrallarda (örneğin hastanelerde, reaktörlerde ve sanayinin bazı kollarında) çok kullanışlıdır. Şebekede akım kesilince bir röle, mevcut bataryadan aldığı kuvvet akımı ile dizel motorunun ilk

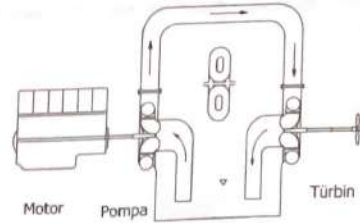
hareket mekanizmasını faaliyete geçirir ve endüksiyon kavraması devreyi bağlar. Bu zaman aralığında alternatör, volandaki enerji ile döndürülmeye devam eder. Sistemin tam güçte tekrar devreye girme zamanı 5 saniye kadardır.

c. Hidrolik Kavrama:

Bu kavramada enerji iletimi bir akışkan devresi yardımıyla olmaktadır. Döndüren milin mekanik enerjisi, bir pompa tarafından hidrolik enerjiye dönüştürülerek, döndüren mile bağlı olan bir türbine verilir (Şekil 21.63). Burada hidrolik enerji tekrar mekanik enerjiye dönüşerek döndürülen milin dönmesini temin eder. Pratikte pompa ile türbin aynı gövdede birleştirilmektedir (Şekil 21.64).

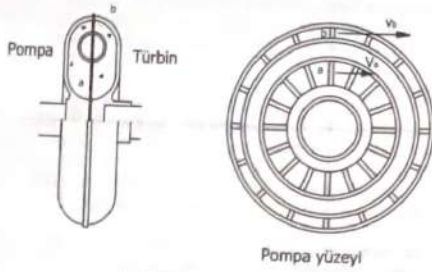
Pompa dönmeye başlayınca bunu dolduran akışkan (genellikle ince bir yağ) merkezkaç kuvvetin etkisiyle çevreye ve oradan da türbin kanatlarına fırlatılmaktadır. Akışkan çevresel hareketten başka radyal yönde de hareket eder. Böylece sıvı, pompadan aldığı enerjiyi türbine naklederek bunun dönmesini temin eder.

Akışkan a konumunda iken çevre hızı V_a , b konumuna ulaştığında ise bu hız V_b olur ve yarıçap farkından dolayı $V_b > V_a$ dir. Böylece a'dan b'ye akışta akışkan kütlesinin kazandığı kinetik enerji kavramanın temel prensibini oluşturur.



Şekil 21.63 Hidrolik kavramanın prensip şeması

Sistem içinde akışkan hareketinin oluşması için pompa ile türbinin devir sayıları farklı olmalıdır. Devir sayıları eşit olursa akışkanın hareketini sağlayan basınç etkisi karşılıklı olarak birbirini dengeleyeceğinden sistem dahilinde akışkan hareketi durur ve bunun sonucu olarak kavrama momenti sıfır olur. Moment iletiminin mümkün olması için döndüren ve döndürülen millerin arasında bir hız farkı olmalıdır. Genelde döndürülen milin (türbin mili) hızı döndüren milin (pompa mili) hızından daha küçük olmalıdır. Yani ikisi arasında bir kaymanın meydana gelmesi gerekmektedir.



Şekil 21.64 Hidrolik kavrama

Kısa devre bağlamanın sonucu olarak sistemin verimi

$$\eta = \frac{M_1 n_1}{M_2 n_2}$$

dir. Burada M_1 - döndüren milin momenti, M_2 - döndürülen milin momenti, n_1 - döndüren milin devir sayısı, n_2 - döndürülen milin devir sayısıdır. Ancak bir kavramada daima

$$M_1 = M_2$$

olacağından verim

$$\eta = \frac{n_1}{n_2} = (1 - S)$$

olur. Burada

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

ile gösterilen kayma miktarıdır ve % olarak belirtilir. Boyutlandırma işlemi; nominal gücü $S=0,02$ veya $S=0,03$ olacak şekilde yapılır. Böylece verim % 97 - % 98 gibi yüksek değerlerde olur.

Hidrolik kavramalar çok yumuşak devreye girerler. İçten yanmalı motorların ve asenkron elektrik motorlarının ağır yük altında devreye girmesinde soğutma kulesi

ve maden kuyusu gibi tesislerde kullanılan büyük vantilatörlerin ilk hareket kavraması olarak çok kullanılır.

21.2.3.2. Emniyet Kavramaları

Kullanılmakta olan emniyet kavramaları daha çok bir moment sınırlayıcı görevini yaparlar. Prensip olarak; daha evvel incelemiş olduğumuz sürtünmeli kavramalar, özellikle ilk hareket kavramalarının hemen hepsi emniyet kavraması görevini yapar. Kayma momenti kavrama momentini 1,2 - 1,5 (kayma momenti oranı) arasında aşarsa endüksiyon, hidrolik ve hatta manyetik tozlu kavramalar; 1,4 - 1,7 arasında aşarsa bazı santrifüj kavramalar bu iş için kullanılabilir.

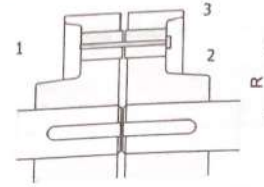
a. Pimli Emniyet Kavraması:

En basit emniyet kavramasıdır. Kavrama disklerini (1,2) birbirine bağlayan pimler (3) belirli bir üst momentte kesilecek şekilde boyutlandırılmıştır (Şekil 21.65). Pim sayısı Z , her pimin kesilme kesiti A ve malzemenin kesilme gerilmesi τ_s olarak tanımlanırsa kavrama ile iletebilecek sınır moment değeri

$$M_s = \tau_s \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot Z \cdot R$$

olur. Burada $\tau_s = 0,5 \sigma_s$ (en çok kullanılan pim malzemesi Fe 37 çeliğidir), d - pimin çapı ve R - pim merkez dairesi yarıçapıdır.

Bu kavramalarda en önemli husus, sınır momentli büyüklüğünün çok iyi tesbit edilmesidir. Özellikle titreşimli ve değişken zorlanmalarda sınır momentli belirlemek çok güç olmaktadır. Momentin çok küçük seçilmesi halinde işi aksatan sık kırılmalar olabileceği gibi büyük seçilmesi halinde ise sistemde bazı parçaların kırılmalarına yol açılabilir.



Şekil 21.65 Pimli emniyet kavraması

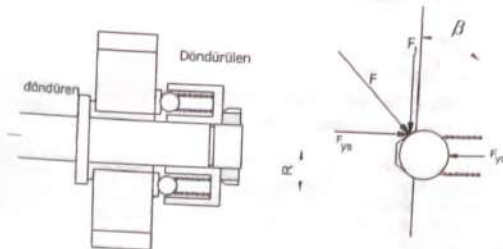
Arada bir darbe halinde gelen momentlere karşı kullanılan diğer bir emniyet kavraması Şekil 21.66'da görülmektedir. Bilyalı mandallı emniyet kavraması adı verilen bu kavramanın şeklinden de anlaşılacağı gibi, sınır durumdaki yay kuvveti F_p ile gösterilirse, kavramanın açılacağı sınır moment değeri

$$M_s = z F_p R \frac{\cos \beta + \mu \sin \beta}{\sin \beta + \mu \cos \beta}$$

olur. Yüzeyler arasındaki sürtünme göz ardı edilirse ($\mu = 0$) moment

$$M_s = z F_p R \frac{1}{\tan \beta}$$

şeklini alır. Bu kavrama, çok nadir olarak darbe momentleri gelen ve süresi çok kısa olan kayma durumları için uygundur. Daha çok takım tezgahlarında, el ile çalıştırılan bazı iş makinelerinde kullanılır.



Şekil 21.66 Bilyalı mandallı emniyet kavraması

b. Ayarlanabilen Sürtünmeli Kavramalar:

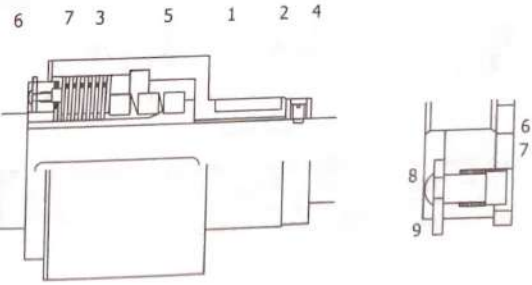
Bilindiği üzere sürtünmeli kavramaların ilettiği moment

$$M_s = \mu F_n z$$

şeklinde dir. Sürtünme momenti meydana getiren normal kuvvet sabit bir değerde (F_n) tutulabilirse, kavramanın ileteceği moment

$$M_s = \mu (F_n) z$$

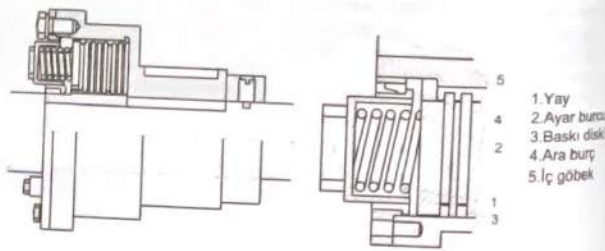
olur. Yani $M_s \geq M_n$ olması durumunda sürtünme yüzeyleri arasında bir kayma meydana gelir ve moment iletilmez. Bu prensibe göre tasarlanan bir lamelli kavrama Şekil 21.67'deki gibidir. Kavramada, basma kuvvetini meydana getiren kare kesitli büyük helisel yayın (5) stroku bir ayar somunu (6) ile ayarlanabilir. Çevredeki yayların tamamı bir tek somun ile ayarlandığından basma kuvveti çevre boyunca eşittir.



Şekil 21.67

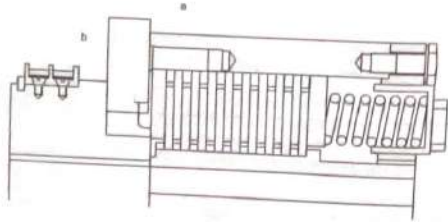
Daha büyük sınır momentlerin taşınması için Şekil 21.68'deki lamelli kavrama tasarımı uygundur. Kavrama çevresinde 8+12 veya daha fazla helisel yay vardır ve bu yayların hepsi ayrı ayrı ayarlanmaktadır. Önemli olan husus, her yayın (1) ve bu yayların hepsi ayrı ayrı ayarlanmaktadır. Özel çelik saclardan yapılmış olan ayar burcu (2) ile eşit olarak ayarlanmıştır. Uzun kayma süreleri lameller sertleştirilmiş ve taşlanmış olup hafif yağlı çalışırlar. Uzun kayma süreleri yüksek hızlar için uygun değildir. Uzun kayma zamanında bozulur. En geniş aşınmalar olacağından kavramanın ayarı kısa zamanda bozulur. En geniş uygulama alanı, içten yanmalı motorların ilk hareket motorları ile motor arasındaki bağlantıdır.

Bazı şartlarda emniyet kavramasının kayma zamanını kontrol etmek mümkün olmayabilir. Uzun kaymalarda kavramada büyük hasarlar meydana gelebilir. Bunu önlemek için, artan sıcaklıkla kavramayı geçici olarak veya tamamen devreden çıkaran sistemler geliştirilmiştir. Bu tip bir kavrama tasarımı Şekil 21.69'da görülmektedir.



Şekil 21.68

Şekildeki lamelli emniyet kavramasına bir termostat (a) bağlanmıştır. Sıcaklık, ayarlanan bir değerin üstüne çıkınca bilezikler (b) ve bunlara temas eden fırçalar üzerinde elektrik motoru stop ettirilir veya bir sinyal zili harekete geçirilir. Sistem durunca kayma da duracağından sıcaklık tekrar azalır.



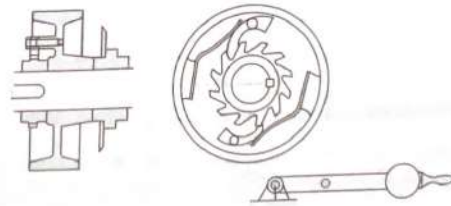
Şekil 21.69 Termostatlı lamelli emniyet kavraması

21.2.3.3. Tek Yönlü Moment İleten Kavramalar

Serbest dönme veya geçme kavramaları gibi isimler de alan bu kavramalar, bir dönme yönünde etkiyen otomatik bir kavrama tipidir. Döndüren ve döndürülen mil senkron çalışıyorsa veya döndürülen döndürene nazaran biraz geri kalıyorsa ($\omega_1 \geq \omega_2$) kavrama devrededir. Döndürülen döndüreenden daha hızlı dönerse yani döndüren durumuna geçerse ($\omega_1 < \omega_2$), kavrama; milleri derhal ayırır. Örneğin

bisikletlerin döndürülen arka tekerlek göbeğinde, iki kuvvet makinasını birbirine senkron bağlamakta, konveyörlerde geri kaymayı önlemekte olduğu gibi geniş bir uygulama alanı vardır.

Bu kavramaların prensibi, bir yönde kilitleme veya kamalanma esasına dayanır. Eksenel ve radyal yönde kilitlenen tipleri mevcuttur. Kilitleme şekil veya kuvvet bağlı olabilir. Şekil bağlı kilitleme tertibatına örnek olarak mandal mekanizmaları gösterilebilir (Şekil 21.70).



Şekil 21.70 Mandal mekanizması

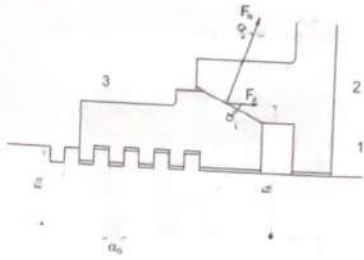
Ancak bunların devreye girmeleri vuruntulu ve kademeli olduğundan küçük hızlarda ve bazı özel durumlarda uygulanır (takım tezgahlarında kademeli paso verme veya bölme mekanizmalarında olduğu gibi). Kuvvet bağlı kilitleme esasına dayanan kavramalar çok daha geniş uygulama alanına sahiptir.

a. Eksenel Yönde Kilitlenen Tek Yönlü Kavramalar:

Böyle bir kavramaya alt kroki Şekil 21.71'deki gibidir. Döndüren mil (1) üzerinde sol vida açılmış olup buna vidalanan bir somun (3) mevcuttur. Somunun sağ ucu bir konik kavramanın iç konisini teşkil etmektedir. Döndürülen tarafta ise bir konik kavramanın dış konisi (2) vardır. İç ve dış koni bir yay yardımıyla birbirlerine hafif bastırılmıştır. Enerji, döndüreenden döndürülene, soldan bakıldığında göre, saat ibreleri yönünde bir dönme hareketine göre geçiyorsa; dış konide (2) bir direnç bastıracağıdır. Koni daha hızlı dönerse somun geriye çekileceğinden bağlantı bastıracağıdır. Koni daha hızlı dönerse somun geriye çekileceğinden bağlantı kesilecektir. Bunun kolaylıkla olması için koniler kilitlememeli, yani koni açısı

α , sürtünme açısı ρ , dan büyük olmalıdır. Pratikte $\alpha \approx 15^\circ$ ve $\frac{r_1}{r_2} \approx 1,5$ olarak

alınır.

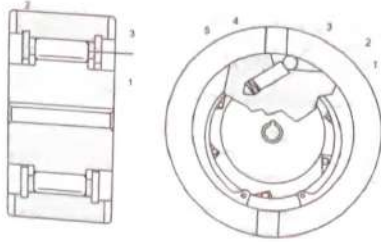


Şekil 21.71

b. Radyal Yönde Kilitlenen Tek Yönlü Kavramalar:

Bu kavramaların prensip bakımından iki türü vardır. Şekil 21.72'deki tasarımda, döndüren (1) ve döndürülen (2) gövdeler arasında bir hareket yönünde gittikçe daralan bir aralık meydana getirilmiştir. Ara yere bilya veya silindirler (3) konmuştur.

Daralan aralığın açısı, her durum için, sürtünme açısından küçük olmalıdır. Bilya veya silindirler bir yay ile daralan aralığa hafifçe bastırılır.



Şekil 21.72

Kavramanın güç sınırını, yüzeyler arasında meydana gelen Hertz gerilmeleri tayin eder. İki silindirin birbirine bir F kuvveti ile basması halinde en büyük Hertz basıncı

$$P_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{b \cdot R}}$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada

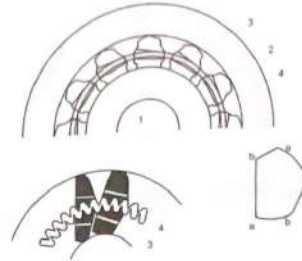
$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

eşdeğer eğrilik yarıçapı ve

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

eşdeğer elastiklik modülüdür. Eşitliklerdeki E_1 ve E_2 - silindir malzemelerinin elastiklik modüllerini, R_1 ve R_2 - silindirlerin yarıçaplarını ve b - silindirlerin genişliğini ifade etmektedir. Hertz basıncı değeri $P_{max} \approx 0,3 HHB$ olarak alınabilir. HB - malzemenin Brinell sertliğidir. Görüldüğü gibi yük taşımanın büyük olabilmesi için gerek yuvarlanma yollarının gerekse yuvarlanma elemanlarının yüksek sertlikte malzemelerden olması gerekmektedir. Bu maksatla, genellikle yuvarlanmalı yatak malzemeleri kullanılır.

Radyal yönde kilitlenen tek yönlü kavramaya ait diğer bir örnek Şekil 21.73'de verilmiştir. Bu tasarımda daralan bir aralık yoktur. Buna karşılık daire halkası şeklindeki aralığa sıkışma elemanları (3) konmuştur. Bu elemanlar helisel bir yay (4) yardımıyla yüzeye bastırılmaktadır. Bu sistemin çalışma prensibi basit olarak



Şekil 21.73

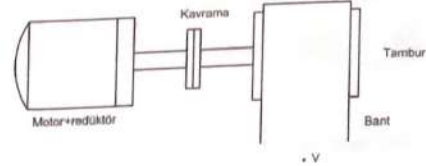
şöyledir. Elemanda (aa) uzunluğu (bb) uzunluğuna nazaran daha büyüktür. Bu büyüme küçük artışlar şeklindedir. Döndüren mil çalışma yönünde dönünce eleman aralık içinde sıkışmakta ve iki mili birbirine bağlamaktadır. Elemanları bağlayan helisel yay, aynı zamanda bunların hafif bir kuvvetle yüzeylere basmasını temin etmektedir. Bu kavrama tasarımı, bir evvelkinin daha basit olmakla beraber büyük yükler için daha elverişlidir.

22. KAVRAMA PROBLEMLERİ

Problem 22.1

Saatte 20 MN kömürü $0,5 \text{ m/s}$ hızla ileten bir bantlı konveyörün tamburunun dış çapı 700 mm , iç çapı 650 mm , uzunluğu 200 mm ve malzemesinin özgül ağırlığı $7,2 \text{ daN/dm}^3$ 'dür. Tambura hareket veren motor bir redüktörle akupile olup motor-redüktör ikilisine ait milin tambur miline bağlantısı flenşli bir kavrama ile yapılmıştır. Yük altında bantı hareket ettirmek için banttaki gerekli çekme kuvveti 1500 daN 'dur. Kullanılan motorun devir sayısı 710 d/d ve verimi $\eta = 70$ olarak alınabilecektir. Sistemin çalışmada rejim durumuna ulaşması 6 sn 'de ve yüksüz durumda gerçekleşiyorsa:

- İlk hareketi sağlamak için gerekli olan motor gücü (BG olarak) nedir?
- Kavrama momenti ne kadardır? Gerçek motor gücü ne olmalıdır?
- Mil malzemesi $C60$ ($r_{ms} = 2,5 \text{ daN/mm}^2$), kavramada kullanılan civataların malzemesi 6.8 kalitesinde olup (çalışma koşulları nedeniyle $\sigma_{ms} = 6 \text{ daN/mm}^2$ ve $\tau_{ms} = 1,5 \text{ daN/mm}^2$) civataların yerleştirildiği çap $D_c = 3 d_{ms}$ olarak verilmiştir. Bu koşullarda kavramada $M20$ civatalarından kaç adet kullanılması gerektiğini bulunuz.
- Civataların kesilmeye çalışmaması için ne kadarlık bir ön gerilme ile sıkılması gerektiğini hesaplayınız (Flenş yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı $0,15$).



Şekil 22.1

Cözüm 22.1

a) İlk harekette sadece atalet kuvvetleri yenilmelidir, yani sistem ivmelenme momenti etkisindedir. İvmelenme momenti

$$M_g = J_a \varepsilon$$

Burada kütle

$$m = \frac{G}{g} = \pi \cdot b \cdot (R^2 - r^2) \cdot \frac{\gamma}{g}$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,2}{9,81} (0,35^2 - 0,325^2) \cdot 7,2 \cdot 10^7 = 7,78 \text{ daNs}^2/m$$

kütle eylemsizlik momenti

$$J_x = m \cdot \frac{R^2 + r^2}{2} = 7,78 \cdot \frac{0,35^2 + 0,325^2}{2} = 0,887 \text{ daNms}^2$$

Açısal hız

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 710}{30} = 74,35 \text{ 1/s}$$

ve açısal ivme

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_s} = \frac{74,35}{6} = 12,39 \text{ 1/s}^2$$

olduğuna göre

$$M_x = 0,887 \cdot 12,39 = 11 \text{ daNm}$$

Böylece ivmelenme esnasında gerekli motor gücü

$$P_x = \frac{\pi \cdot M_x}{716,2 \eta_x} = \frac{710,11}{716,2 \cdot 0,7} = 15,6 \text{ BG}$$

otur

b) Tamburun devir sayısı

$$n_2 = \frac{60 \cdot v}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,7} = 13,64 \text{ d/d}$$

Banli çalıştırma gücü

$$P_2 = \frac{F \cdot v}{75 \eta_2} = \frac{1500 \cdot 0,5}{75 \cdot 0,7} = 14,28 \text{ BG}$$

Yük momenti

$$M_L = 716,2 \cdot \frac{P_L}{n_L} = 716,2 \cdot \frac{14,28}{13,64} = 750 \text{ daNm}$$

Böylece toplam kavrama momenti

$$M_x = M_s + M_L = 11 + 750 = 761 \text{ daNm}$$

ve toplam motor gücü

$$P_m = P_s + P_L = 15,6 + 14,28 \approx 30 \text{ BG}$$

olmaktadır.

c) Mil çapı

$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot M_x}{\pi \cdot \tau_m}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 761000}{\pi \cdot 2,5}} = 115,74 \text{ mm}$$

standart mil çapı olarak $d = 120 \text{ mm}$ alınabilir.

Cıvataların yerleştirildiği çap $D_2 = 3 \cdot 120 = 360 \text{ mm}$, bu çaptaki teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_x}{D_2} = \frac{2 \cdot 761000}{360} = 4228 \text{ daN}$$

Cıvatalar kesilme zorlanması etkisindedir. M20 cıvatası için kesilmeye çalışan kısımdaki çap en az 21 mm olmalıdır. O halde cıvatanın bu kesitindeki kesilme gerilmesi

$$\sigma_t = \frac{F_t}{n \cdot A} \leq \sigma_m$$

Böylece cıvata sayısı

$$n = \frac{4 \cdot 4228}{\pi \cdot (21)^2 \cdot 150} = 8,14 \text{ buradan } n = 10 \text{ adet alınır.}$$

d) Cıvataların kesilmeye çalışmaması için flanş yüzeyleri arasındaki sürtünme kuvveti teğetsel kuvvet daha büyük olmalıdır, yani

$$F_t = \mu \cdot F_m \cdot n > F_t$$

Buradan cıvatalara verilmesi gereken ön gerilme kuvveti

$$F_{\text{on}} = \frac{4228}{10.0,15} = 2818,7 \text{ daN}$$

veya bir başka şekilde

$$F_{\text{on}} = \frac{2M_s}{\mu D_s n} = \frac{2.76100}{0,15.36.10} = 2818,52 \text{ daN}$$

olmalıdır.

Problem 22.2

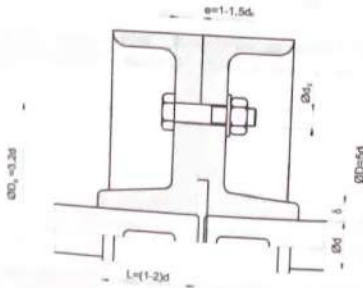
$k.P/n = 0,5$ olan bir flenşli kavramayı boyutlandırınız. Mil malzemesi Fe42 ($r_{\text{on}} = 1,25 \text{ daN/mm}^2$), flenş malzemesi DDL-25 ($p_{\text{on}} = 5,5 \text{ daN/mm}^2$), cıvata malzemesi 4.6 kalitesinde ($\sigma_{\text{on}} = 5 \text{ daN/mm}^2$ ve $r_{\text{on}} = 4 \text{ daN/mm}^2$), cıvata sayısı $z=8$ ve sürtünme katsayısı $\mu=0,25$ olarak verilmiştir.

Çözüm 22.2

a) Mil çapı hesabı

Kavrama momenti

$$M_s = k.M_s = 71620 \cdot \frac{P}{n} \cdot k = 71620.0,5 = 35810 \text{ daNcm}$$



Şekil 22.2

Buradan

$$d = \sqrt{\frac{16.M_s}{\pi.r_{\text{on}}}} = \sqrt{\frac{16.35810}{\pi.125}} = 11,34 \text{ cm}$$

Standart mil çapı $d = 115 \text{ mm}$ alınır.

b) Flenş göbek kalınlığı

$$\delta = 0,35.d + 10 (\text{mm}) = 0,35.115 + 10 = 50,25 \text{ mm}$$

Buradan $\delta = 50 \text{ mm}$ alınabilir.

c) Flenş göbek uzunluğu

$$L = (1+2).d = 1,5.115 = 172,5 \text{ mm}$$

Böylece $L = 175 \text{ mm}$ alınır.

d) Flenş çapı

$$D = 5.d = 5.115 = 575 \text{ mm}$$

e) Temas yüzeyi ortalama çapı (cıvataların yerleştirildiği çap)

$$D_s = 3,2.d = 3,2.115 = 368 \text{ mm}$$

Buradan $D_s = 370 \text{ mm}$ alınır.

f) Cıvata hesabı

Kavrama momenti eşitliğinden

$$M_s = z.\mu.F_{\text{on}}.\frac{D_s}{2}$$

cıvatalara verilen ön gerilme

$$F_{\text{on}} = \frac{2.M_s}{z.\mu.D_s} = \frac{2.35810}{8.0,25.37} = 968 \text{ daN}$$

Cıvatalar bu ön gerilme kuvveti etkisinde çekme zorlanmasına maruz kalmaktadır.

$$\sigma_c = \frac{F_m}{A_1} \leq \sigma_m$$

Buradan cıvatanın dış dibi kesiti

$$A_1 = \frac{F_m}{\sigma_m} = \frac{968}{500} = 1,936 \text{ cm}^2$$

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

Cıvataların kesilmeye göre kontrolü

Kesme kuvveti (teğetsel kuvvet)

$$F_t = \frac{2M_t}{D_s} = \frac{2 \cdot 35810}{37} = 1935,7 \text{ daN}$$

olduğuna göre kesme gerilmesi

$$\tau_t = \frac{F_t}{z \cdot A_1} \leq \tau_m$$

eşitliğinden cıvatanın kesilmeye çalışan kesiti

$$A_1 = \frac{F_t}{z \cdot \tau_m} = \frac{1935,7}{8 \cdot 400} = 0,605 \text{ cm}^2$$

Cıvatanın kesilme yerindeki çapı

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,605}{\pi}} = 0,8776 \text{ cm}$$

Görüldüğü gibi kesilme için emniyetli çap $d_s \approx 9 \text{ mm}$ olmakla beraber kullanılan M20 vidası için bu çap da en az $d = 20 \text{ mm}$ olmalıdır.

g) Flenşlerin eksenel kalınlıkları

$$e = 1,5 d_s = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ mm}$$

h) Flenşlerin ezilmeye göre kontrolü

$$p_m = \frac{F_t}{z \cdot d_s \cdot e} \leq p_m$$

$$p_m = \frac{1935,7}{8 \cdot 23} = 40,3 \text{ daN/cm}^2$$

Buna göre $p_m = 40,3 \text{ daN/cm}^2 < p_m = 550 \text{ daN/cm}^2$ olup uygundur.

i) Kama hesabı

$d = 115 \text{ mm}$ mil çapı için, yuvalı kama $b \times h = 32 \times 18 \text{ mm} \times \text{mm}$ ve $t_1 = 11,1 \text{ mm}$ değerleri okunur (Bak. Cilt I, Cetvel 15.3).

Mildeki teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \cdot 35810}{115} = 6228 \text{ daN}$$

Kamanın kesilmesine göre uzunluğu:

Kama malzemesi olarak Fe

60 seçilirse $\tau_m = 300 \text{ daN/cm}^2$

alınabilir. Böylece kama uzunluğu

$$\ell \geq \frac{F_t}{b \cdot \tau_m} = \frac{6228}{3 \cdot 300} = 6,5 \text{ cm}$$

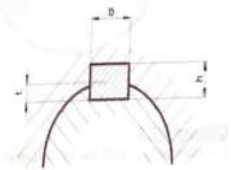
Flenş göbeğinin ezilmesine göre kama uzunluğu:

$$\ell \geq \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot p_m} = \frac{6228}{(1,8 - 1,1) \cdot 550} = 16,41 \text{ cm}$$

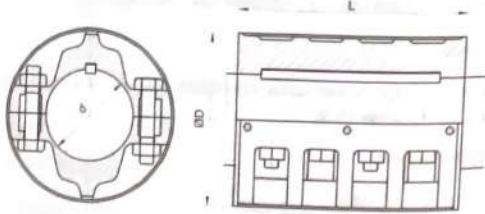
Böylece kama uzunluğu olarak $\ell = 165 \text{ mm}$ seçilmesi uygundur. Çünkü flenş göbek uzunluğu $L = 175 \text{ mm} > \ell = 165 \text{ mm}$ olmalıdır.

Problem 22.3

İki milin bağlantısı, 4.6 kalitesinde 8 adet cıvata kullanılarak, toplam uzunluğu 160 mm olan bir zarflı kavrama ile yapılmıştır. Cıvatalara uygulanan ön gerilme kuvveti 1250 daN olup çapı 50 mm olan milin dönme sayısı 1000 d/d'dir. Mil ile kavrama zarfı ve vida ile somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0,15$ alınabileceğine göre;



- Mil ile kavrama zarfı arasındaki ortalama basınç ne kadardır? (Yüzeyler arasında düzgün bir basınç yayılımı olduğu kabul edilecektir).
- Kavramanın 1,5 misli emniyetle iletebileceği güç ne kadardır?
- Cıvataları seçiniz.
- Gereken ön gerilmeyi temin için somuna uygulanması gereken moment ne olmalıdır?



Şekil 22.3

Cözüm 22.3

- a) Kavrama zarfı ile mil yüzeyi arasındaki normal kuvvet

$$z.F_m = p.d.l$$

Burada $l = L/2 = 160/2 = 80 \text{ mm}$, $z = 8/2 = 4$ ve diğer bilinenlerle ortalama basınç

$$p = \frac{z.F_m}{d.l} = \frac{4.1250}{5.8} = 125 \text{ daN/cm}^2$$

- b) Kavrama momenti

$$M_s = \frac{\mu.p.d^3.l}{2} = \frac{0,15.125.8.5^3}{2} = 1875 \text{ daNcm}$$

Bu moment $k = 1,5$ misli emniyetle iletebileceğine göre gerçek moment

$$M_s = \frac{M_k}{k} = \frac{1875}{1,5} = 1250 \text{ daNcm}$$

ve buradan iletilen güç

$$P = \frac{n.M_s}{71620} = \frac{1000.1250}{71620} = 17,45 \text{ BG}$$

- c) Cıvata hesabı

4.6 kalitesi için $\sigma_s = 24 \text{ daN/mm}^2$ olduğuna göre (Bak. Cilt I-Cetvel 13.9) ön gerilmeli sistemin değişken yük altında çalıştığı göz önüne alınırsa $\sigma_m = 500 \text{ daN/cm}^2$ alınabilir. Böylece cıvataadaki çekme gerilmesi

$$\sigma_s = \frac{F_m}{A_s} \leq \sigma_m$$

eşitliğinden cıvatanın dış dibi kesiti

$$A_s = \frac{F_m}{\sigma_m} = \frac{1250}{500} = 2,5 \text{ cm}^2$$

ve böylece cıvatanın dış dibi çapı

$$d_s = \sqrt{\frac{4.A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.2,5}{\pi}} = 1,784 \text{ cm}$$

olur. O halde $d_s = 20,319 \text{ mm}$ için M24 vidası seçilir.

- d) Somunu sıkma momentli

$$M_s = F_s \left[\frac{d_s}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + r_w \cdot \mu \right]$$

Burada M24 vidası için $d_s = 22,051 \text{ mm}$ ve $h = 3 \text{ mm}$

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi d_s} = \frac{3}{\pi \cdot 22,051} = 0,0433$$

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

$$\tan(\alpha + \rho') = \tan \alpha + \tan \rho' = 0,0433 + 0,1732 = 0,2165$$

$$r_w = 0,7.d = 0,7.24 = 16,8 \text{ mm} \text{ ve } \mu = 0,15$$

değerleri ile

$$M_s = 1250 \left(\frac{22,051}{2} \cdot 0,2165 + 1,68.0,15 \right) = 613,4 \text{ daNcm}$$

bulunur.

Problem 22.4

Eksenleri arasında $a=5\text{ mm}$ açıklık bulunan iki paralel mil bir Oldham kavraması yardımıyla birleştirilmiştir. Ara diskin çapı $D=200\text{ mm}$, genişliği $b=30\text{ mm}$ ve malzemesi çeliktir ($\gamma=7,85\text{ daN/dm}^3$). $\ell_1=175\text{ mm}$ aralıkla A ve B noktalarından yataklanan ve $n=750\text{ d/d}$ ile dönen giriş milinin bu yataklarına sadece ara diskin hareketinden dolayı etkiyen en büyük kuvveti hesaplayınız. En yakın yatağın (B) ara disk orta düzlemine uzaklığı $\ell_2=125\text{ mm}$ dir.

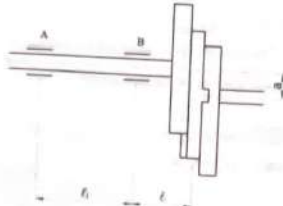
Cözüm 22.4

Ara diskin merkezinin çizdiği yörünge ve kuvvetler şekildedeki gibidir.

Giriş miline etkiyen radyal kuvvet

$$F_1 = F_s \cdot \sin \alpha$$

Eşitlikten de görüldüğü gibi kuvvetin en büyük değeri alabilmesi için $\sin \alpha = 1$ ($\alpha = \pi/2$) olmalıdır. Bu durumda $F_1 = F_s$ olacaktır. Merkezkaç kuvvet



Şekil 22.4

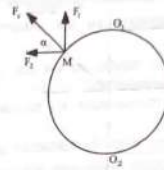
$$F_s = m r \omega_1^2$$

Burada kütle

$$m = \frac{W}{g} = \frac{\pi D^2 b \gamma}{4g} = \frac{\pi (0,2)^2 \cdot 0,03 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{4 \cdot 9,81} = 0,75\text{ daNs}^2/\text{m}$$

Açısal hız

$$\omega_1 = (2\pi n) = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 750}{30} = 157\text{ 1/s}$$

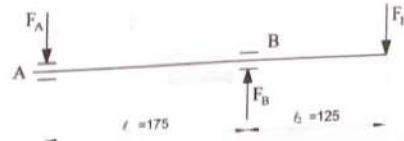


Eksantriklik yarı çapı

$$r = a/2 = 2,5\text{ mm} = 2,5 \cdot 10^{-3}\text{ m}$$

olmak üzere kuvvet

$$F_1 = F_s = 0,75 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot (157)^2 = 46,2\text{ daN}$$



Moment alınarak

$$F_s = F_1 \cdot \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_1} = 46,2 \cdot \frac{175 + 125}{175} = 79,2\text{ daN}$$

Kuvvetler toplamı yapılarak

$$F_s = F_s - F_1 = 79,2 - 46,2 = 33\text{ daN}$$

değerleri bulunur.

Problem 22.5

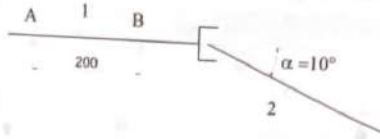
Bir kardana kavraması ile bağlanmış iki milin giriş milinin devir sayısı 900 d/d ve sabittir. Kavrama 10 BG güç iletmekte ve mil eksenleri arasındaki açı 10° olduğuna göre,

- Çıkış mil devir sayısının en büyük ve en küçük değerleri nelerdir? Bu mildeki düzgünlük ne kadardır?
- Çıkış milindeki döndürme momentinin en büyük ve en küçük değerleri nedir?
- Giriş mili, aralarında 200 mm olan iki noktadan yatakladığına göre, çıkış milindeki momentin en büyük değerinde bu yataklara gelen kuvvetleri hesaplayınız.

Çözüm 22.5

a) Çıkış milindeki devir sayıları

$$(n_2)_{\min} = n_1 \cos \alpha = 900 \cos 10^\circ = 886,3 \text{ d/d}$$



Şekil 22.5

$$(n_2)_{\max} = \frac{n_1}{\cos \alpha} = \frac{900}{\cos 10^\circ} = 913,9 \text{ d/d}$$

ve düzgünlük sayısı

$$\delta = \frac{(n_2)_{\max} - (n_2)_{\min}}{n_1} = \frac{913,9 - 886,3}{900} = 0,0307$$

b) Giriş milindeki döndürme momenti

$$M_s = M_t = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{10}{900} = 795,8 \text{ daNcm}$$

Çıkış mil momentleri

$$(M_2)_{\max} = M_t \cos \alpha = 795,8 \cos 10^\circ = 783,7 \text{ daNcm}$$

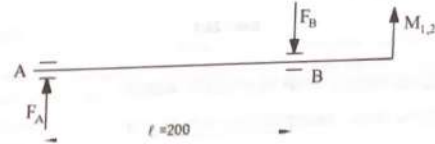
$$(M_2)_{\min} = \frac{M_t}{\cos \alpha} = \frac{795,8}{\cos 10^\circ} = 808 \text{ daNcm}$$

c) Yatak kuvvetleri

Çıkış milindeki en büyük döndürme momenti durumunda giriş mili

$$M_{1,2} = M_t \tan \alpha = 795,8 \tan 10^\circ = 140,3 \text{ daNcm}$$

değerindeki bir momentle eğilmeye zorlanır. Bu moment, giriş mili yataklarındaki kuvvet çifti ile karşılanır.



Burada

$$F_A = -F_B = \frac{M_{1,2}}{l} = \frac{140,3}{20} = 7 \text{ daN}$$

olmaktadır.

Problem 22.6

Bir kamyonun vites kutusu çıkışının diferansiyel kutusuna iki kardana mafsalı ve bir ara mil ile bağlantısı Şekil 22.6'da şematik olarak görülmektedir.

- Ara milin dönmelerinin düzgünlüğünü bulunuz.
- Vites kutusu çıkışındaki devir sayısının en büyük değerinde (1800 d/d) ara milin ivmelenmesinden ileri gelen momentin en büyük değeri nedir? (Kardana mafsalı çatalalarının ataletini göz ardı ediniz.)

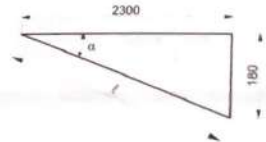
Ara mil malzemesi çelik olup $\gamma = 7,85 \text{ daN/dm}^3$ ve ivmelenme zamanı 3 s dir.

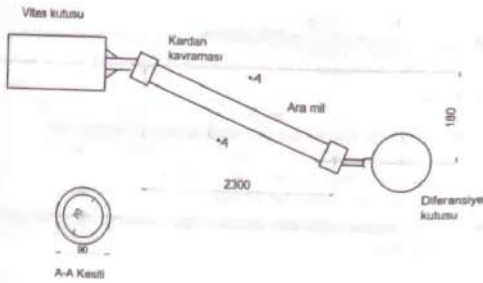
Çözüm 22.6

a) Ara milin yatay düzlemle yaptığı aç

$$\tan \alpha = \frac{180}{2300} = 0,07826$$

ve böylece $\alpha = 4,4749^\circ$ olur.





Şekil 22.6

Ara milin devir sayısının en küçük ve en büyük değerleri

$$(n_1)_{\min} = n_1 \cos \alpha = 1800 \cos 4,4749 = 1794,5 \text{ d/d}$$

ve

$$(n_1)_{\max} = \frac{n_1}{\cos \alpha} = \frac{1800}{\cos 4,4749} = 1805,5 \text{ d/d}$$

Ara milin düzgünlüğü

$$\delta = \frac{(n_1)_{\max} - (n_1)_{\min}}{n_1} = \frac{1805,5 - 1794,5}{1800} = 6,11 \cdot 10^{-3} \text{ yani } \delta = 0,611 \text{ olur.}$$

b) Ara mildeki ivmelenme momenti

Ara milin uzunluğu

$$l = \frac{180}{\sin \alpha} = \frac{180}{\sin 4,4749} = 2307 \text{ mm}$$

Ara milin kütlesi

$$m = \frac{\gamma}{g} \pi l (R^2 - r^2) = \frac{7,85 \cdot 10^1}{9,81} \pi \cdot 2,307 (0,045^2 - 0,035^2) = 4,64 \text{ daNs}^2/m$$

Ara milin kütesel eylemsizlik momenti

$$J_m = m \frac{R^2 + r^2}{2} = 4,64 \cdot \frac{0,045^2 + 0,035^2}{2} = 7,54 \cdot 10^{-3} \text{ daNs}^2/m$$

ve ara milin en büyük dönme sayısında açısal hız

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot (n_1)_{\max}}{30 t} = \frac{\pi \cdot 1805,5}{30 \cdot 3} = 63 \text{ 1/s}^2$$

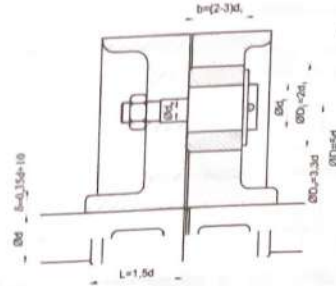
olduğuna göre ivmelenme momenti

$$M_s = J_m \cdot \varepsilon = 7,54 \cdot 10^{-3} \cdot 63 = 0,475 \text{ daNm}$$

olur.

Problem 22.7

$n=1500 \text{ d/d}$ da $P=10 \text{ BG}$ 'lük bir gücü $1,5$ misli emniyetle taşıyabilecek olan bir elastik manşonlu kavramanın boyutlandırılması istenmektedir. Mil malzemesi $Fe50$, cıvata malzemesi $Fe42$ ($\sigma_m = 800 \text{ daN/cm}^2$), elastik elemanın emniyetli yüzey ezilmesi $p_m = 10 \text{ daN/cm}^2$ ve sistemde 4 adet elastik manşon bulunmaktadır.



Şekil 22.7

Cözüm 22.7

a) $Fe50$ mil malzemesi için mil çapı

$$d = 134,4 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 134,4 \sqrt[3]{\frac{10}{1500}} = 28,955 \text{ mm}$$

Böylece standart mil çapı $d = 30 \text{ mm}$ olur.

b) Flenş göbek kalınlığı

$$\delta = 0,35d + 10 \text{ (mm)} = 0,35 \cdot 30 + 10 = 20,5 \text{ mm}$$

Buradan $\delta = 20 \text{ mm}$ alınabilir.

c) Flenş göbek uzunluğu

$$L = 1,5d = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ mm}$$

d) Flenş çapı

$$D = 5d = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm}$$

e) Elastik manşonların yerleştirildiği çap

$$D_s = 3,3d = 3,3 \cdot 30 = 99 \text{ mm}$$

Buradan $D_s = 100 \text{ mm}$ seçilebilir.

f) Elastik manşonların boyutları
Kavramadaki döndürme momenti

$$M_s = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{10}{1500} = 477,5 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre elastik manşona etkiyen kuvvet

$$F_s = \frac{2kM_s}{zD_s} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 477,5}{4 \cdot 10} = 35,8 \text{ daN}$$

Elastik manşonun çapı $D_s = 2d_s$ ve genişliği $b = (1 + 1,5)D_s = (2 + 3)d_s$ yaklaşımı ile $b = 2,5d_s$ seçilerek,

$$p_m = \frac{F_s}{b d_s} \leq p_m$$

yüzey ezilmesi eşitliğinden

$$d_s = \sqrt{\frac{F_s}{2,5 \cdot p_m}} = \sqrt{\frac{35,8}{2,5 \cdot 10}} = 1,196 \text{ cm}$$

Böylece elastik manşonun iç çapı $d_s = 12 \text{ mm}$, dış çap $D_s = 2 \cdot 12 = 24 \text{ mm}$, genişliği $b = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ mm}$ alınır.

g) Pernolardaki eğilme kontrol
Pernodaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_s = \frac{F_s \cdot b / 2}{\pi / 32 \cdot (d_s)^3} \leq \sigma_m$$

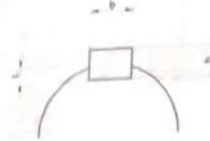
eşitliğinden permonun eğilme yerindeki çapı

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_s \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_m}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 35,8 \cdot 3}{2 \cdot \pi \cdot 800}} = 0,88 \text{ cm}$$

Buna göre permonun bu kesitteki çapı en az $d_s = 10 \text{ mm}$ alınmalıdır.

h) Kama hesabı

Bağlantıda yuvalı kama kullanılmaktadır. $d = 30 \text{ mm}$ mil çapı için ilgili cetvelden $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm} \times \text{mm}$ ve $t_1 = 4,1 \text{ mm}$ seçilir.



Flenş malzemesi için DDL25 ($p_m = 550 \text{ daN/cm}^2$) ve kama malzemesi için de Fe60 ($r_m = 300 \text{ daN/cm}^2$) varsayımını yapalım.

Mil çevresindeki teğetsel kuvvet

$$F_s' = \frac{2kM_s}{d} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 477,5}{3} = 477,5 \text{ daN}$$

Kamadaki kesilme gerilmesi eşitliğinden

$$\ell \geq \frac{F'_t}{b \cdot \sigma_{em}} = \frac{477,5}{0,8 \cdot 300} = 1,989 \text{ cm}$$

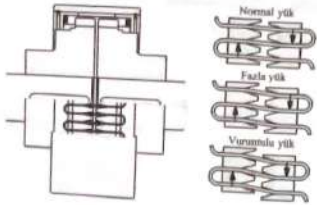
ve göbeğin ezilmesi eşitliğinden

$$\ell \geq \frac{F'_t}{(h - t_1) \rho_{em}} = \frac{477,5}{(0,7 - 0,41) \cdot 550} = 2,993 \text{ cm}$$

Böylece kama uzunluğu olarak $\ell = 30 \text{ mm}$ olur. Ancak flanş göbek uzunluğu $L = 45 \text{ mm}$ için bu boy uygun bir çalışmaya cevap vermez. Bu nedenle uyumlu bir çalışma için kama uzunluğunun en az $\ell = 40 \text{ mm}$ seçilmesi gerekmektedir.

Problem 22.8

Bir gezer vincin elektrik motoru ile redüktörünün bağlantısı Bibby kavraması ile yapılmıştır. Motorun gücü $P = 10 \text{ kW}$ ve devir sayısı $n = 720 \text{ d/d}$ 'dir. Kavrama flanşlarının diş sayısı $z = 40$, dişli ortalama çapı $D = 200 \text{ mm}$ ve yay kolları arasındaki uzaklık $\ell = 80 \text{ mm}$ olarak verilmektedir. Yay malzemesinin emniyeti $\sigma_m = 80 \text{ daN/mm}^2$ olduğuna göre kavrama kaç misli emniyetle çalışmaktadır? Kullanılan band yayın boyutları $b = 8 \text{ mm}$ ve $h = 1,6 \text{ mm}$ 'dir.



Şekil 22.8

Çözüm 22.8

Kavramadaki yay eğilme zorlanması etkisindedir.

$$\sigma_s = \frac{F \ell / 2}{b h^3 / 6} \leq \sigma_m$$

Buradan

$$F = \left(\frac{1}{6} b h^3 \sigma_m \right) \frac{2}{\ell} = \frac{b h^3}{3 \ell} \sigma_m = \frac{8 \cdot (1,6)^3}{3 \cdot 80} \cdot 80 = 6,83 \text{ daN}$$

Ayrıca yay koluna etkiyen kuvvet olarak

$$F = \frac{M_s}{z \cdot R}$$

eşitliğinden kavrama momenti olarak

$$M_s = z \cdot R \cdot F = 40 \cdot 10 \cdot 6,83 = 2732 \text{ daNcm}$$

iletilmesi gereken moment

$$M_s = 97400 \cdot \frac{P}{n} = 97400 \cdot \frac{10}{720} = 1353 \text{ daNcm}$$

olduğundan kavramanın çalışma emniyeti

$$k = \frac{M_s}{M_s} = \frac{2732}{1353} \approx 2$$

olmaktadır.

Problem 22.9

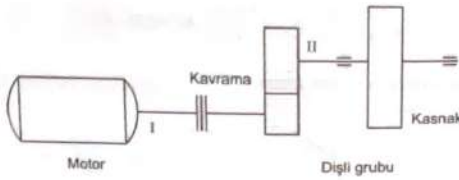
Şekildeki tertibatta güç iletimi, yağ içinde çalışan ve lamelleri sertleştirilmiş çelikten yapılmış bir kavrama tarafından gerçekleştirilmektedir. I nolu milin dönme sayısı 1000 d/d , eksene indirgenmiş kütlelesel eylemsizlik momenti $1,25 \text{ kgm}^2$, II nolu milin dönme sayısı 500 d/d ve indirgenmiş kütlelesel eylemsizlik momenti $6,25 \text{ kgm}^2$ 'dir. Kavrama $2,6 \text{ s}$ 'de devreye girmekte ve bu işlem saatte 20 kez tekrarlanmaktadır. Lamellerin sürtünme yüzeylerinin dış çapı 140 mm , iç çapı 100 mm , sürtünme yüzeyi sayısı 14 , yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı $0,05$ ve kayış kasnağından alınan güç 8 kW olarak bilinmektedir. Buna göre:

- Yüksüz durumda kavrama momenti nedir?
- Toplam kavrama momenti ne olmalıdır?
- $0,11 \text{ daN/mm}^2$ lik yüzey basıncının yeterli olup olmadığını söyleyiniz.
- Sürtünmeye harcanan güç kaç kW'tır?

Not: $(J_m) = J_{m1} + J_{m2} \cdot (n_1 / n_2)^2 + J_{m3} \cdot (n_1 / n_3)^2 + \dots$

Çözüm 22.9

a) Yüksüz durumda sadece ivmelenme momenti gereklidir.



Şekil 22.9

Kavramada etkili kütlelesel eylemsizlik momenti

$$(J_w)_I = (J_w)_I + (J_w)_II \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = 1,25 + 6,25 \left(\frac{500}{1000} \right)^2 = 2,81 \text{ } kgm^2$$

1 $kg = 1 \text{ } Ns^2 / m$ ve $1 \text{ } kgm^2 = 1 \text{ } Nms^2$ olduğundan $(J_w)_I = 0,281 \text{ } daNms^2$ olur.

Açısal ivme

$$\varepsilon = \frac{\pi n_1}{30 I_s} = \frac{\pi \cdot 1000}{30 \cdot 2,6} = 40,27 \text{ } 1/s^2$$

Böylece ivmelenme momenti

$$M_s = (J_w)_I \cdot \varepsilon = 0,281 \cdot 40,27 = 11,3 \text{ } daNm$$

olmalıdır. Yüksüz durumda $M_k = M_B$ olmaktadır.

b) Yapılan iş için gerekli moment

$$M_k = 974 \cdot \frac{P}{n_s} = 974 \cdot \frac{8}{500} = 15,6 \text{ } daNm$$

Toplam kavrama momenti

$$M_k = M_s + M_k = 11,3 + 15,6 = 26,9 \text{ } daNm$$

c) Kavramanın sürtünme yarıçapı

$$r_s = \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{2}{3} \frac{7^3 - 5^3}{7^2 - 5^2} = 6,055 \text{ } cm$$

Sürtünme yüzeyi sayısı 14 ve sürtünme katsayısı 0,05 olduğuna göre kavramayı kapamak için gerekli eksenel kuvvet

$$F_s = \frac{M_k}{i \cdot \mu r_s} = \frac{2690}{14 \cdot 0,05 \cdot 6,055} = 634,7 \text{ } daN$$

Bu kuvvetin kavrama yüzeyinde oluşturduğu basınç

$$p = \frac{F_s}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{634,7}{\pi (7^2 - 5^2)} = 8,4 \text{ } daN/cm^2$$

Buna göre $p = 8,4 \text{ } daN/cm^2 < p_m = 11 \text{ } daN/cm^2$ uygundur.

d) Kavramada sürtünme yoluyla kaybolan iş

$$W_s = M_k \cdot \frac{\omega}{2} J_s \cdot z = 26,9 \cdot \frac{\pi \cdot 1000}{30 \cdot 2} \cdot 2,6 \cdot 20 = 73241 \text{ } daNm/h$$

Kayıp güç

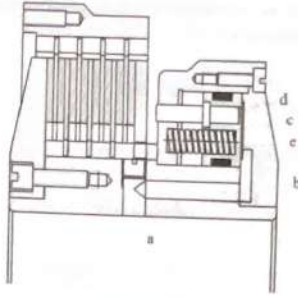
$$P_s = \frac{W_s}{102 \cdot 3600} = \frac{73241}{102 \cdot 3600} = 0,2 \text{ } kW$$

olmaktadır.

Problem 22.10

Şekil 22.10'da bir pres üzerinde çalışan ve basınçlı hava ile devreye giren bir lamelli kavrama görülmektedir. Kavrama milinin devir sayısı $n = 350 \text{ } d/d$, gerekli iş makinası momenti $M_k = 1800 \text{ } daNm$, harekete geçirilecek kütlelin kavrama miline indirgenmiş eylemsizlik momenti $J_w = 62 \text{ } daNs^2/cm$ ve kavramanın devreye girme zamanı 0,9 s olduğuna göre:

- 4800 $daNm$ 'lik kavrama momentinin ve devreye girme zamanının yeterli olup olmadığını araştırınız.
- Kavrama, saatte 20 defa devreye girdiğine göre meydana gelen ısı ne kadardır? Kavramanın ısı iletkenlik katsayısı $\alpha = 80000 \text{ } J/m^2 \cdot Ch$, soğuma yüzeyi alanı $A_s = 0,06 \text{ } m^2$ ve ortam sıcaklığı $20^\circ C$ için kavrama sıcaklığı ne olur?



Şekil 22.10

Çözüm 22.10

a) Kavramanın hızlanma momenti (ivmelenme momenti)

$$M_s = J_s \cdot \epsilon = J_s \cdot \frac{\pi \cdot n}{30 J_s} = 62 \cdot \frac{\pi \cdot 350}{30 \cdot 0,9} = 2525 \text{ daNcm}$$

İş makinası momenti $M_i = M_s = 1800 \text{ daNcm}$ olduğuna göre toplam kavrama momenti

$$M_k = M_s + M_i = 2525 + 1800 = 4325 \text{ daNcm}$$

Kavramanın iletebileceği moment $M_k = 4800 \text{ daNcm}$ olduğuna göre kavrama emniyeti ve devreye girme zamanı uygundur.

b) Kavramada sürtünmenin sebep olduğu kayıp iş

$$W_s = M_s \cdot \frac{\omega}{2} \cdot t_s = 43,25 \cdot \frac{\pi \cdot 350}{30 \cdot 2} \cdot 0,9 \cdot 20 = 14266,8 \text{ daNm/h}$$

ve bunun ısı olarak karşılığı

$$Q_s = 10 \cdot W_s = 10 \cdot 14266,8 = 142668 \text{ J/h}$$

olur. Diğer taraftan kavramadan dışarı atılan ısı

$$Q_s = A_s \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

Burada $Q_s = Q_i$ alınarak

$$\Delta t = \frac{Q_s}{A_s \cdot \alpha} = \frac{142668}{0,06 \cdot 80000} = 29,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ortam sıcaklığı $t_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ için kavrama sıcaklığı

$$t_s = \Delta t + t_i = 29,7 + 20 = 49,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olmaktadır.

Problem 22.11

Bir iş makinasının volanı $W = 276,6 \text{ daN}$ ağırlığında ve çapı $D = 60 \text{ cm}$ 'dir. Volan bir lamelli kavrama ile elektrik motorundan hareket almaktadır. Volanın dönme hızı $n = 600 \text{ d/d'yi}$ bulduğu zaman açısal ivme sıfır olmakta ve bundan sonra makinanın işi için değişmeyen $P = 12 \text{ BG}$ 'lük bir güç vermektedir. Kavrama plakalarının sürtünme yarıçapları $r_2 = 6 \text{ cm}$, $r_1 = 4 \text{ cm}$; sürtünme katsayısı $\mu = 0,3$ ve emniyetli yüzey basıncı $p_m = 5 \text{ daN/cm}^2$ 'dir. Kavrama zamanının 12 s olması istenirse,

- Kavramanın sürtünme yüzeyi sayısı en az kaç tane olmalıdır?
- Kavramadaki hızlanmanın doğrusal geliştiğini varsayarak, kavrama başladığı andan kaç saniye sonra volanın hareket etmeye başlayacağını bulunuz.

Not: Kavramadaki ivmelenmenin sadece volan sebebi ile olduğu göz önüne alınacak olup kütlesi $= 28,2 \text{ daNs}^2/\text{m}$ alınacaktır.

Çözüm 22.11

a) İş makinası için gerekli moment

$$M_k = M_s = 716,2 \cdot \frac{P}{n} = 716,2 \cdot \frac{12}{600} = 14,324 \text{ daNm}$$

Kütle eylemsizlik momenti

$$J_s = m \cdot i^2 = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 28,2 \cdot \left(\frac{0,6}{2}\right)^2 = 2,538 \text{ daNs}^2/\text{m}$$

ve açısal ivme

$$\epsilon = \frac{\pi \cdot n}{30 J_s} = \frac{\pi \cdot 600}{30 \cdot 12} = 5,24 \text{ } 1/\text{s}^2$$

olduğuna göre ivmelenme momenti

$$M_s = J_s \cdot \varepsilon = 2,538.5,24 = 13,3 \text{ daNm}$$

O halde kavrama momenti

$$M_k = M_s + M_L = 13,3 + 14,324 = 27,624 \text{ daNm}$$

Sürtünme yarı çapı

$$r_s = \frac{2}{3} \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \frac{6^3 - 4^3}{6^2 - 4^2} = 5,066 \text{ cm}$$

Yüzey basıncı

$$p = \frac{F_t}{\pi(r_d^2 - r_i^2)} \leq p_{\text{em}}$$

eşitliğinden kavramanın kapama kuvveti

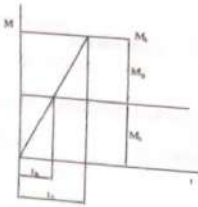
$$F_t = \pi(r_d^2 - r_i^2) \cdot p_{\text{em}} = \pi(6^2 - 4^2) \cdot 5 = 314 \text{ daN}$$

Buna göre kavramada gerekli olan yüzey sayısı

$$z = \frac{M_k}{F_t \cdot \mu r_s} = \frac{2762,4}{314 \cdot 0,3 \cdot 5,066} = 5,788$$

olup $z = 6$ adet alınmalıdır.

- c) İvmelenmenin doğrusal olduğunu göz önüne alarak moment-zaman diyagramı ölçekli çizildiğinde volanın hareket etmeye başlaması için $t_s = 6,2 \text{ s}$ 'nin gerekli olduğu görülür. Ayrıca çizilen diyagramdan yararlanarak $\frac{M_k}{t_s} = \frac{M_L}{t_R}$ yazılımından $t_R = \frac{M_L \cdot t_s}{M_k} = \frac{14,324 \cdot 12}{27,624} = 6,22 \text{ s}$ bulunur.



Problem 22.12

Bir takım tezgahının çalışması için $10,4 \text{ daNm}$ 'lik bir döndürme momentine ihtiyaç vardır. Hareket iletiminde kullanılan lamelli emniyet kavramasının dönme eksenine indirgenmiş kütleles eylemsizlik momenti $1,8 \text{ Nms}^2$ olup milin açılma hızı 110 1/s dir. Sürtünme yüzeyinin dış çapı 160 mm , iç çapı 100 mm , sürtünme yüzeyi sayısı 4 ve ortalama yüzey basıncı 7 daN/cm^2 olarak bilinmektedir. Sessiz bir çalışma temin etmek bakımından lamellerin yağlanması gerekmektedir.

- Kavramanın 4 s 'de devreye girmesi için toplam kavrama momentinin en çok ne kadar olması gerekir?
- İletilen moment $\%30$ arttığında kavramanın devre dışı kalması için sürtünme yüzeyi malzemesini seçiniz.

Cözüm 22.12

a) Kavramadaki ivme momenti

$$M_s = J_s \cdot \varepsilon = J_s \cdot \frac{\omega}{t_s} = 0,18 \cdot \frac{110}{4} = 4,95 \text{ daNm}$$

İş makinası için gerekli olan $M_k = 10,4 \text{ daNm}$ değeri ile toplam kavrama momenti

$$M_k = M_s + M_L = 4,95 + 10,4 = 15,35 \text{ daNm}$$

olmalıdır.

b) Kavrama momentinin $\%30$ fazlası

$$M_k = 1,3 \cdot M_k = 1,3 \cdot 15,35 = 19,995 \text{ daNm}$$

Diğer taraftan

$$M_k = F_t \cdot \mu r_s \cdot z$$

eşitliğinde

$$F_t = \pi(r_d^2 - r_i^2) \cdot p = \pi(8^2 - 5^2) \cdot 7 = 857,7 \text{ daN}$$

$$r_s = \frac{2}{3} \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \frac{8^3 - 5^3}{8^2 - 5^2} = 6,61 \text{ cm}$$

ve sürtünme yüzeyi sayısının $i = 4$ olduğu hatırlandığında bu kavrama için gerekli olan sürtünme katsayısının

$$\mu = \frac{M_s}{F_s r_m i} = \frac{1999,5}{857,7 \cdot 6,61 \cdot 4} = 0,088$$

olduğu görülür. Yağlı çalışma şartları için düşük sıcaklıkta fenolik plastik/dökme demir (veya çelik) çifti ile daha yüksek sıcaklık sınırında sinter bronz/dökme demir (veya çelik) çifti malzemelerin uygun olduğu görülür.

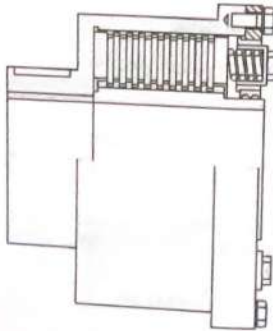
Problem 22.13

$k \cdot P / n = 0,243$ olan bir lamelli emniyet kavramasında lamel malzemesi DDL30, hafif yağlı kavramada sürtünme katsayısı $\mu = 0,08$, yüzey basıncı $p_m = 55 \text{ daN/cm}^2$, sürtünme halkası genişliği $b = 35 \text{ mm}$, ortalama sürtünme çapı $d_m = 220 \text{ mm}$, mil malzemesi F_s ($\tau_m = 125 \text{ daN/cm}^2$) olarak bilinmektedir.

- Sürtünme yüzeyi sayısını bulunuz.
- Çevrede $D = 20 \text{ mm}$ ortalama sarım çapında 10 adet helisel bası yayı kullanıldığında göre yay teli çapını ve yayın sarım sayısını hesaplayınız. Yay malzemesi için $\tau_m = 45 \text{ daN/mm}^2$, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$ ve yayın en büyük yaylanma miktarı $f = 6 \text{ mm}$ 'dir.

Çözüm 22.13

- En büyük güç iletimi göz önüne alındığında kavrama momenti döndürme momentine eşit olduğundan



Şekil 22.13

$$M_s = M_k = 71620 \cdot \frac{P}{n} \cdot k = 71620 \cdot 0,243 = 17404 \text{ daNcm}$$

olur. Kullanılan milin çapı

$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot \tau_m}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 17404}{\pi \cdot 125}} = 8,917 \text{ cm}$$

Buradan $d = 90 \text{ mm}$ alınır.

Sürtünme kuvveti (ortalama çevre kuvveti)

$$F_s = \frac{2 \cdot M_s}{d_m} = \frac{2 \cdot 17404}{220} = 1582 \text{ daN}$$

Toplam normal kuvvet (toplam eksenel kuvvet)

$$F = \frac{F_s}{\mu} = \frac{1582}{0,08} = 19775 \text{ daN}$$

Diğer taraftan toplam normal kuvvet

$$F = \pi \cdot d_m \cdot b \cdot p_m \cdot z$$

olmaktadır. Buradan sürtünme yüzeyi sayısı

$$z = \frac{F}{\pi \cdot d_m \cdot b \cdot p} = \frac{19775}{\pi \cdot 220 \cdot 35 \cdot 55} = 16,35$$

O halde sürtünme yüzeyi sayısı $z = 18$ alınmalıdır.

b) Eksenel kapama kuvveti (flenş baskı kuvveti)

$$F_s = \frac{F}{z} = \frac{19775}{18} = 1098,6 \text{ daN}$$

Her bir yaydaki bası kuvveti

$$F_i = \frac{F_s}{10} = \frac{1098,6}{10} \approx 110 \text{ daN}$$

Yayın taşıyabileceği en büyük yük

$$F_{\text{bas}} = F_t = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{(d')^3}{D} \cdot \tau_m$$

Buradan yay teli çapı

$$d' = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_t}{\tau_m} \cdot D} = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{110}{45} \cdot 20} = 4,99 \text{ mm}$$

Böylece kullanılacak yayın tel çapı $d' = 5 \text{ mm}$ seçilir. Yaydaki şekil değiştirme (çökme) miktarı

$$f = \frac{8}{G} \cdot \frac{D^3}{(d')^4} \cdot i \cdot F_t$$

eşitliğinden sarım sayısı

$$i = \frac{G}{8} \cdot \frac{(d')^4}{D^3} \cdot \frac{f}{F_t} = \frac{8000}{8} \cdot \frac{5^4}{20^3} \cdot \frac{6}{110} = 4,26$$

Toplam sarım sayısı

$$i_{\text{top}} = i + 1,5 = 4,26 + 1,5 = 5,76$$

O halde $i_{\text{top}} = 6$ alınır

Toplam (serbest) yay uzunluğu

$$L = i_{\text{top}} \cdot d' + 0,17 \cdot d' \cdot i + f = 6,5 + 0,17 \cdot 5,4,26 + 6 = 40 \text{ mm}$$

olmalıdır.

Problem 22.14

Bir lamelli kavramada iç lamel sayısı 9, iç lamellerin dış yarı çapı 120 mm; dış lamel sayısı 8, dış lamellerin iç yarı çapı 80 mm, sürtünme katsayısı $\mu = 0,08$ ve yüzey basıncı $p = 5 \text{ daN/cm}^2$ olduğuna göre;

- Kavramanın 1000 d/d da iletebileceği en büyük gücü hesaplayınız.
- Kavramayı kapamak için gereken eksenel kuvvet ne kadardır?

Çözüm 22.14

- Kavrama momenti

$$M_s = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot (r_d^3 - r_i^3)$$

Burada kavramanın sürtünme yüzeyi sayısı $z = 2 \cdot n_s = 16$ olduğuna göre

$$M_s = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,08 \cdot 16 \cdot (12^3 - 8^3) = 16299,4 \text{ daNcm}$$

Diğer taraftan, en büyük moment değeri için $k=1$ olacağından, iletilen moment kavrama momentine eşit olacaktır. Bu nedenle

$$M_s = \frac{M_t}{k} = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

eşitliğinden iletilecek güç

$$P = \frac{n \cdot M_s}{71620} = \frac{1000 \cdot 16299,4}{71620} = 227,6 \text{ BG}$$

olur.

b) Yüzey basıncı

$$p = \frac{F_t}{\pi \cdot (r_d^2 - r_i^2)}$$

eşitliğinden eksenel kapama kuvveti

$$F_t = \pi \cdot (r_d^2 - r_i^2) \cdot p = \pi \cdot (12^2 - 8^2) \cdot 5 = 1256,6 \text{ daN}$$

bulunur.

Problem 22.15

960 d/d'da 18 kW güç taşıyan iki milin bağlantısı konik kavrama ile yapılmıştır. Konik yüzeyin ortalama çapı 140 mm, genişliği 30 mm ve konik açısı 26° olarak bilinmektedir.

- Sürtünme yüzeyi için uygun malzeme çiftini seçiniz.
- Konik yüzeyin iç ve dış yarıçaplarını hesaplayınız.
- 2800 daNcm'lik kavrama momenti ve $1,8 \text{ kgm}^2$ lik dönen kütlelerin eksene indirgenmiş kütle eylemsizlik momenti için kavramanın devreye girme zamanını bulunuz.

Çözüm 22.15

a) konik kavramada kilitlenme (otoblokaj) olmaması için $\alpha > \rho$ şartı aranır. Problemimizde $\alpha = 26/2 = 13^\circ$ olduğuna göre ($\tan \alpha = 0,23$)

$$\mu < \tan \alpha = 0,23$$

olmalıdır. Böylece, çalışmanın kuru sürtünme koşullarında birçok malzemenin bu şartı sağladığı görülür (Cetvel 22.1). Yüzey malzemesi olarak dökme demir/çelik çifti seçilirse $\mu = 0,20$ ve $p_m = 10 \text{ daN/cm}^2$ değerleri alınabilir.

b) Konik yüzeyin iç yarıçapı

$$r_i = r_m - \frac{b}{2} \sin \alpha = 70 - \frac{30}{2} \sin 13 = 66,6 \text{ mm ve dış yarıçapı}$$

ve dış yarıçapı

$$r_d = r_m + \frac{b}{2} \sin \alpha = 70 + \frac{30}{2} \sin 13 = 73,4 \text{ mm}$$

c) İş makinası momenti

$$M_i = M_k = 97400 \frac{P}{n} = 97400 \frac{18}{960} = 1826 \text{ daNcm}$$

Kavramanın ivmelenme momenti

$$M_B = M_k - M_i = 2800 - 1826 = 974 \text{ daNcm}$$

Ayrıca $M_s = J_s \varepsilon$ ve $J_s = 1,8 \text{ kgm}^2 = 1,8 \text{ Ns}^2/\text{m}$ olduğuna göre

$$\varepsilon = \frac{M_s}{J_s} = \frac{97,4}{1,8} = 54,11 \text{ 1/s}^2$$

Böylece devreye girme zamanı

$$t_s = \frac{\pi n}{30 \varepsilon} = \frac{\pi 960}{30 \cdot 54,11} = 1,85 \text{ s}$$

olmaktadır.

Problem 22.16

Tek konili sürtünmeli bir kavrama 1250 d/d da 37,5 BG güç iletmektedir. Sürtünme konik yüzeyinin en büyük çapı 35 cm, koni açısı 16° , konik yüzeyin genişliği 13 cm ve sürtünme katsayısı 0,2'dir. Buna göre:

- Moment iletimi için gerekli eksenel kapama kuvveti ne kadardır?
- Kavramayı devreye sokmak için gerekli eksenel kuvvet ne kadardır? (devreye girme, kavramanın her iki flenşi hareketsizken ve flenşlerden biri hareket halinde diğeri dururken ayrı ayrı incelenecektir.)
- Kavrama en büyük momentle yüklendiğinde temas yüzeylerindeki ortalama basınç ne olmaktadır?

Çözüm 22.16

a) Kavrama momenti

$$M_i = \frac{F_s}{\sin \alpha} \cdot \mu r_m$$

Burada en büyük güç iletimi için $k = 1$ alınırsa

$$M_i = M_s$$

olur. O halde

$$M_s = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{37,5}{1250} = 2148,6 \text{ daNcm}$$

$$\alpha = 16/2 = 8^\circ$$

Konik iç çapı

$$d_i = d_s - 2 \cdot b \cdot \sin \alpha = 35 - 2 \cdot 13 \cdot \sin 8 = 31,38 \text{ cm}$$

Sürtünme yarıçapı

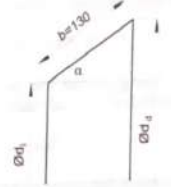
$$r_m = \frac{2}{3} \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \frac{(17,5)^3 - (15,69)^3}{(17,5)^2 - (15,69)^2} = 16,61 \text{ cm}$$

Böylece eksenel kapama kuvveti

$$F_s = \frac{M_i \cdot \sin \alpha}{\mu r_m} = \frac{2148,6 \cdot \sin 8}{0,2 \cdot 16,61} = 90 \text{ daN}$$

Diğer bir çözüm yolu:

Kavrama (sürtünme) momenti



$$M_t = F_t r_w$$

Buradan sürtünme kuvveti

$$F_t = \frac{M_t}{r_w} = \frac{2148,6}{16,61} = 129,35 \text{ daN}$$

Normal kuvvet

$$F_n = \frac{F_t}{\mu} = \frac{129,35}{0,2} = 646,75 \text{ daN}$$

Buradan eksenel kuvvet

$$F_s = F_n \sin \alpha = 646,75 \cdot \sin 8^\circ = 90 \text{ daN}$$

b) Flenşlerin her ikisi de hareketsiz iken sürtünme kuvvetinin eksenel bileşeni de göz önüne alınacağından devreye girme kuvveti

$$F_s' = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = 646,75 (\sin 8^\circ + 0,2 \cos 8^\circ) = 218 \text{ daN}$$

Kavrama flenşlerinden biri hareket halinde iken devreye girme kuvveti,

$$F_s = F_n \sin \alpha = 646,75 \cdot \sin 8^\circ = 90 \text{ daN}$$

olmaktadır.

c) Temas yüzeyindeki normal kuvvet

$$F_n = \pi d_w b p$$

eğitliğinden ortalama yüzey basıncı

$$p = \frac{F_s}{\pi d_w b} = \frac{646,75}{\pi \cdot 33,22 \cdot 13} = 0,477 \text{ daN/cm}^2$$

olarak bulunur.

Problem 22.17

Bir konik kavrama $P=20 \text{ BG}$ ve $n=700 \text{ d/d}$ ile çalışmaktadır. Kavramanın mile indirgenmiş kütlelesel eylemsizlik momenti $J_w=0,7 \text{ daNm}^2$ dir. Kavrama $t_s=3 \text{ s}$ 'de devreye girmekte ve bu işlem saatte $z=12$ kez tekrarlanmaktadır. Kavramanın

sürtünme yüzeyi dökme demir/köşele çiftinden olup $\mu=0,3$, $p_w=0,7 \text{ daN/cm}^2$, konik yarı açısı $\alpha=12,5^\circ$ ve ortalama konik çapı $d_w=55 \text{ cm}$ 'dir. Buna göre;

- Kavramada sürtünme yoluyla kaybolan gücü hesaplayınız.
- Kavramanın kaplama yüzeyi genişliği (b) ne kadardır?

Çözüm 22.17

a) Yük momenti (iş makinası momenti)

$$M_t = M_s = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{20}{700} = 2046 \text{ daNcm}$$

İvmelenme momenti

$$M_s = J_w \cdot \epsilon = J_w \cdot \frac{\pi n}{30 J_s} = 0,7 \cdot \frac{\pi \cdot 700}{30 \cdot 3} = 17,1 \text{ daNm}$$

Kavrama momenti (sürtünme momenti)

$$M_t = M_s + M_i = 2046 + 1710 = 3756 \text{ daNcm}$$

Sürtünme işi (ısı olarak açığa çıkan kayıp iş)

$$W = \frac{1}{2} M_t \cdot \omega t_s = \frac{1}{2} \cdot 3756 \cdot \frac{\pi \cdot 700}{30} \cdot 3 = 4130 \text{ daJ}$$

Sürtünmeye harcanan saatteki güç

$$P_s = \frac{W}{t_s} = \frac{4130}{75 \cdot 600} = \frac{4130}{75 \cdot 3600} = 12 = 0,183 \text{ BG}$$

b) Kavrama yüzeyindeki normal kuvvet

$$F_n = \pi d_w b p$$

Diğer taraftan bu normal kuvvet

$$F_s = \frac{2 M_t}{d_w \mu} = \frac{2 \cdot 3756}{55 \cdot 0,3} = 455,3 \text{ daN}$$

Böylece kavrama yüzeyi (kaplama) genişliği

olduğuna göre

$$M_1 = 500.0.2.7.57.(1 + \frac{1}{\sin 15}) \cong 3682 \text{ daNcm}$$

Diğer taraftan

$$M_1 = k.M_2$$

eşitliğinde en büyük güç iletimi için $k=1$ olacağına göre

$$M_1 = M_2 = 71620 \frac{P}{n}$$

olur. Böylece iletilecek en büyük güç

$$P = \frac{3682.1000}{71620} = 51,41 \text{ BG}$$

olmaktadır.

BÖLÜM: F

DESTEKLEME ELEMANLARI

23. YAĞLAMA TEKNİĞİ

Makina parçalarının desteklenmesi için kullanılan yataklar, makina içinde göze az çarpan, fakat fonksiyon itibarıyla hayati önem taşıyan elemanlardır. Bir yataкта:

1. Sürtünme ve buna bağlı kayıplar az olmalı
2. Geometrik şeklinin bozulmaması için aşınmalar az olmalı
3. Sıcaklık emniyet sınırlarını aşmamalıdır.

Bu üç istekten en önemlisi hiç şüphe yok ki sürtünmedir. Çünkü yataktaki aşınma ve ısınma sürtünme sonucu meydana gelmektedir.

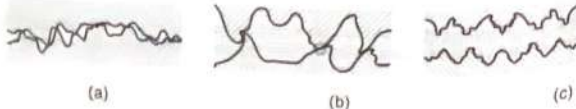
Aşınma, bugün halen sebebi ve çözümü tam olarak açıklığa kavuşturulamamış bir problem olarak durmaktadır. Ancak en önemli sebepleri arasında adhezyon (kaynama), talaş kaldırarak kazıma, kimyasal etkileşim ile oluşan korozyon ve çukurcuk teşkili (pitting) sayılabilir. Yatağın çalışması esnasında oluşan sürtünme işi ve bunun ısı olarak karşılığı, Bölüm 24.3'de incelenecektir.

23.1. Sürtünme

Birbiri üzerinde hareket eden parçalar arasında daima bir sürtünme vardır. Sürtünme, birbirine göre bağıl harekette bulunan cisimlerin (parçaların) temas yüzeylerinin karşılıklı gösterdikleri dirençtir. Sürtünme güç kaybı, ısınma ve aşınma meydana getirir. Sürtünme ile aşınmayı da azaltmak için hareketli yüzeyler arasında uygun yağlayıcılar kullanılır.

Temastaki hareketli parçalar arasında oluşan hareketler; kayma, yuvarlanma veya kayma ve yuvarlanma şeklinde olabilir. O halde sürtünme de kayma sürtünmesi, yuvarlanma sürtünmesi, kayma ve yuvarlanma sürtünmesi adını alır. Ayrıca bağıl harekette bulunan cisimler arasında herhangi bir yağlayıcı madde yoksa yani iki cisim doğrudan temas halinde ise bu durumda kuru sürtünme (Şekil 23.1a), yüzeyler arasında bir yağlayıcı madde kullanılması halinde ya yüzeyler birbirinden tamamen ayrılır ve esas sürtünme yağlayıcı maddenin molekülleri arasında olur ki bu tür sürtünmeye sıvı sürtünme (Şekil 23.1c) veya yüzeyler yağlayıcı madde ile tamamen birbirinden ayrılamazlar ki buna da sınır (yarı sıvı) sürtünme (Şekil 23.1b) adı verilir. Yarı sıvı sürtünmede yüzeyler birbirinden kısmen ayrılmış olmasına karşın, yüzeyin mikro geometrisindeki büyük pürüzler birbirine temas ederek doğrudan sürtünmeyi oluştururlar. Temasin yoğunluğu sıvı molekülleri arasındadır.

Kaymalı yataklarda arzu edilen sürtünme şekli sıvı sürtünmesidir. Sıvı sürtünmesinde yüzeyler arasında bulunan yağ tabakasındaki basınç dış kuvveti dengeleyecek değere ulaştığı takdirde yüzeyler tamamen birbirinden ayrılmış olur. Sıvı sürtünmesinin oluşmasında rol oynayan esas etken yağ tabakasında oluşan basınçtır. Bu basınç hidrodinamik ve hidrostatik olarak iki şekilde oluşabilir.



Şekil 23.1 Sürtünme şekilleri
a. kuru sürtünme
b. yarı sıvı sürtünme
c. sıvı sürtünme

Hidrodinamik sıvı sürtünmesinde, yüzeyin geometrisine uygun olarak yağ tabakasında kendi kendine bir basınç alanı oluşur. Basıncı bir yağ tabakasının oluşabilmesi ve bunun devamı için yüzeylerin geometrik yapısından başka birbirlerine göre belirli bağıl bir hızla sahip olması ve yağ tabakasının, hareket yönünde daralması gerekir. Bu duruma göre hidrodinamik sıvı sürtünmesine sahip

yataklarda hareket başlangıcı ve durmalarda kuru ve sınır sürtünmesi olacağından aşınmalar da olacaktır.

Hidrostatik sıvı sürtünmesinde, dış kuvvetin dengelenmesi ve yüzeylerin birbirinden ayrılması için gereken basınç bir pompa vasıtasıyla (dışarıdan etki ile) sağlanır ve yağlayıcı madde basınçla yüzeyler arasına gönderilir. Bu durumda;

- Hareket eden yüzeyler arasında yüzey geometrisine bağlı olmaksızın bir sıvı sürtünmesi (hidrostatik sıvı sürtünmesi) elde edilir.
- Yüzeyler hareket etmese bile yüzeyleri birbirinden ayıran bir yağ tabakası oluşturmak mümkün olduğundan ilk hareket ve durmalarda kuru ve sınır sürtünme olmayacağından aşınma da olmaz.

23.2. Aşınma

Aşınma genel olarak, çok sayıda küçük parçacıkların hareketleri nedeniyle yüzeyde meydana gelen erozyon olarak tanımlanabilir. Etkileşen faktörlerin çokluğu, olayın mekanik karakteri yanında fiziksel ve kimyasal karakteri de genel bir aşınma teorisinin tanımlanmasına olanak vermemektedir. Aşınmayı dört temel başlık altında toplayabiliriz.

23.2.1. Kaynama (Adhezyon) Aşınması

Yüksek hız ve yükler bölgesindeki çalışmalarda meydana gelen bir aşınma türüdür. Bu tür çalışmalarda oluşan kaynama olayı, eş çalışan malzemenin birbirine karışabilme ve periyodik sistemdeki relatif durumuna bağlıdır. Örneğin periyodik sistemin kısa periyotlu elemanları (Gümüş-Ag, Kadmium-Cd, Kurşun-Pb, Tellür-Ti gibi) demirle ne katı ne de sıvı fazda karışmamaktadır.

Kaynama yoluyla meydana gelen aşınma iki kademeli oluşmaktadır. Sertleştirilmiş çelik-pirinç çifti arasında yapılan bir deneyde, önce pirinç çeliğe transfer edildiği, transfer edilen bu tabakanın kalınlığı belli bir sınır değeri aşıldığında ise parçalar halinde dökülmeye başladığı tespit edilmiştir. Olay bu şekilde periyodik olarak devam etmektedir. Bu durumda pirinç ile çelik arasındaki bağ kaynamadan çok bir yapışma (adhezyon bağı) şeklindedir. Sertleştirilmiş çelik-sertleştirilmemiş çelik çiftinde yapılan deneyde ise, malzeme transferi sonucu oluşan tabakanın tam bir kaynak oluşturarak (artan sıcaklıkla beraber) iki malzemenin kilitlenmesi sonucunu gösterdiği tespit edilmiştir.

23.2.2. Talaş Kaldırma Yoluyla Aşınma

Bu tip aşınma, eş çalışan malzemelerden sert olanın yumuşak malzemeyi eğelemesi veya araya sert yabancı maddelerin veya bizzat eş malzemelere ait oksitlerin girmesi ve bunların bir zımpara gibi etki ederek yüzeyi aşındırması şeklinde olmaktadır. Bu tür aşınmada; aşınma ile malzeme sertliği arasında çok yakın ilişki vardır. Saf metallerin aşınma miktarları sertlikleri ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Yani sertlikle beraber aşınma direnci de artmaktadır.

23.2.3. Kimyasal Etkilere Bağlı Aşınma

23.2.3.1. Sürtünme Oksidasyonu

Birbiri üzerinde kayan veya yuvarlanan yüzeyler arasındaki küçük temas alanlarında daima belirli bir miktar plastik deformasyon olmaktadır. Bu plastik şekil değiştirme sonucu malzemenin kristal kafesinin yapısı bozulmakta, buna bağlı olarak yüzey kimyasal bakımdan aktifleşmektedir ve ortamdaki havanın oksijeni ile malzeme okside olmaktadır. İlk aşamada oluşan oksit tabakası hareketin devamı esnasında kırılmakta ve oksit partikülleri yüzeyden koparak aşınma ürünlerini meydana getirmektedir.

23.2.3.2. Elektro-Kimyasal Korozyon

Su, nem, tuzlu eriyik vb. etkililerle eş çalışan yüzeyler arasında bir elektrik potansiyeli ve buna bağlı olarak bir elektro-korozyon meydana gelir. Temastaki metallerden biri elektron kaybederek oksitleniyorsa bu olay o metalin korozyona uğradığını gösterir. Bu gibi durumlarda malzeme çifti seçilirken aralarındaki potansiyel farkı göz önünde tutulmalı ve metallerin galvanik sıralamadaki yerlerine dikkat edilmelidir. Yani elemanlardan biri aktif diğeri daha az aktif bir malzemeden seçilirse elektro-korozyon (veya diğer adıyla galvanik korozyon) kaçınılmazdır. Örneğin çelik ile bakır malzemeden yapılmış iki elemanın birleştirilmesi halinde çeliğin korozyona uğradığı görülür. Benzer şekilde iki pirinç levha çelik perçinle birleştirilirse, pirinç levhanın büyüklüğüne bağlı olarak, perçinlerin çok kısa zamanda korozyona uğradığı görülür.

23.2.4. Pitting (Çukurcuk) Oluşması

Bu tür aşınma daha çok yuvarlanma sürtünmesi etkisindeki ve temas yüzeyleri çok küçük olan yüzey çiftlerinde meydana gelmektedir. Bu aşınmanın genel görünüşü, yüzeylerden küçük pulcuk ve parçacıkların kalkarak çukurcukların meydana gelmesi şeklindedir. Olay esas itibarıyla bir malzeme yorulması sonucu meydana gelmektedir. Bazı araştırmacılara göre pitting, sürtünme oksidasyonu sonucu oluşmaktadır. Buna göre çok küçük temas yüzeylerinde oluşan yüksek Hertz gerilmeleri, özellikle malzeme yüzeyinin hemen altında oluşan oldukça büyük kayma gerilmeleri orada malzemenin plastik şekil değiştirmesine sebep olarak o bölgeyi kimyasal olarak aktifleştirmektedir. Bu aktif bölgeye difüzyon yoluyla giren havanın oksijeni oksit oluşumuna neden olur. Bu oksit tabakasının oluşturduğu çentik etkisi ile büyüyen hacim üstündeki ince metal tabakası patlayarak dökülür ve çukurcuk oluşur.

Sertliği fazla olan çelikler pitting bakımından, yumuşak malzemeye nazaran, daha hassastırlar. Bu aşınma şekli, daha çok dişli çarklar ve yuvarlanmalı yataklarda olduğu gibi, nokta ve çizgi temaslı yüzeylerden büyük yüklerin taşınmasında görülmektedir.

23.3. Yağlayıcı Maddeler

Birbiri üzerinde kayan yüzeyler arasında gaz, sıvı ve katı halde bulunan yağlayıcı maddelerin kullanılması ile sürtünme direncini azaltmak ve bununla ilgili olaylara uygun bir şekilde tesir etmek mümkündür.

Yağlayıcı maddelerden:

1. Kendi molekül ve kristalleri arasında küçük bir sürtünme direnci göstermesi,
2. Yağlayacağı yüzeylere mümkün olduğu kadar iyi yapışması,
3. Yağlayacağı yüzeyleri kimyasal olarak etkileyip bozması,
4. Sıcaklık ve atmosfer etkilerine karşı yeter bir dayanıklılık göstermesi,
5. Çok pahalı olmaması (ekonomik olması)

gibi özellikler beklenmelidir.

Bu özellikleri yerine getirebilecek tek bir yağlayıcı madde bulunmamakla beraber belirli şartlarda belirli sınır değerlerine kadar kullanılabilen yağlayıcı maddeler vardır. Bu yağlayıcı maddeler katı, plastik, sıvı ve gaz yağlayıcılar olarak dört grupta toplanabilir.

23.3.1. Katı Yağlayıcılar

Bu yağlayıcılar çok özel durumlarda yalnız başlarına, çoğu kez diğer tip yağlayıcılarla karıştırılarak kullanılır. Bugün en çok kullanılan katı yağlayıcılar Grafit, Molibden di sülfid (MoS₂) ve Teflondur.

Bu tür yağlayıcılar özellikle yüksek sıcaklıklar ve aynı zamanda enerji bakımından zengin radyoaktif ışınlar etkisinde bulunan yataklarda kullanılmaktadır (atom reaktörleri ve uzay araçları gibi).

23.3.2. Plastik Yağlayıcılar

Bunlar belirli sıcaklık sınırlarına kadar şekillerini koruyabilen plastik kitleler halindeki yağlayıcılardır. En geniş kullanma alanını madensel gresler oluşturur. Madensel bir sabuna sentetik veya madensel bir yağ ilçirilerek elde edilir.

Madensel sabun gresin çatısını teşkil eder, yağlayıcı özelliği yoktur. Gresin %60 - 90 ını içine içirmiş yağ, kalan kısmını da madensel sabun teşkil eder. Gresler, çatıyı oluşturan madensel sabuna göre isimlendirilir. Kalsiyum sabunlu gresler, lityum sabunlu gresler, baryum sabunlu gresler, silikon gresi ve bentonit gresi gibi çeşitleri sayılabilir.

Gresler daha çok açıkta çalışan ve uzun yağlama süreleri olan orta hız ve yükler bölgesindeki yataklamalarda kullanılmakla beraber sızdırmazlık problemi yaşanan yerlerde de büyük oranda tercih edilir.

23.3.3. Sıvı Yağlayıcılar

Uygulamada en geniş yağlayıcı grubunu sıvı yağlayıcılar teşkil eder. Ham maddesine göre organik yağlar, ham petrol kökenli yağlar (mineral yağlar), sentetik yağlar gibi gruplara ayrılırlar.

23.3.3.1. Organik Yağlar

Hayvansal veya bitkisel esastan gelir. Üstün yağlama özellikleri olmakla beraber ömürleri azdır. Bazı durumlarda mineral yağlara karıştırılarak kullanılır. Hayvansal yağlardan mafsallık ve kemik yağları ile bitkisel yağlardan zeytinyağı, hintyağı ve şalgam yağı bu grubun en çok bilinen türleridir.

23.3.3.2. Ham Petrol Kökenli Yağlar (Mineral Yağlar)

Ham petrol esas itibarıyla bir hidrokarbonlar karışımıdır. Doğada iki önemli grup halinde bulunur. Bu gruplardan biri Parafin (C_nH_{2n+2}), diğeri Naften (C_nH_{2n}) diye isimlendirilir.

Parafin grubu yağlayıcılar yüksek sıcaklıkta oldukça stabil (dengeli) olmakla beraber soğukta fazla koyulaşır. Naften tipi ise bunun tersidir. Yağ endüstrisinde her iki kökenden gelen ham petrol de kullanılmaktadır.

Ham petrol kaba bir yoğunlaştırma işlemi ile hafif ve ağır kısımlarına ayrılır. Birinci (hafif) grubu benzin, motorin, gazyağı gibi maddeler; ikinci (ağır) grubu ise yağlar teşkil eder. Bu şekilde elde edilen yağlara destile yağlar denir. İçlerinde halen bitüm, katran vb. maddeler vardır. Yüksek yağlama özellikleri yoktur, basit yağlama işlerinde kullanılabilir.

Yağa daha yüksek özellikler kazandırmak için rafine etmek gerekir. İçinden ayrılması istenen maddelerin atılmasıyla elde edilen bu tür yağlara da rafine yağlar adı verilir. Bu yağlar yağlama bakımından yüksek özelliklere sahiptir ve uzun ömürlüdür.

Bazı durumlarda yağın daha yüksek özellikler kazanması istenir. Vakumda elektrik deşarjına maruz bırakılarak molekül yapısında değişiklikler yapılır. Bu yağlara da volta yağları denir. Bunlar ısıya dayanıklı yağlardır.

Mineral yağların; mekik yağı (ince yağ), hafif makina yağı, ağır makina yağı ve silindir yağı gibi türleri vardır.

23.3.3.3. Sentetik Yağlar

Özellikle turbo reaktörlerin yataklarında kullanılır. Başlangıçta mineral yağların içine sentetik maddeler katılarak elde edilen bu yağlayıcılar daha sonraları tamamen sentetik esaslı yağlar şeklinde üretilmeye başlanmıştır. Bu türün bazıları,

sentetik hidrokarbonlar, organik esterler, polyglykol, silis asidi esteri ve silikondur. Bunlardan en önemlisi organik esterlerdir. $+300^{\circ}\text{C}$ ile -60°C arasındaki yataklarda rahatlıkla kullanılabilir (uçaklardaki gaz türbinlerinin yağlanması olduğu gibi). Çok kullanılan diğer bir sentetik yağlayıcı da polyglykoldür. $+260^{\circ}\text{C}$ ile -40°C arasında yukarıdakine benzer yerlerde kullanılmaktadır.

23.3.4. Gaz Yağlayıcılar

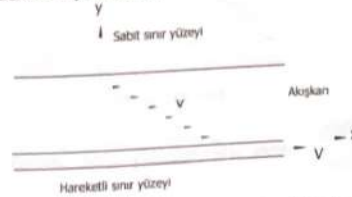
Yüksek hızlar bölgesinde çalışan yataklarda ve özellikle gazla soğutulan nükleer reaktörlerin yataklarında kullanılır. Yağlayıcı madde olarak; hava, mineral gaz (doğal gaz) veya reaktörlerde olduğu gibi soğutma işlemini de yapan CO_2 gazı kullanılmaktadır.

23.4. Yağlayıcıların Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri

Yağlayıcı maddeler kullandıkları yerlere göre fiziksel ve kimyasal bakımdan bir takım özelliklere sahip olmalıdır. Bu özellikler kısaca aşağıdaki gibi sıralanabilir.

23.4.1. Viskozite

Herhangi bir akışkanın harekete karşı gösterdiği dirence viskozite denir. Bu dirence akışkanın iç sürtünmesi de denilmektedir. Bu direnç, kaymaya maruz kalan kayma alanı ile büyümektedir.



Şekil 23.2 Paralel iki yüzey arasındaki laminar akışta hız yayılımı

Şekil 23.2'de görülen akışkanın (iki paralel düzlem arasında akan akışkanın) x - doğrultusundaki hareketi esnasında sıvı tabakaları arasında oluşan kayma gerilmeleri, Newton'a göre,

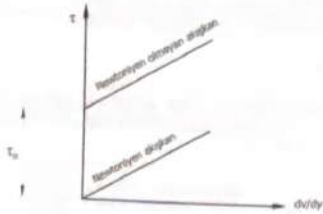
$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (\text{daN/m}^2)$$

şeklinde dir. Burada dv/dy hız gradyanını ve η ise dinamik viskoziteyi gösterir. Viskozite akışkana ait bir büyüklüktür. Bu büyüklük genel olarak sıcaklık ve

basınca bağlıdır. Viskozite sıcaklıkla azalır, basınçla artar. Yukarıdaki eşitlikten de görüldüğü gibi kayma gerilmeleri ile hız gradyanı arasında doğrusal bir değişme vardır. Bu kanuna uyan akışkanlara Newton akışkanı veya Newtoniyen akışkanlar denir (Şekil 23.3). Genel olarak madensel yağlar ve su Newtoniyen akışkanlar sınıfına girerler. Bazı akışkanlarda kayma gerilmeleri ile hız gradyanları orantılı değildir. Bu tür akışkanlara da Newtoniyen olmayan akışkanlar veya reolojik özellikleri olan akışkanlar denir. Bu akışkanlarda kayma gerilmeleri belirli bir τ_0 değerini aştığı taktirde tabakalar arasında kayma başlar. Gresler bu tip akışkanlardandır. Basitleştirilmiş durumda, gresler için

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{dv}{dy}$$

eşitliği kullanılabilir. Bunlara Bingham akışkanları da denir.



Şekil 23.3

Viskozitenin Boyutları:

a. Dinamik Viskozite

SI sisteminde	: Ns/m^2
MKS sisteminde	: $kgfs/m^2$
CGS sisteminde	: $dyns/cm^2$

birimleri kullanılır. Diğer taraftan

$$1 \text{ dyn}cm^{-2}s = 1 \text{ Poise (P)}$$

dir. Ancak bunun daha çok 1/100 katı olan Centipoise cP kullanılmaktadır. Ayrıca

$$1 \text{ daNm}^{-2}s = 9810 \text{ cP}$$

$$1 \text{ daNcm}^{-2}s = 98,1 \cdot 10^6 \text{ cP}$$

eşitlikleri yazılabilmektedir.

b. Kinematik Viskozite

Akışkanlar mekaniğinde ikinci bir viskozite tanımı daha vardır. Buna kinematik viskozite denir. Kinematik viskozite

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \quad (cm^2/s)$$

Burada η - dinamik viskozite ($dyncm^{-2}s$), ρ - yağlayıcı yoğunluğu ($dyns/cm^3$), g - yerçekimi ivmesi (cms^{-2}) ve γ - yağlayıcının özgül ağırlığıdır ($dyncm^{-3}$). Ayrıca

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

olarak bilinmektedir.

Kinematik viskozite için

$$1 \text{ cm}^2/s = 1 \text{ St}$$

$$1/100 \text{ St} = 1 \text{ cSt}$$

birimleri kullanılmaktadır (St: Stokes).

c. Ticari Viskozite Birimleri:

Ticari viskozite birimleri çeşitli viskozimetreler yardımıyla tespit edilmektedir. Örneğin Almanya'da kullanılan Engler derecesi: 200 cm^3 yağ ve 20°C sıcaklıkta 200 cm^3 lük suyun; altında çapı bilinen bir delik bulunan bir hazneden akış zamanlarının birbirine oranı olarak tanımlanmaktadır. Benzer şekilde Amerika'da Saybolt üniversal saniyesi (SUS) ve İngiltere'de Redwood saniyesi gibi bağlı kinematik viskozite birimleri tanımlanmıştır.

Engler derecesi ile Centistokes arasındaki ilişki, yakınsak olarak (Vogelpohl'a göre)

$$E^\circ < 7 \text{ için}$$

$$\nu = 7,6 \cdot E^\circ \left(1 - \frac{1}{E^\circ} \right) \quad (cSt)$$

$E'' > 7$ için

$$\begin{aligned} 1 \ E'' &= 7,6 \text{ cSt} \\ &= 30,75 \text{ Red.San.} \\ &= 35,00 \text{ SL/S} \end{aligned}$$

şeklinde. Dinamik viskozite ile Engler derecesi arasındaki ilişki ise

$$\eta = \left(74 \cdot E'' - \frac{64}{E''} \right) \cdot 10^{-4} \text{ (daN/cm}^2\text{s)}$$

olarak bilinmektedir. Burada γ - yağlayıcının özgül ağırlığıdır (daN/cm^3).

23.4.1.1. Viskozite – Sıcaklık İlişkisi

Genellikle sıvılarda viskozite sıcaklığın artmasıyla azalmakta, gazlarda ise bir miktar artmaktadır. Önemli olan husus, makinelerin sıcaklık bakımından normal çalışma bölgesi olan 30°C ile 70°C arasında viskozitede büyük değişiklikler olmamasıdır.

Özellikle sıvı madensel yağların viskozitesi, sıcaklık etkisinde üstel olarak değişir. Vogelpohl'a göre bu bağıntı

$$\eta = k \cdot e^{\frac{b}{T}}$$

şeklinde. Burada k, b, c , malzemeye bağlı sabitlerdir. Bunlar sıcaklık etkisinde değişmekle beraber makinelerin normal çalışma sıcaklıklarında sabit alınabilmektedir. Eşitlikteki T ise sıcaklığı (°C) göstermektedir.

23.4.1.2. Viskozite – Basınç İlişkisi

Genel olarak sıvıların ve gazların viskoziteleri basınçla artmaktadır. Sadece 0°C'da suyun viskozitesi basınçla azalır. Madensel yağlarda viskozitenin basınçla değişimi, iyi bir yakınsaklıkta,

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$$

şeklinde. Burada η_0 , yağın atmosfer koşullarındaki viskozitesi, p -basınç ve α -bir malzeme sabitidir. Organik yağlarda $\alpha = 1,101$, madensel yağlarda ise $\alpha = 1,0015 - 1,003$ arasında değişmektedir.

23.4.2. Islatma Yeteneği

Bilhassa sıvı sürtünme bölgesinde yağların madensel yüzeyleri ıslatma özelliği önemli rol oynar. Yağın ıslatma yeteneği olarak; temasta bulunduğu yüzeyler üzerine yayılması ve yapışması özelliği anlaşılmaktadır. İyi bir yağ, yağlayacağı yüzeye iyi yapışmalı ve iki yüzey arasında ince bir tabaka oluşturmalıdır.

23.4.3. Özgül Ağırlık

Madensel yağların özgül ağırlıkları sıcaklıkla (çok az miktarda da basınçla) değişir. Kullanılmakta olan yağların (mineral yağların) özgül ağırlıkları, 20°C'da,

$$\gamma = 0,80 \div 0,96 \text{ (daN/dm}^3\text{)}$$

arasında değişmektedir.

23.4.4. Katılaşma Noktası

Özellikle soğuk iklimlerde kullanılacak yağlar için önem taşır. Parafinik yağlarda yağın içinde bulunan mum (vaks) miktarı katılaşmada en büyük etkidir. Naftenik veya sentetik yağlarda olduğu gibi yağın içinde mum yoksa katılaşma olayı viskozitenin artması ve yağın akışkanlığını kaybetmesi şeklinde kendini gösterir. Bir yağın katılaşma noktası, standart bir kapta homojen olarak soğutulan yağın, kabin altındaki delikten artık akmadığı sıcaklık olarak tespit edilir. Madensel yağlarda bu sıcaklık -20°C dolayındadır.

23.4.5. Alevlenme Noktası

İçten yanmalı motorlarda, kompresörlerde ve benzeri yüksek sıcaklıklarda veya yüksek sıcaklıklardaki madensel yüzeylere sahip makinelerde kullanılan yağlarda önemli bir özelliktir. Standart bir kap içinde ısıtılan yağın üzerinde oluşan yağ buharı - hava karışımının kızgın bir kontakt ucunun yaklaştırılmasıyla parlamalar göstermeye başladığı sıcaklıktır. Ekseriya bu sıcaklığın 30°C - 60°C üstünde devamlı yanma başlar. Bu durumda yanma noktasına ulaşılmış olur.

23.4.6. Damlama Noktası

Greslerde göz önüne alınması gereken bir özellik olup gresin sıcaklığa dayanıklılığını tespit eden bir ölçüdür. Standart bir kap içinde ısıtılan gresin kap altındaki delikten damlamaya başladığı sıcaklıktır.

Cetvel 23.1 Viskozite birimleri arasındaki ilişki

Engler	Centistok	Saybolt saniyesi		Redwood saniyesi
		100 °F	210 °F	
1,3	3,92	33,8	39,2	34,8
1,4	5,10	42,5	42,9	38,7
1,5	6,25	46,2	46,6	40,9
1,6	7,40	49,9	50,4	44,1
1,76	9,20	56,0	56,5	49,3
1,83	10,0	58,8	59,2	51,8
2,0	11,8	65,2	65,7	57,4
2,4	15,8	80,2	81,0	70,4
2,8	19,4	95,1	96,1	82,9
3,0	21,1	101,2	103,3	88,9
4,0	29,4	138,3	139,7	120,7
5,0	37,4	174	176	153
6,0	45,2	210	212	184
7,0	53,0	245	248	216
8,0	60,5	279	282	246
9,0	68,3	315	319	277
10,0	75,9	350	354	308
12,0	91,0	419	423	369
13,17	100,0	460	466	405
14,0	106,3	488	494	431
16,0	121,5	559	565	492
18,0	136,8	630	637	554
20,0	152	700	707	616
25,0	190	875	884	769
32,9	250	1152	1164	1012
40,0	304	1400	1415	1231
50,0	380	1750	1768	1538
60,0	456	2100	2122	1846
70,0	532	2450	2480	2156
80,0	608	2800	2828	2460
90,0	685	3150	3182	2770
100,0	760	3498	3537	3077

23.4.7. Oksidasyon

Yağın hava ile (oksijenle) teması sonucu, yüksek sıcaklık veya ışık etkisinde, metal iyonları yüzünden okside olarak yağlama özelliği bozulur. Okside olan yağın rengi değişir, viskozitesi artar ve temas ettiği metaller için tehlikeli olmaya başlar. Yağın renginin değişmesi (genellikle siyahlaşma şeklinde) değişme zamanının geldiğini gösterir.

23.4.8. Emülsiyon (Karışım) Teşkili

Buhar ve su makinelerinde kullanılan yağlarda büyük bir öneme sahiptir. Yağa karışan suyun santrifüjlerde yağdan kolayca ayrılması istenir. Deneme şöyledir: 100 cm³ su içine 50 cm³ yağ konur ve beraberce kaynatılır. Sonra bunun içinden buhar geçirilir. Tekrar kaynatılır. Soğumaya bırakılıp yağ ve suyun birbirinden ayrılan miktarları ve zaman tespit edilir. Bazı yağların ise karışım yapmaları arzu edilen bir özelliktir (talaşlı imalatla soğutma işleminde kullanılan bor yağlarında olduğu gibi).

23.4.9. Nötralizasyon Sayısı

Yağın içinde zamanla ve çalışma sonucu meydana gelen eskime ürünlerini ve buna bağlı olarak yağın değiştirme zamanını tespiti yarar.

Nötralizasyon sayısı: oda sıcaklığında 1 gr yağ içinde bulunan serbest asitleri nötralize etmek için gerekli potasyum hidroksit m_{gr} olarak miktarına denir. Örneğin kullanılmış buhar türbini yağında bu sayı 3'ü geçmemelidir. Geçmiş ise yağın değiştirme zamanı gelmiş demektir.

23.4.10. Kül Miktarı

Bir kap içinde yakılan belirli miktardaki yağdan geri kalan yanma artığı kül miktarını ifade eder. İçten yanmalı motorlarda bu husus çok önemlidir. İyi bir motor yağında kül miktarı sıfır olmalıdır.

23.4.11. Renk

Başlangıçta rengi bilinen bir yağın bu renginin zamanla değişmesi, yağ içinde eskime ürünlerinin oluştuğu fikrini verir. Madensel yağların bilinen rengi sanıtraktır.

23.5. Yağlama Şekilleri

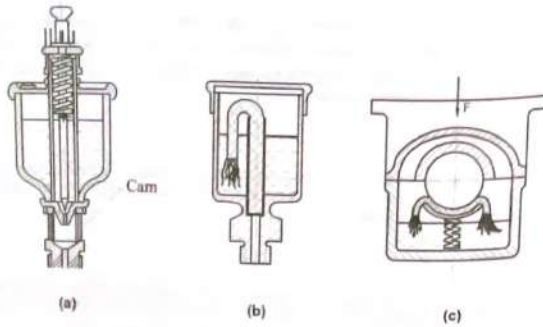
Yağın yağlanacak yere kadar iletilmesi çeşitli şekillerde olur. Yağlamadan beklenen özelliklere göre, açık devre yağlama sistemi ve kapalı devre yağlama sistemi olarak iki çeşit yağlama şekli vardır.

23.5.1. Açık Devre Yağlama Sistemi

Yağlayıcı madde yağlama yerine gönderilir. Buraya sevk edilen yağ işini bitirdikten sonra akıp gider. Tekrar yağlama işi için kullanılmaz. Bu sistem çok az yağa ihtiyaç gösteren ve yağdan yüksek özellikler beklenmeyen basit yağlama işlerinde kullanılır. Çok yüksek sıcaklıklarda çalışan yataklarda, yağlama yerine gelen yağ

buharlaşarak kayboluyorsa bu gibi durumlarda, özellikle artık bırakmaksızın buharlaşabilen yağ türleri kullanılmalıdır. Örneğin, turbo-reaktörlerde sıcak gaz lülesi ayar mekanizmasındaki yataklama yerlerinde, sürekli yağlama yerine özel bir gres verilir. Gres bir müddet sonra buharlaşır. Açık devre yağlama sistemine ait en basit yöntem, sıvı yağlarda yağdanlıkla veya greslerde basit bir gres pompası ile yağlanacak yerin üstünde bulunan deliğe arada bir yağ verilmesidir. Açıkta çalışan küçük hız ve yüklerdeki yataklama yerlerinde, bazı ev aletlerinde bu sistem uygulanmaktadır.

Yağ serfiyatı az olan ve küçük yük ve hızlar bölgesindeki çalışma koşullarında damlalıklı ve fitilli yağlama sistemlerinden de yararlanılmaktadır (Şekil 23.4a ve b). Vagon tekerleklerinin yağlanması olduğu gibi ağır yükler bölgesinde keçeli yağlama sistemi kullanılabilir (Şekil 23.4c). Keçe tarafından mile verilen yağ işini bitirdikten sonra alttaki bir depoda toplanmaktadır.

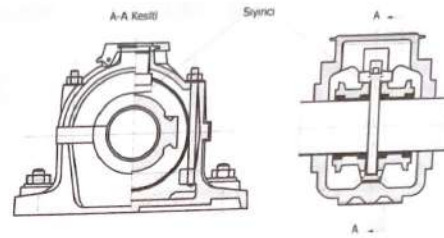


Şekil 23.4 Çeşitli yağlama yöntemleri
a) Damlalıklı, b) Fitilli, c) Keçe yastıklı

23.5.2. Kapalı Devre Yağlama Sistemi

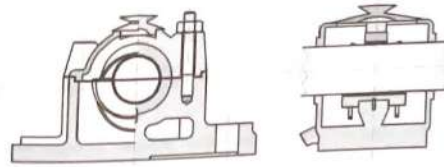
Bu sistemde işini bitiren yağ bir depoda toplanarak tekrar yağlama yerine sevk edilir. Yağlama yağı sistem içinde sürekli dolaşım halindedir. Yağlama yerine istenilen miktarda yağın verilmesi mümkündür. Büyük yük ve hızlar bölgesinde bu sistemin değişik tipleri kullanılır.

Kapalı devre yağlamasının en basit örneğini sabit (Şekil 23.5) veya oynak (serbest) (Şekil 23.6) bilezikli yağlama teşkil eder.



Şekil 23.5 Sabit bilezikli yağlanan yatak

Sabit bilezikli yağlama, yüksek olmayan hızlarda ($<12 \text{ m/s}$) ve koyu yağ ile çalışma şartlarında kullanılır. Serbest bilezikli yağlama sistemleri de $1500 \div 2000 \text{ d/d}$ hızlar bölgesinde kullanılabilmektedir.



Şekil 23.6 Serbest bilezikli yağlanan yatak

Kapalı devre yağlamasının en kusursuz şeklini pompalı yağlama teşkil eder. Çok sayıda yataklama ve yağlama yerinin bulunması ve büyük yük ve hızlar bölgesinde özellikle ihtiyaç duyulan bir yağlama şeklidir. Yağın yataklara gönderilmesi, ekseriya $1 \div 4 \text{ daN/cm}^2$ basınç altında dişli pompalarla yapılmaktadır.

24. KAYMALI YATAKLAR

Dönen, salınım hareketi yapan veya hareketsiz duran mil ve aks muylularını taşıyan elemanlara yatak adı verilir. Mil veya aksların yatak içinde kalan kısmına muylu denir.

Yüzeyler arasındaki hareketin oluş şekline göre yatakları iki temel gruba ayırmak mümkündür. Yatak yüzeyleri arasındaki hareket kayma şeklinde ise kaymalı yataklar, hareketi temin eden elemanların yuvarlanması şeklinde ise yuvarlanmalı yataklar olarak adlandırılır. Ayrıca gerek kaymalı yataklar gerekse yuvarlanmalı yataklar taşıdıkları yükün etki doğrultusuna göre radyal ve eksenel yataklar olarak iki şekilde ele alınır. Radyal yataklar, yatak eksenine dik doğrultuda gelen yükleri taşıyan yataklardır. Yatak eksenine paralel doğrultudaki yükleri taşıyan yataklar ise eksenel yataklar adı ile anılır.

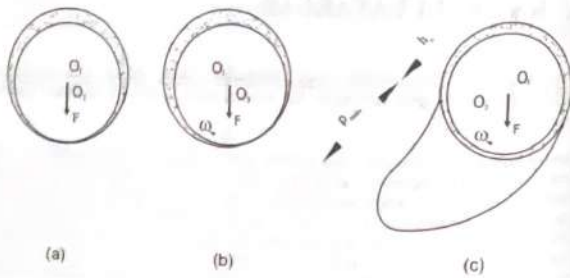
Kaymalı yataklar, yağlama bakımından iki şekilde göz önüne alınır: hidrodinamik ve hidrostatik kaymalı yataklar.

24.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklar

24.1.1. Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklar

Sessiz çalışma, büyük darbeli yüklerle dayanıklılık (örneğin içten yanmalı motorlarda biyel ve krank yatakları), titreşim sönümleme gibi isteklerin bulunduğu yerlerde kullanılır.

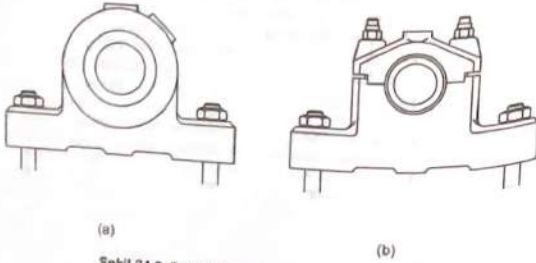
Hidrodinamik yağlama, yüzeyler arasındaki boşluğa ve bağlı hızla bağlı olarak yüzeyleri birbirinden tamamen ayıracak basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlama şeklidir. Radyal yataklarda sıvı sürtünmesinin (hidrodinamik yağ tabakasının) oluşması için mil ile yatak birbirine boşluklu geçme şeklinde yapılır. Milin açılma hızı $\omega = \pi n/30$ olduğuna göre $\omega = 0$ durumunda, yani mil dururken (Şekil 24.1a) yüzeyler doğrudan doğruya temasta olduğundan hareketin başlangıcında çok kısa bir süre için yüzeyler arasında kuru sürtünme olur ve mil, yatak zarfı içerisinde hareket yönünün ters tarafına doğru tırmanır (Şekil 24.1b). Bu durumdan itibaren hareket nedeniyle yağ, yüzeyler arasında yayıldığından sınır sürtünmesi olur ve sürtünme katsayısı azalmaya başlar. Bir müddet sonra tamamen sıvı sürtünmesi bölgesine geçer ve mil muylusu da yatak zarfı içerisinde hareket yönüne doğru kayarak eksantrik bir durum alır (Şekil 24.1c). Böylece yağ içinde oluşan hidrodinamik basınç yüzeyleri birbirinden tamamen ayırır ve sıvı sürtünmesini oluşturmıştır. Sıvı sürtünmesi bölgesinde mil merkezi ile yatak merkezi arasındaki eksantriklik hızla bağlı olarak değişmektedir. Bu eksantriklik yağlamanın sürekliliği bakımından hiçbir şekilde sıfır olmamalıdır. Çünkü Şekil 24.1c'den de görüldüğü gibi, yatak yükünü taşıyan p_{max} basıncı, ancak bu



Şekil 24.1 Radyal kaymalı yataktaki hareketin başlangıcı ve basınç oluşumu
(a) dururken ($\omega = 0$), (b) hareket başlangıcı ($\omega > 0$), (c) rejim (normal çalışma) durumunda ($\omega = \omega_c = 2\pi n/60$)

eksantriklik sayesinde oluşan yağ kaması (daralan yağ tabakası) ile süreklilik kazanır. Hidrodinamik yağlamada daralan bu yağ tabakası (yağ kaması), dolayısıyla eksantriklik vazgeçilmez bir unsurdur.

Radyal kaymalı yataklar tek parçalı yatak (Şekil 24.2a) veya iki parçalı yatak (Şekil 24.2b) şeklinde yapılabilir. Bu yataklarda yatağın alt yarısı taşıyıcı görev görür. Bu nedenle hidrodinamik basınç dağılımı, yani taşıyıcı hidrodinamik yağ tabakası bu bölgede önemlidir. Yatağın üst yarısı ise geometrinin tamamlayıcısı ve yağlama sistemi bakımından önem taşımaktadır.



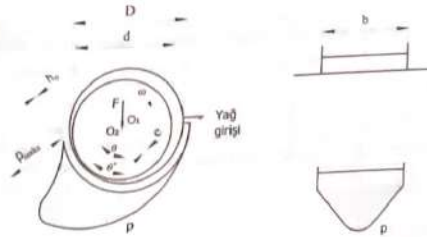
Şekil 24.2 Radyal kaymalı yatağın yapısı

24.1.1.1. Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yatağın Hesabı

Radyal kaymalı yataklarda yükü taşıyan basıncın yağ filmi boyunca oluştuğu bir gerçektir. Ancak yataktaki yağ filminin nerede başlayıp nerede bittiği tam olarak bilinmemektedir. Sommerfeld'e göre hidrodinamik yağ tabakası $\theta = 0^\circ$ de başlayıp $\theta = 360^\circ$ de son bulmaktadır. Ancak yatağın üst yarısında negatif basınç oluştuğu için akışkan tabakasının (sıvı filminin) devamlılığı son derece zordur. Bunun yerine hidrodinamik yağ tabakasının $\theta = 0^\circ$ de başlayıp $\theta = 180^\circ$ de bittiği tezi daha ağır basmaktadır. Bu duruma yarı Sommerfeld sınır koşulları denir.

Bugün daha yaygın bir görüş ise Reynolds sınır koşullarını benimsemektedir. Buna göre hidrodinamik yağ tabakası $\theta = 0^\circ$ de başlayıp basıncın ve basınç gradyeninin birlikte sıfır olduğu ($p = dp/d\theta = 0$) noktada sona ermektedir.

Günümüzde yukarıdaki her üç varsayımın da gerçeklik derecesi kesin olarak kanıtlanamamıştır. Ancak daha basit olması nedeniyle çoğu yazar Sommerfeld varsayımını esas almıştır. Her üç varsayımdaki yöntemlerle varılan sonuçlar benzer olduğundan burada da Sommerfeld varsayımı esas alınacaktır.



Şekil 24.3 Hidrodinamik radyal kaymalı yataktaki basınç dağılımı

- Kullanılan simgeler:
- θ : yatak açısı (teorik olarak en küçük aralığın oluştuğu açı)
 - θ^* : basınç açısı (teorik olarak basıncın en büyük olduğu açı)
 - Not : Pratikte $\theta = \theta^*$ olarak alınır.
 - $e = \frac{D-d}{2} - h_c$: eksantriklik
 - $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d}$: boyutsuz eksantriklik

h_s	: en küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı)
d	: mil çapı
D	: yatak çapı
b	: yatak genişliği
$\Delta d = D - d$	: yatak boşluğu
$\psi = \frac{\Delta d}{d_{nom}}$	: boyutsuz (bağıl) yatak boşluğu

Bir radyal kaymalı yataktaki basınç dağılımı Şekil 24.3'de görüldüğü gibidir. Bu basıncın değeri, bazı sınır şartlarına bağlı olarak Sommerfeld ve Reynolds tarafından ayrı ayrı hesaplanmış ve ortaya çıkan sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Ancak hesaplamalarda genellikle bu hidrodinamik basınç yayılımı yerine, daha kolay olması ve çıkan sonuçların büyük farklılıklar göstermemesi nedeniyle, ortalama basınç tanımından yararlanılmaktadır. Bu tanıma göre basınç eşitliği

$$p_m = \frac{F}{b.d} \quad (daN / m^2)$$

şeklinde dir.

Bir yataktaki gerçek en ince yağ tabakası kalınlığı; Şekil 24.4'de ifade edilen büyüklüklerle,

$$h_s > R_{s1} + R_{s2}$$

olmalıdır. Yani tam sıvı yağlaması için en ince yağ tabakası kalınlığı, en büyük yüzey pürüzlüklerinin ezilme yükseklikleri toplamından büyük olmalıdır.

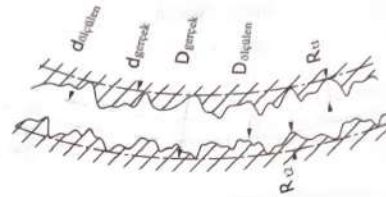
Ölçülen yatak boşluğu

$$\Delta d_s = \frac{D_s - d_s}{2}$$

ve gerçek yatak boşluğu

$$\Delta d_e = \frac{D_e - d_e}{2}$$

olmaktadır. Yüzeylerin pürüzlülük değerleri yüzeyin kalitesine bağlıdır. Cetvel 24.1'de bazı yüzey kaliteleri için bu pürüzlülük değerleri verilmiştir. $R_s = (4, \dots, 5) R_e$ olduğu unutulmamalıdır.



Şekil 24.4

Ancak $h_s > R_{s1} + R_{s2}$ ifadesine göre en ince yağ tabakası kalınlığı h_s 'i hesaplamak için, bu değer $(R_{s1} + R_{s2})$ 'den ne kadar büyük olacağı da bilinmelidir. S_M bir emniyet payı olmak üzere

$$h_s \geq S(R_{s1} + R_{s2}) \geq S_M(4, \dots, 5)(R_{s1} + R_{s2})$$

yazılabilir. Buradaki S_M - emniyet payı genellikle 1,2 ile 1,5 arasında alınır.

Cetvel 24.1 R_s yüzey pürüzlülüğü değerleri

Yüzeyin durumu	R_{s1} (μm)	R_{s2} (μm)
Tornalanmış	2,8	12
İnce tornalanmış veya taşlanmış	0,6	3
İnce taşlanmış	0,19	0,8
Parlatılmış	0,04	0,2

Hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda en ince yağ tabakası kalınlığı, dolayısıyla yük taşıma ve sürtünme durumları boyutsuz Sommerfeld Sayısı ile karakterize edilmiştir. Bu sayı

$$S_s = \frac{P_s \psi^2}{\eta \omega}$$

şeklinde dir. Burada

$$P_s = \frac{F}{b.d} \quad (daN / m^2) \quad \text{ortalama yatak basıncı}$$

$$\psi = \Delta d / d_{\text{min}} \quad \text{boyutsuz yatak boşluğu}$$

$$\eta = (daNm^{-2}s) \quad \text{dinamik viskozite}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (1/s) \quad \text{açısal hız}$$

olarak bilinmektedir. Sommerfeld Sayısı; h/d yatak oranına ve $\varepsilon = 2e/\Delta d$ boyutsuz eksantriklik değerine bağlı olarak Cetvel 24.2'de verilmiştir. Ayrıca radyal kaymalı yatağın bütün karakteristik değerleri için Şekil 24.5'deki grafikten de yararlanılmaktadır.

Boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı;

$$h_e = \frac{2h_a}{\Delta d}$$

şeklinde dir.

Uygulama için pratik bilgiler;

Ortalama basınç (p_m) değerleri Cetvel 24.3'den alınabilir. Taşıyıcı miller ile genel makina inşaatında kullanılan yataklarda $p_m = 10-15 \text{ daN/cm}^2$ arasında alınabilir. Genişlik/çap oranı (b/d) = 0,5-1,5 arasında değişir. Burada önerilen değer $b/d = 1$ 'dir.

Boyutsuz boşluk ψ : hız, yük ve malzeme çiftine bağlı olarak değişir. Beyaz metal (WM veya BM) veya bronz (Bz)/çelik çiftinde yakınsak olarak

$$\psi = 0,0008 \sqrt{v}$$

eşitliği ile verilir. Burada $v = (m/s)$ olarak milin çevre hızıdır. Yatak kayma yüzeyi Poliamid veya diğer sentetik bir malzeme ise

$$\psi > 0,004$$

alınır. Buhar türbini ve elektrik motorlarında büyük eksantrikliklerin meydana gelmemesi için ya ψ küçük alınır veya çok kamalı yatak kullanılır. ISO toleransları ile elde edilecek ψ değerleri Cetvel 24.4'de görülmektedir.

Aşırı yüklerde büyük, düşük yüklerde ise küçük Sommerfeld sayıları kullanılır. Pratikte $S_o > 1$ bölgesinde çalışılır. Ancak yüksek hız ve düşük yüklerde $S_o < 1$ alınabilir. Normal yüzey kalitelerinde $S_o < 10$ alınmaktadır. Çok küçük S_o sayılarında

Cetvel 24.2 ε ve b/d oranına bağlı olarak $1/S_o$ ve μ/ψ değerleri

ε	$\frac{b}{d} = 1$		$\frac{b}{d} = \frac{1}{2}$	
	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$	$\frac{1}{S_o}$	$\frac{\mu}{\psi}$
0,95	0,054	0,675	0,075	0,869
0,90	0,12	1,06	0,196	1,59
0,80	0,28	1,71	0,577	3,25
0,70	0,48	2,36	1,16	5,48
0,60	0,75	3,21	2,01	8,08

Cetvel 24.4 ISO toleransları ile elde edilen ortalama ψ değerleri (binde olarak)

Çap (mm)	H7/g6	H7/f7	H7/e8	H7/d8
30-50	0,74	1,25	2,05	2,8
50-80	0,53	0,92	1,50	2,12
80-120	0,41	0,71	1,16	1,65
120-180	0,31	0,55	0,91	1,31
180-250	0,24	0,45	0,74	1,06

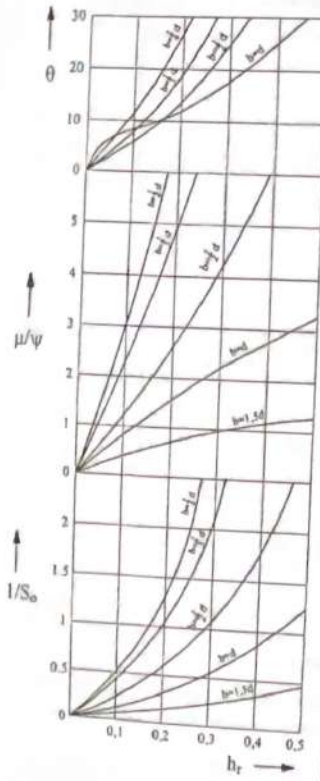
yağ tabakası titreşimlerini önlemek bakımından çok kamalı yataklar kullanılmalıdır. Çok büyük S_o sayılarında ise yarı sıvı sürtünmesi bölgesinde kalabilmek için hidrostatik yağ tabakası teşkili yoluna gidilir.

En küçük yağ tabakası kalınlığı (en küçük aralık) h_e değerinin yüzey pürüzlerinin toplamından daha büyük olması gerektiği yukarıda söylenmişti. Geçiş dönme sayısı için iyi bir yakınsaklıkla

$$h_e = 10 \text{ } \mu\text{m} (= 0,01 \text{ mm})$$

alınabilir. Çok iyi işlenmiş ve parlatılmış yüzeyler için bu değer

$$h_e = 5 \text{ } \mu\text{m}$$



$$S_s = \frac{P_m \psi^2}{\eta \omega} \text{ Sommerfeld sayısı}$$

$$P_m = \frac{F}{b \cdot d} \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

F - (daN) ortalama basınç

b - (m) yatak genişliği

d - (m) mil çapı

$$\psi = \frac{\Delta d}{d} \text{ boyutsuz yatak boşluğu}$$

Δd - (m) yatak boşluğu

n - (d/d) dönme sayısı

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ (1/s) açısal hız}$$

$$\eta \text{ - (daNs/m}^2\text{)}$$

η - (daNs/m²) dinamik viskozite

h_s - (m) en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_s = \frac{2 \cdot h_r}{\Delta d} \text{ boyutsuz en ince yağ}$$

h_r - (m) tabakası kalınlığı

$$G = \frac{d^3 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \eta} \text{ (lt/dk)}$$

G - (lt/dk) yağlama için yatağa

μ - (daNs/m²) yağın viskozitesi

η - (daNs/m²) yağın viskozitesi

θ - yağ debisi faktörü

Cetvel 24.3 Makina yapımında kullanılan kaymalı yataklar için yüklem değerleri
(Fe-Çelik, DD-Dökme demir, BM-Beyaz metal, Pb-Bz-Kurşun bronzu, Bz-Bronz, Rg-Kızıl döküm, Sn-Bz-Kalay bronzu)

Kullanıldığı yer	Malzeme çifti	p (daN/cm ²)	v (m/s)
Güç taşıyıcı miller	DD/Fe	2	3,5
	DD/Fe	8	1,5
	BM/Fe	5	6
Kaldırma makineleri:			
Vinç kolu dönme noktası	DD-Sn-Bz20/Fe70	150	-
Tekerlek, makara, tambur	Rg7/Fe50	120	-
Takım tezgahları:	BM, Rg, DD-Bz, DD/Fe	20-50	-
Mafsallı presler, süper basınçlı	Pb-Bz/Fe	1000	-
hadde işleri	SnBz8/Fe sert.	500	50
	Sentetik mal./Fe sert	250	50
Elektro ve su kuvvet makineleri, buhar türbinleri ve özel turbo motorlar	BM/Fe50	7-12	10
	BM/Fe	8	60
	Pb-Bz/Fe	15	60
Pistonlu buhar mak.-Pompalar:			
Kroshead ve piston pernoları	BM, Pb-Bz/Fe sert.	120	-
Krank mili: Piston kolu yatağı,	BM, Pb-Bz/Fe sert.	75	3,5
ana yatak, dış yatak (Volan yatağı)	BM, Pb-Bz/Fe sert.	45	3,5
	BM/Fe	25	3
Taşıt ve uçak motorları:			
Piston kolu yatağı: yavaş hız,	BM/Fe	120	-
yüksek hız	BM/Fe	200	-
uçak motorları	BM/Fe	800	-
Krank mili yatağı: yavaş hız,	BM/Fe	80	-
yüksek hız	BM/Fe	135	-
uçak motorları	BM/Fe	180	-
Diesel motorları:			
4 zamanlı motor piston kolu yatağı	-	125-250	-
4 Z Mot. krank mili yatağı	-	55-130	-
2 Z Mot. piston kolu yatağı	-	100-150	-
2 Z Mot. Krank mili yatağı	-	50-90	-

veya daha aşağı olabilir. Ancak bu durumda kullanılacak yağın çok iyi filtrelenmiş olması şarttır.

Radyal kaymalı yataklarda çevre hızı (v) 12 m/s'nin üstüne çıkınca pompalı yağlama sistemi tercih edilmelidir. Daha küçük hızlarda ve yatay millerde bilezikli yağlama uygulanabilir.

μ - sürtünme katsayısı olmak üzere hidrodinamik sıvı tabakası bölgesinde Vogelpohl'a göre,

$$S_e < 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/S_e$$

$$S_e > 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/\sqrt{S_e}$$

yaklaşık değerleri kullanılabilir.

Yağ tabakası teşkili için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = \frac{d^3 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \quad (lt/dk)$$

Burada μ - sürtünme katsayısı, n - (d/d) olarak dönme sayısı, d (cm) olarak mil çapı, b - (cm) olarak yatak genişliği ve θ - yağ debisi faktörüdür (Bak. Şekil 24.5).

24.1.1.2. Radyal Kaymalı Yataklarda Hesapların Düzenlenmesi

1. Milin yükleme durumuna göre yataklara etkiyen kuvvetler tespit edilir.

2. Milin yataklama yerindeki çapı (d) hesaplanır veya diğer çap kademelerine göre seçilir. Buna göre b/d oranı göz önünde bulundurularak yatağın ortalama basıncı

$$p_m = \frac{F}{b \cdot d}$$

eşitliği ile hesaplanır. Ortalama basınç değerleri Cetvel 24.3'den de alınabilir. Bazı durumlarda hesapla bulunan basınç değerleri yardımıyla aynı cetvelden yatak malzemesi seçilebilir.

3. En küçük yağ tabakası kalınlığı h_e ; yüzey pürüzlülüğü göz önünde bulundurularak

$$h_e \geq S_m (4 \dots 5) (R_m + R_{m'})$$

eşitliği yardımıyla tespit edilir.

4. Boyutsuz yatak boşluğu ψ , seçilen yatak malzemesine veya ISO toleranslarına göre (örneğin Cetvel 24.4'den) seçilir. Tolerans değerleri belirlenince Δd çap farkı da belli olacağından boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_e = \frac{2h_e}{\Delta d} = \frac{2h_e}{\psi \cdot d} = 1 - \epsilon$$

bulunur.

5. Boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı (h_e) ve boyut oranına (b/d) göre Şekil 24.5'den veya

$$\epsilon = \frac{2\epsilon}{\Delta d} = 1 - \frac{2h_e}{\Delta d}$$

eşitliği ve b/d 'ye göre Cetvel 24.2'den S_e ile μ/ψ ve θ değerleri bulunur.

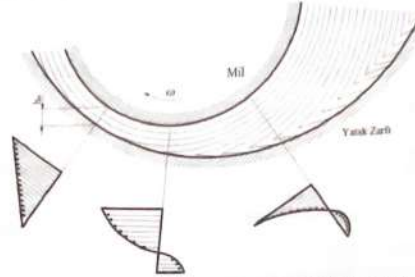
6. $S_e = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ eşitliğinden yatakta kullanılacak yağın viskozitesi hesap edilir.

7. Bölüm 24.3'de verilen "Kaymalı Yataklarda Isı Kontrolü" kısmındaki eşitliklerden yararlanılarak yatağın soğuma durumu kontrol edilir.

24.1.1.3. Birden Fazla Kayma Yüzeyle Yataklar (Çok Kamalı Yataklar)

Düşük yük ve yüksek hızlarda daha kalın yağ tabakaları oluşmakta, ancak yatak içinde mil (muylu) çalışma dengesini (stabilitesini) kaybetmektedir.

Hızın yüksek olduğu durumlarda yağ tabakasının incelmesi yerde yağ geriye doğru akar. Bu olay, milin yatak zarfının en yakın olduğu yerde (en ince yağ tabakasının

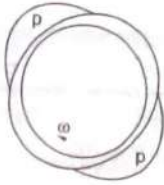


Şekil 24.6 Yüksek basınç etkisiyle yağın geriye akışı ve hız dağılımları

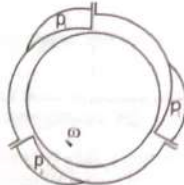
oluştugu yerde) yağın sıkışmasından ortaya çıkan yüksek basınç nedeniyle meydana gelmektedir. Esasen en ince yağ tabakasının oluştuğu yerde basıncın yüksek olması doğaldır ve gereklidir. Çünkü yükü taşıyacak basınç ancak bu bölgede oluşur. Yatak zarfının diğer kısımları taşıma işine yardımcı olmakla beraber yükü dengeleyen kısım bu bölgedir. Bu yüksek basıncın elde edilmesi için:

1. Milin dönmesiyle aralığa sevk edilen yağ miktarı fazla olmalı,
2. Sevk edilen bu yağlar ancak büyük zorlamalarla aralıktan çıkabilmelidir.

Birinci şart büyük boşluk, ikincisi ise küçük boşluk gerektirir. Bu iki şart normal bir yatakta gerçekleşemez. Bu nedenle birkaç tane taşıma yüzeyi olan yataklar yapılmıştır. Bunlara birden fazla taşıma yüzeyli yataklar adı verilir.



Şekil 24.7 İki taşıyıcı yüzeyli yatak

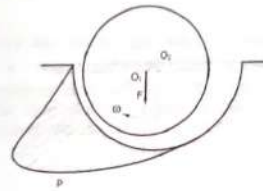


Şekil 24.8 Üç taşıyıcı yüzeyli yatak

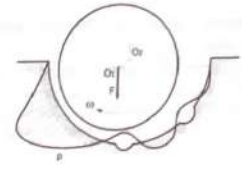
İki taşıyıcı yüzeyli yatak (limon boşluklu yatak) (Şekil 24.7); bu yatakta iki basınç tepecigi oluşur ve mil bu basınç tepecikleri arasında sıvı bir kısıp açığında imiş gibi dengede kalır ve rahat çalışır. Dengenin önemli olduğu yerlerde kullanılır.

Dönüş yönü değişmeyen mil yataklamalarında üç taşıyıcı yüzeyli yataklar oldukça iyi sonuç verirler (Şekil 24.8).

Normal bir yatakta yağ basıncının durumu Şekil 24.9'da olduğu gibi iken, bu yatağın taşıyıcı kısmına yağ kanalı açılırsa basınç yayılımı Şekil 24.10'daki şekli alır. Bu iki şekilden de görülebileceği gibi yatak zarfına açılan yağ kanalları basınç dağılımını kötü yönde etkilemekte ve yatağın yük taşıma kapasitesini azaltmaktadır. Yük taşıma kapasitesinin azalmasına neden olabilecek bu tür yataklarda zayıf basınç bölgelerinin orta kısmına büyük yağ kanalları açılırsa yatağın daha bol yağ ile yağlanması temin edilir. Dört taşıma yüzeyli yatak buna örnek gösterilebilir (Şekil 24.11). Burada mil çevresinde oluşan dört basınç tepecigi milin dört bir tarafından sararak dengede tutar ve sistemin her iki yönde çalışmasına olanak tanır.



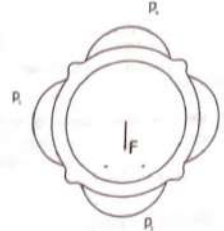
Şekil 24.9 Normal yatak basıncı



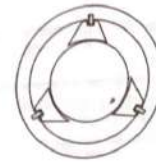
Şekil 24.10 Bozulmuş taşıyıcı basınç

Çok taşıma yüzeyli yataklar sessiz çalışmaları, uzun ömürlü olmaları, darbeye karşı dayanıklı olmaları ve iyi bir merkezleme temin etmeleri bakımından özellikle takım tezgahlarında geniş kullanma alanlarına sahiptirler. Aynı zamanda normal yataklarda uygulanan devir sayılarının (birkaç bin) çok üstünde (50.000 - 60.000) devir sayılarına kadar da kullanılabilmektedirler.

Çok taşıma yüzeyli yataklar oynak segmanlı olarak da yapılabilir (Şekil 24.12). Milin devir sayısına göre segmanlar eğimlerini otomatik olarak ayarlayabileceği gibi ayar cıvataları yardımıyla da segman ile milin arasındaki boşluk ayarlanabilir.



Şekil 24.11 Dört taşıma yüzeyli yatak



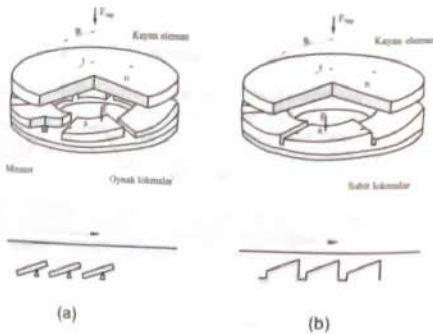
Şekil 24.12 Oynak segmanlı yatak

24.1.2. Hidrodinamik Eksenel Kaymalı Yataklar

Su ve buhar türbinleri, turbo kompresörler, gemi milleri ve benzeri yerlerde eksenel kuvvetleri almak üzere kullanılır. Genel olarak yatakta eğik bir yağ kaması teşkil edilir. Bu eğik yağ kaması, yatak yüzeyine sabit veya oynak olarak

yerleştirilen lokmalar (Şekil 24.13) yardımıyla oluşturulur ve böylece hidrodinamik yağlama yapılır.

Eksenel hidrodinamik kaymalı yataklarda taşınan yüke bağlı olarak pek büyük olmayan yüzey basınçları ($p_w = 3 \div 8 \text{ daN/cm}^2$) ve küçük çevre hızları ($v \approx 5 \text{ m/s}$) uygulanır. Bu nedenle yatağın taşıyıcı yüzeyi artırılarak basıncın azaltılması yoluna gidilir. Ancak bu durum mil çapı ile oluşan dayanma yüzeyi ile değil yatak yüzeyinin büyütülmesi şeklinde yapılmaktadır. Yatağın bu büyütülen dayanma yüzeyine sürtünme halkası adı verilir.

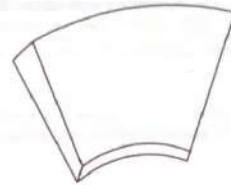


Şekil 24.13 Hidrodinamik eksenel kaymalı yatağın prensip şeması
a. Oynak lokmalı, b. Sabit lokmalı

Hidrodinamik eksenel kaymalı yataklarda, yatağın çalışmadığı durumda milin yatak yüzeyine daha dengeli bir şekilde dayanması için, taşıyıcı yüzeyi oluşturan lokmaların eğik yüzeyinin bir kısmının düz olarak yapılması daha uygundur. Bu yatakların bilinen en yaygın türü oynak lokmalı "Michell Yatakları" dır.

24.1.2.1. Oynak Lokmalı Yataklar: Michell Yatağı

Yatak yüzeyi çok sayıda eğik ve merkeze doğru belli bir konikliğe sahip lokmalardan meydana gelmiştir (Şekil 24.14). Sürtünme halkasındaki bu eğim, yük taşıyıcı yağ kamasının oluşması ve koniklik de dönme esnasında yağın dışarı savrulmasını önlemesi amacı ile düzenlenmiştir. Lokmaların oynak mesnetilmesi sayesinde ise, yatağın (milin) çevresel hızına bağlı olarak kendiliğinden eğimlerini ayarlaması ve yatakta eğik bir yağ kamasının oluşması temin edilir.

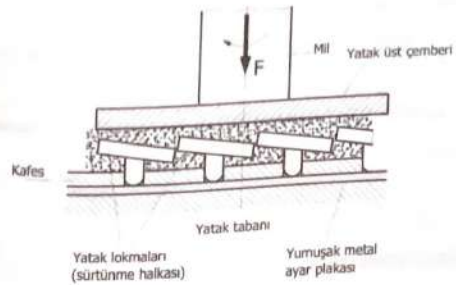


Şekil 24.14 Konik lokma

Konik yüzeyli lokmaların temin ettiği yağ kaması sayesinde bu yataklardaki basınç değeri $3 \div 8 \text{ daN/cm}^2$ düzeyinden $10 \div 40 \text{ daN/cm}^2$ 'ye kadar çıkabilmektedir. Ancak bu yataklarda en büyük problem bütün lokmaların eşit olarak yüklenmelerinin sağlanmasıdır. Montaj sırasında biraz yüksek kalan birkaç lokma bütün yükü taşır ve bunlar çabuk aşınarak yatak bozulur. Lokmaların ince ayarı ya basınç altında ayar vidaları yardımıyla veya Şekil 24.15'de görüldüğü gibi lokmaların küresel desteğinin dayandığı yumuşak metal sayesinde yapılır. Lokmalara yük uygulandığında yüksek olan lokmalar yumuşak metale gömülerek yükseklik ayarı otomatik olarak yapılmış olur.

24.2.2.2. Hidrodinamik Eksenel Yatağın Hesabı

Yukarıda açıklandığı gibi, eksenel kaymalı yatak, halka şeklinde sıralanmış bir takım eğik düzlemlerden (lokmalardan) oluşmaktadır.



Şekil 24.15 Oynak lokmalı yatağın yüklenmesi

Simetri nedeniyle kuvvetin eğik düzlemlere eşit olarak dağıldığı kabul edilir. Bu yataklarda kayma hızı (v), eğim faktörü (m) ve lokmaların uzunluğu (a)'nın, $D_m = (D+d)/2$ ortalama yatak çapına karşılık geldiği varsayımı yapılır (Şekil 24.16 ve Şekil 24.17).

Böyle bir yatakta yağ tabakasının yük taşıma ve sürtünme durumunu belirten önemli büyüklükler aşağıdaki boyutsuz ifadelerle verilmiştir.

Boyutsuz yük sayısı

$$\phi = \frac{F f_s}{z \eta v b} \left(\frac{h_r}{a^2} \right)$$

Burada F - (daN) eksenel kuvvet (yatak yükü)
 f_s - yan akım düzeltme faktörü (b/a ve m değerlerine bağlı olarak Cetvel 24.5'de verilmiştir)
 $m = (h_1 - h_2)/h_2$ kama eğim faktörü
 h_2 - (m) en küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı)
 z - lokma sayısı
 v - (m/s) ortalama çevre (kayma) hızı
 a - (m) ortalama lokma uzunluğu
 b - (m) lokma genişliği
 η - ($daNm^{-2}s$) yağın dinamik viskozitesi

şeklinde alınmıştır.

Yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = f_s C \left(\frac{h_r}{a} \right)$$

Burada C - sürtünme faktörü (m büyüklüğüne göre Cetvel 24.6' da verilmiştir).

Ortalama basınç

$$p_m = \frac{F}{a \cdot b \cdot z} \quad (daN/cm^2)$$

Uygulama İçin Pratik Bilgiler:

Ortalama basınç : $p_m = 10 \div 40 \quad (daN/cm^2)$

Cetvel 24.5 Yan akım düzeltme faktörü (f_s) değerleri

m	b/a	∞	4	2	1,33	1,0	0,8	0,667	0,5
1	1	1,19	1,44	1,79	2,305	2,91	3,585	5,41	
2	1	1,18	1,41	1,74	2,18	2,74	3,38	4,83	

Cetvel 24.6 Yük sayısı (ϕ), sürtünme faktörü (C) ve (e/a) değerleri

m	ϕ	C	e/a
0,7	0,1476	5,48	0,052
1,0	0,1589	4,86	0,068
1,2	0,1600	4,80	0,078
1,5	0,1577	4,62	0,090
2,0	0,1479	4,71	0,108
3,0	0,1243	5,24	0,134
4,0	0,1035	5,89	0,154
5,0	0,0872	6,53	0,169

Lokmaların genişlik oranı : $b/a = 0,7 \div 1,25$ (önerilen değer $b/a = 1$)

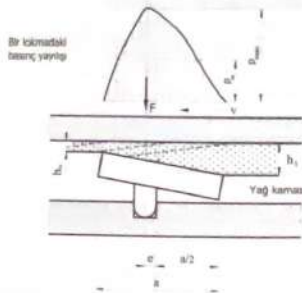
Ortalama çevre hızı : $v < 12 \quad (m/s)$

Lokma sayısı : $z = 5 \div 16$ (önerilen değer $z = 7 \div 12$)

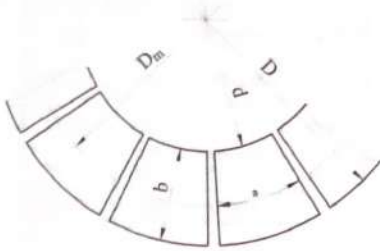
Lokma alanları toplamının, toplam sürtünme halkası alanına oranı:

$$k = \frac{z \cdot a \cdot b}{\pi (D^2 - d^2)} = \frac{z \cdot a \cdot b}{\pi \cdot D_m \cdot b} ; \quad D_m = \frac{D+d}{2}$$

Bu oran $k = 0,6 \div 0,9$ değerleri arasındadır. Orta hızlarda $k = 0,8$ ve yüksek hızlarda (buhar türbini ve turbo kompresörlerde) $k = 0,6$ değerleri önerilmektedir.



Şekil 24.16 Bir lokmadaki basınç durumu



Şekil 24.17 Sürtünme halkası

Kama eğim faktörü : $m = (h_1 - h_2)/h_2 = 1 + 2$ (önerilen $m = 1,2 + 1,5$) değerleridir. Çünkü Cetvel 24.6'ya göre en büyük yük $m = 1,2$ ve en küçük sürtünme $m = 1,5$ değerindedir.)

En küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı) :

$$h_2 \geq 5 \cdot 10^{-4} \cdot D_m$$

Lokmalarda yağ tabakası teşkili için gerekli yağ miktarı, yakınsak olarak,

$$G = 0,7 \cdot z \cdot b \cdot v \cdot h_2 \quad (m^3/s)$$

Burada $b - (m)$, $v - (m/s)$ ve $h_2 - (m)$ boyutunda alınacaktır.

Yatakta sıvı yağlamasının teşkili, rejim (nominal) çalışma hızının daha altında başlamalıdır. Sıvı yağlamaya geçiş dönme sayısı n_s ve nominal dönme sayısı n_n ile gösterilirse

$$n_s = (0,3 + 0,7) n_n$$

olarak alınabilir. Yük altında sık sık durup hareket eden millerde küçük değer, sürekli olarak nominal hızda çalışan millerde ise büyük değer alınır.

Hesaplanan yağın viskozitesi geçiş dönme sayısında emniyetli bir sıvı sürtünmeyi sağlamalıdır. Yağın ısındığı durumlarda da durup kalkmalar olduğu için, bu viskozite yağın alabileceği en yüksek sıcaklık için verilmelidir. Böylece sistem içinde belirli bir emniyet sağlanmış olur.

24.2. Hidrostatik Kaymalı Yataklar

Prinsip olarak hidrostatik yataklarda dış kuvveti (yatak yükünü) dengelemek için yağ tabakasındaki basınç zorunlu olarak oluşturulur. Bu iş için genellikle bir pompa kullanılır ve bu pompa vasıtasıyla kayma yüzeyleri arasına yüksek basınç altında yağ gönderilir.

Hidrostatik yağlamanın özellikleri şunlardır:

1. Yüzeyler birbirine nazaran hareketsiz iken bile sıvı sürtünmesi oluşturulabilir. Bu nedenle hareketin başlangıcında ve bitiminde hidrodinamik yağlamada meydana gelen aşınmalar olmamaktadır.
2. Yük taşıma kabiliyetinin yüzeyler arasındaki bağıl harekete bağlı olmamasından ve yük taşıma basıncının (hidrostatik basınç) zorunlu olarak oluşturulmasından dolayı büyük yataklamalarda (jeneratörler, su türbinleri vb.) rahatlıkla kullanılabilir.
3. Oldukça büyük bir sönümlenme ve rijitliğe sahiptir.

Hidrostatik yağlamanın sakıncaları ise şu şekilde özetlenebilir:

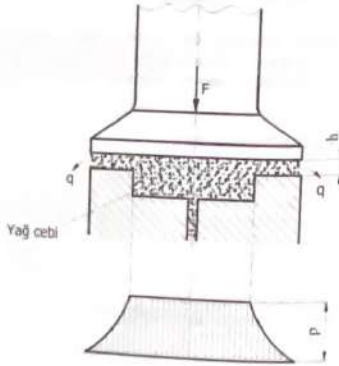
1. Sistemi oluşturan tesisat (pompa, borular, armatürler vb.) oldukça karmaşıktır ve sık sık arızalara yol açmaktadır.
2. Hidrostatik yağlamada sürtünme gücü kaybı daha az, dolayısıyla yataktaki aşınma da az olacağından yatak daha uzun ömürlü olur. Ancak sistemin ilk maliyeti yüksek ve bakımı daha pahalıdır.

Bu sakıncalara rağmen hidrostatik kaymalı yatakların gelişen bir şekilde kullanıldıkları görülmektedir. Özellikle aksel yataklar ve takım tezgahlarının ana mil yataklarında artan bir şekilde uygulanmaktadır.

Hidrostatik yatağın prensip şeması Şekil 24.18'de verilmiştir. Yağ, bir pompa yardımıyla yağ cebine gönderilir ve yatak yükünü taşıyacak miktarda basınç (p) oluşunca ortamdaki yağ kayma yüzeyleri arasındaki boşluktan dışarı akar (q). Küçük aksel yataklar tek cepli yapılabilmekle beraber büyük aksel yataklar ve radyal yataklar birden fazla cepli olmalıdır. Cepler dikdörtgen veya daire şeklinde olabilir.

24.2.1. Hidrostatik Radyal Kaymalı Yataklar

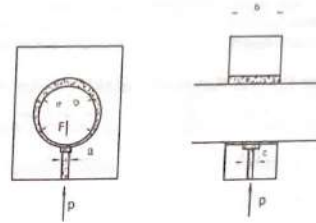
Eğer hidrostatik yağlama; sadece hareket başlangıcı ve bitiminde oluşacak olan kuru veya yarı sıvı sürtünmeyi önlemek amacıyla yapılıyorsa, Şekil 24.19'da görüldüğü gibi, hareket yokken mili yukarı kaldıracak bir yağ basıncı elde etmek için yatağın altında bulunan bir delikten pompa yardımıyla basınçlı yağ verilir. (axc) kesitindeki cebe ulaşan yağ mili yukarıya kaldırır. Mil normal hızına ulaştığı ve hidrodinamik yağlama ile sıvı sürtünmesi sağlandığında, pompa ile gönderilen basınçlı yağ akışı durdurulur.



Şekil 24.18 Bir hidrostatik aksel kaymalı yatağın prensip şeması

Hidrodinamik yağlama bakımından yatağın alt yarısında bırakılan kanal veya boşlukların ne kadar sakıncalı olduğu bölüm 24.1.1.3'de kısaca anlatılmıştır. Ancak hidrostatik yağlamanın gerekli olduğu yerlerde bu boşluklar bırakılır, buna karşılık

yapılan hidrodinamik hesaplarda bu etkiyi azaltacak yönde emniyet payları göz önünde bulundurulur.

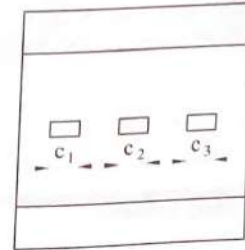


Şekil 24.19 Bir hidrostatik yatağın yağlanması

Yağ sevk kanalları (cepler) genellikle tek parça olmayıp birkaç parçalı yapılır (Şekil 24.20). Böylece milin daha düzgün bir şekilde kaldırılması ve hidrodinamik yağlamada oluşturulacak basınç yayılımının yük taşımaya daha elverişli olması sağlanmış olur. Bu durumda cebin toplam uzunluğu

$$c = c_1 + c_2 + c_3$$

olur.



Şekil 24.20

Bir radyal kaymalı yataktaki hidrostatik yağlama sürekli yağlama sistemi olarak seçilirse yatağa bir yerden değil birkaç yerden yağ gönderilmelidir (Şekil 24.21). Bu çok cepli yağlama tertibatında bir tek pompa kullanılır ve her cebe gönderilecek

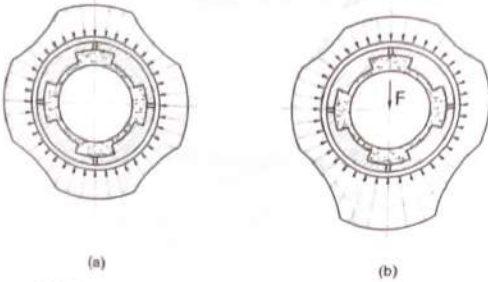
yağ miktarı, dolayısıyla her cepteki basınç değeri, tesisata yerleştirilecek direnç elemanları ile ayarlanır. Pratikte hidrostatik radyal kaymalı yataklarda 3 ile 5 cep bulunur. Daha fazlasının yük taşıma kabiliyetine olan etkisi yok denecek kadar azdır. Yük altında en alttaki cepte oluşan basınç artar, üstteki basınç ise azalır (Şekil 24.21b). Yan ceplerdeki basınçlarda büyük bir değişme olmaz.

24.2.1.1. Hidrostatik Radyal Kaymalı Yatakların Hesabı

Hidrostatik radyal kaymalı yataklarda uygun bir yağlama elde etmek için yatağa gönderilen yağ miktarı

$$Q = \frac{60 F \psi^3 d}{A \eta} \quad (lt/dak)$$

olmalıdır. Burada F - (daN) yatak yükü, $\psi = (D-d)/d$ boyutsuz yatak boşluğu, d - (mm) mil çapı, η - (daNm⁻²s) yağın dinamik viskozitesi ve A - boyutsuz yağ tabakası kalınlığına (h) bağlı bir katsayıdır. Yatağa gönderilecek bu yağın basıncı ise



Şekil 24.21 Bir radyal kaymalı yataktaki hidrostatik basınç dağılımı
a. yükse, b. yüklenmiş

$$p = \frac{33.3 \eta Q B}{c \psi^3 d^3} \quad (daN/cm^2)$$

şeklinde hesap edilir. Burada c - (mm) yağ kanalının uzunluğu ve B - boyutsuz yağ tabakası kalınlığına bağlı bir katsayıdır. A ve B katsayılarının değerleri Cetvel 24.7'de verilmiştir.

Kullanılacak pompanın basıncı, yukarıdaki eşitlikten hesaplanan yağ basıncından daha büyük olmalıdır. Seçilecek pompanın gücü

$$P = \frac{Q \cdot p}{450 \eta_p} \quad (BG)$$

Burada η_p - pompanın verimi, p - (daN/cm²) yağ basıncı ve Q - (lt/dak) gerekli yağ miktarıdır.

24.2.2. Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yataklar

Hidrodinamik yağlama yoluyla elde edilen basınçlar, çoğu zaman eksenel yataklarda ihtiyaca cevap vermemektedir. Bu durumda oldukça büyük eksenel yüklerin taşınmasında yağ tabakasındaki gerekli basıncın zorunlu olarak elde edilmesi gerekmektedir. Hidrostatik radyal kaymalı yataklarda olduğu gibi buradada gerekli olan yüksek basınç genellikle bir pompa yardımıyla temin edilir.

Cetvel 24.7 h , ψ ve B katsayıları değerleri

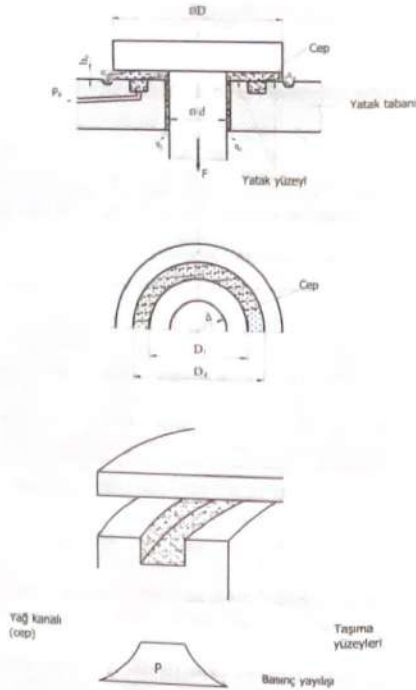
$h, \frac{2h_1}{\Delta d}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
A	∞	121,2 10 ³	30600	13740	7800	5040	3530	2620	2074
B	∞	384,2 10 ³	179 10 ³	65300	32050	16380	11750	8040	5810

ψ	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
9	1321	613	360	237	173	105	72	53	42	34	28
15	4340	3355	1258	634	344	246	128	78	53	38	29
4340	3355	1258	634	344	246	128	78	53	38	29	23

Eksenel kaymalı yataklarda ortalama çevre hızının 12 m/s'nin üstüne çıkması halinde pompalı (hidrostatik) yağlamaya geçilir. Eğer oynak lokmalı bir eksenel yatak (örneğin Michell yatağı) söz konusu ise yağ, lokmalara pompa ve buna bağlı memelerle verilir.

24.2.2.1. Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatağın Hesabı

Büyük eksenel yüklerin taşınması için yatak yüzeyi büyütülerek yatağın alt yarısına açılan dairesel cep yardımıyla yatağa basınçlı yağ gönderilmektedir (Şekil 24.22). Böyle bir yatak tasarımı



Şekil 24.22

$$\text{Kanalın (cebin) alanı} : A = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_i^2)$$

$$\text{İç yatak yüzeyi alanı} : A_i = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d^2)$$

$$\text{Dış yatak yüzey alanı} : A_s = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_i^2)$$

İlk olarak kanalın basıncı p_1 olsun ve yatak yükü sadece bu basınç tarafından taşınsın. Bu durumda

$$F \cong A_1 p_1 \cong p_1 \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_i^2)$$

olur. İkinci olarak kanaldaki basınç p_1 ve basınç dağılımı Şekil 24.22'de noktalı çizgilerle gösterildiği gibi doğrusal olsun. Bu durumda da

$$F \cong p_1 A + \frac{p_1}{2} A_i + \frac{p_1}{2} A_s$$

$$F \cong p_1 \frac{\pi}{4} \left[(D_s^2 - D_i^2) + \frac{1}{2} (D_i^2 - d^2) + \frac{1}{2} (D_s^2 - D_i^2) \right]$$

şeklinde bir eşitlik yazılır. Hidrostatik olarak meydana getirilecek tam sıvı yağlamada, pompanın basacağı yağın basıncı yani pompa basıncı

$$p_p = \frac{8 F \ell n \left(\frac{D_s}{D_i} \right)}{\pi (D_s^2 - D_i^2)}$$

eşitliği ile hesap edilir. Burada p_p - (daN/cm^2) olarak pompa basıncını, F - (daN) olarak yatak yükünü, D_s ve D_i - (cm) olarak yatak cebinin (kanalın) dış ve iç çaplarını göstermektedir. Yatağa verilmesi gereken yağ miktarı, elde edilmesi gereken yağ tabakası kalınlığına bağlı olarak

$$Q = \frac{\pi}{10} \cdot \frac{p_p h_p^3}{\eta \ell n \left(\frac{D_s}{D_i} \right)} \quad (\text{l/dak})$$

eşitliği ile hesaplanır. Bulunan bu debideki yağı sevk edecek pompanın gücü ise

$$P = \frac{Q \cdot P_s}{450 \eta_s} \quad (BG)$$

olarak bulunur. Bu eşitliklerde h_s - (dm) en ince yağ tabakası kalınlığı, η - ($daN \cdot dk / dm^2$) yağın dinamik viskozitesi ve η_s - (%) pompanın verimini göstermektedir.

Bu yataklarda yapılan hesaplarla, genellikle yatak yükünden (F) dolayı pompanın basıncı (P_s) tesbit edilir ve gerekli pompa seçilir.

24.3. Kaymalı Yataklarda Isı Kontrolü

Çalışma esnasında sürtünme nedeniyle yataklarda bir güç kaybı olur ve bu durum yatağın ısınmasına sebep olur. Yatakta oluşan bu ısı hem kullanılan yağın yağlama özelliğinin bozulmasına hem de yatak zarfı ve mil muylusunun aşınmasına sebep olur. Yataklarda kullanılan yağlar normal çalışma sıcaklıklarına göre seçildikleri için (bu değer genel olarak $60^\circ C$ dolayındadır) daha yüksek sıcaklıklarda viskozite düşer ve uygun bir yağlama yapılamaz.

Yatağın kendiliğinden soğuması; yatak dış yüzeyinin büyüklüğü, bulunduğu ortamın sıcaklığı, yatağın açıkta veya makina içinde olması, mil tarafından ısı taşınması (örneğin bir buhar türbini veya bir soğutma tesisindeki mil yatakları gibi) ve benzeri birçok faktöre bağlıdır.

Yatakta oluşan ısı, genellikle yağlama yağı ve yatak gövdesi tarafından dışarı atılır. Yatakta sürtünme yolu ile meydana gelen ısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \quad (J/h)$$

eşitliğinden bulunur. Burada F - (daN) yatak yükü, v - (m/s) ortalama çevre hızı, μ - sürtünme katsayısıdır.

Yatak gövdesi tarafından dışarı atılan ısı (çevreden soğuma ile)

$$Q_c = A_c \cdot \alpha \cdot \Delta t_1 \quad (J/h)$$

ve yağlayıcı madde tarafından taşınan ısı

$$Q_2 = C G \Delta t_2 \quad (J/h)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Burada A_c - (m^2) yatak dış yüzeyi alanı, α - ($J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$) toplam ısı iletim katsayısı, Δt_1 - ($^\circ C$) yatak yüzeyi sıcaklığı ile çevre sıcaklığı

arasındaki fark, C - ($J/daN \cdot ^\circ C$) yağın özgül ısınma ısı, G (daN/h) yağlayıcı madde (soğutucu madde) miktarı, Δt_2 - ($^\circ C$) yağlayıcı (veya soğutucu) maddenin çıkış ve giriş sıcaklıkları farkıdır.

Yatağın ısı bakımından dengede olabilmesi için, sürtünme yolu ile meydana gelen ısının, çevreden soğuma ve yağlayıcı madde ile alınması gerekir. O halde

$$Q_s = Q_c + Q_2$$

olmalıdır. Genellikle kapalı devre yağlama sistemlerinde (örneğin pompalı yağlama sisteminde) yağlayıcı tarafından çevreye iletilen ısı; açık devre yağlama sistemlerinde (örneğin damlalıklı veya fitilli yağlama sistemlerinde) gövde ve mil tarafından iletilen ısı daha önemlidir. Isı kontrolünde yatağın kendi kendini soğutamayacağı tespit edilirse tüm ısının soğutucu tarafından alınması yoluna gidilir. Çevreden soğuma bir emniyet payı olarak bırakılır.

Uygulama İçin Pratik Bilgiler:

Toplam ısı iletim katsayısı: α - ($J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$)

Kendi kendini soğutan sistemlerde

$$\alpha = 75366 - 92114 \quad (J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h)$$

Yatak etrafında zorunlu bir hava akımı meydana getirilmiş ise

$$\alpha = 4187 (15 + 7.6 \sqrt{v_h})$$

Burada v_h - (m/s) ortalama hava hızı

Yatak dış yüzeyi: A_c - (m^2)

Radyal yataklarda

$$A_c = (12 - 24) d^2$$

Burada d - (mm) mil çapıdır. Hafif makina inşasında 12, ağır makina inşasında ise 24 çarpanı alınmalıdır.

Eksenel yataklarda

$$A_c = (8 - 10) \pi D_m b$$

Yağların özgül ısıları: $C = (J / daN^{\circ}C)$

Mineral yağlarda

$$C = 1675 - 2100 (J / daN^{\circ}C) \text{ ve saf suda } C = 4187 (J / daN^{\circ}C)$$

Yatak yüzeyi sıcaklığı $60^{\circ}C$ 'dan daha az olmalıdır. Çevre (ortam) sıcaklığı $20^{\circ}C$ alınır

$$\Delta t_1 \leq 40^{\circ}C$$

olmalıdır.

Soğutucu madde veya yağın çıkış ve giriş sıcaklıkları arasındaki fark

$$\Delta t_2 \approx (10 + 15)^{\circ}C$$

arasında olmalıdır.

24.4. Yatak Malzemeleri

Yatak malzemelerinden beklenen özellikler o kadar çeşitlidir ki bunların hepsini bünyesinde toplayan bir tek malzeme tanımlamak olanaksızdır. Bu bakımdan belirli işletme şartlarında bu şarta en uygun yatak malzemesinden söz etmek mümkündür.

Genel olarak bir yatak malzemesinden şu özellikler beklenir:

1. Yağlayıcı tarafından iyi ısıtılabilir.
2. Yeterli aşınma ve basınç mukavemetine sahip olmalıdır. Yataklardaki zorlanmalar çok defa değişken zorlanma olduğundan yorulmalar göz önüne alınmalıdır.
3. Sıcaklıkla sertliğini kaybetmemelidir.
4. Yağ kesilmesi, yağsız çalışma gibi durumlarda mil malzemesine hemen kaynamamalıdır.
5. Döküm ve talaş alma işçiliğinin kolay olması ve düzgün bir yüzey vermesi gereklidir.
6. Isıyı mümkün olduğu kadar iyi iletmelidir. Bazı yatak malzemelerinin ısı iletkenlikleri

Beyaz maden	WM5	20 ($J / m^{\circ}Ch$)
Beyaz maden	WM93	38 ($J / m^{\circ}Ch$)
Bronz (ortalama)	Bz	45 ($J / m^{\circ}Ch$)

7. Korozyon etkilerine karşı dayanıklı olmalıdır.
8. Hafif inşanın önemli olduğu yerlerde yatak malzemelerinin de özgül ağırlıkları küçük olmalıdır.
9. Ekonomik olmalıdır.

Yatak malzemeleri kullanılan malzeme türüne göre madensel ve sentetik yatak malzemeleri olarak iki grupta incelenebilir.

24.4.1. Madensel Yatak Malzemeleri

Şekillendirme tekniği bakımından döküm, sinterleme ve çekilmiş çubuktan işlenen yatak malzemeleri vardır.

Döküm yoluyla şekillendirilen yatak madenleri bünye yapıları bakımından iki karakteristik şekil gösterirler. Birincisinde; ana kitle yumuşak yapıda ve bu kitle içine küçük adacıklar şeklinde sert kristaller dağılmıştır. Beyaz maden bu türün en karakteristik temsilcisidir. Beyaz madenin yapısında; kalay - kurşun - antimon - bakır ve çok az miktarda diğer bazı elementler vardır.

Döküm yoluyla şekillendirilmiş yatak malzemelerinin ikinci tipinde; birincinin tam tersine ana kitle sert ve bu kitle içine yumuşak kristaller dağılmış durumdadır. Bu türün en karakteristik temsilcisi bronzlardır.

Sinterlenmiş malzemeler ise toz metalürjisi yöntemiyle elde edilen malzemelerdir. Toz halindeki madenler veya maden alaşımları preslenerek ilk şekillerini aldıktan sonra nötr bir atmosferde ve belirli sıcaklıklarda sinterlenirler. Bu işlem sonunda malzeme bünyesinde mikroskobik boşluklar meydana gelir. Bu tip malzemeler hacimlerinin %35'i kadar yağ emerler ve kendi kendini yağlayabilen bir yatak malzemesi olurlar.

Mukavemeti yüksek yatak burçlarının yapımında haddelenmiş yatak malzemeleri de kullanılır. Örneğin kükürde dökülen özel bronz ve alüminyum alaşımları çubuk halinde haddelenerek yatak burçlarının üretiminde kullanılır.

24.4.2. Sentetik Yatak Malzemeleri

Son zamanlarda bilhassa halojen karbonlu hidrojenler, örneğin teflon gibi malzemeler, yağlı ve yağsız çalışan yatak malzemeleri olarak kullanılmaktadır. Teflon oldukça düşük bir kuru sürtünme katsayısına sahip olup $200^{\circ}C$ sıcaklık sınırına kadar kararlı bir yapıya sahiptir. Su ve kimyasal maddelere karşı dayanıklıdır. Rijitliğini ve mukavemetini arttırmak için cam elyafı, fiber, asbest, grafit ve molibden disülfid gibi maddelerle takviye edilir. Yüksek sıcaklıklarda ve yağsız çalışma şartlarında tercih edilmektedir.

Naylon yatak malzemesi teflona göre daha düşük sürtünme özelliklerine sahiptir. Ancak özellikle su içinde şişme yapar. 60 °C sıcaklık sınırına kadar kullanılabilir. Oda sıcaklığında ve yağlı sürtünme şartlarında iyi netice verir.

Bundan başka sentetik reçine içirilmiş elyafı yatak malzemeleri de kullanılmaktadır. Ancak bunların ısı iletme kabiliyetlerinin az oluşu, sıcaklık ve yağ tesiri ile şişme özelliklerinin bulunması sebebiyle büyük yatak boşluklu yapılmaları gerekir.

Özellikle su içinde çalışan yataklarda, örneğin gemi pervane milinin su içinde yataklanmış kısmında, sert odundan (Pelesenk) yapılmış yatak malzemesi kullanılır. Günümüzde bunların yerine daha çok Polyamid sentetik yatak malzemesi kullanılmaktadır. Yine su içinde bulunan yataklamalar için, çelik zarf içine 7-20 mm kalınlığında yumuşak lastik vulkanize edilerek delik kısmı taşlanmış yataklar kullanılır.

25. YAĞLAMA VE KAYMALI YATAK PROBLEMLERİ

Problem 25.1

20 °C'da $\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^2$ olan bir yağın kinematik viskozitesi $\nu = 30 \text{ cSt}$ olarak verilmiştir. Bu yağın dinamik viskozitesini cP ve E olarak hesaplayınız.

Çözüm 25.1

a) Kinematik viskozite eşitliği

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \quad (\text{cm}^2/\text{s} = \text{St})$$

Burada $\nu = 30 \text{ cSt} = 0,3 \text{ St}$ veya $(= 0,3 \text{ cm}^2/\text{s})$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^2 = 0,88 \cdot 10^{-3} \text{ daN/cm}^2$$

olduğuna göre dinamik viskozite

$$\eta = \frac{\gamma}{g} \cdot \nu = \frac{0,88 \cdot 10^{-3}}{981} \cdot 0,3 = 2,69 \cdot 10^{-7} \text{ daNs/cm}^2$$

Diğer taraftan $1 \text{ daNs/cm}^2 = 98,1 \cdot 10^3 \text{ cP}$ olduğuna göre

$$\eta = 2,69 \cdot 10^{-7} \cdot 98,1 \cdot 10^3 = 26,4 \text{ cP}$$

olmaktadır.

b) Dinamik viskozite ile Engler derecesi arasındaki bağıntı

$$\eta = \left(74 \cdot E^* - \frac{64}{E^*} \right) \cdot 10^{-4} \text{ (daNs/cm}^2 \text{)}$$

Buradan

$$74 \cdot \gamma \cdot 10^{-4} \cdot E^* - \eta \cdot E^* - 64 \cdot \gamma \cdot 10^{-4} = 0$$

İkinci derece denklemi bulunur. Sayısal değerlerle

$$6,512 \cdot E^{*2} - 26,9 \cdot E^* - 5,632 = 0$$

eşitliğinin çözümü

$$E_{1,1}^* = \frac{26,9 \mp \sqrt{(26,9)^2 - 4 \cdot 6,512 \cdot (-5,632)}}{2 \cdot 6,512} = \frac{26,9 \mp 29,5}{13,024}$$

Buradan $E_1^* = -0,2$ ve $E_1^* = 4,33$ değerleri bulunur. Ancak negatif viskozite olamayacağına göre $E_1^* = 4,33$ değeri seçilir.

Problem 25.2

Bir makina yağının viskozitesinin standart Engler viskozimetresinde ölçülmesi sırasında 200 ml yağın viskozimetrenin deliğinden akış zamanı

$$t = 24 \text{ "C'da } T = 542 \text{ saniye}$$

$$t = 56 \text{ "C'da } T = 154 \text{ saniye}$$

$$t = 98 \text{ "C'da } T = 81,5 \text{ saniye}$$

olarak ölçülmüştür. Yağın 250 ml'sinin ağırlığı 218 gr'dır. Yağın bu sıcaklık derecelerindeki:

- Ticari viskozitesini Engler derecesi (E^*) olarak,
- Kinematik viskozitesini cSt olarak,
- Dinamik viskozitesini daNs/m^2 ve cP olarak hesaplayınız.
- Yağın dinamik viskozitesi için viskozite-sıcaklık grafiğini, logaritmik koordinatlarda çiziniz.

$$\text{Not: } E^* = \frac{200 \text{ ml yağın akış zamanı}}{200 \text{ ml } 20^\circ \text{ C'daki saf suyun akış zamanı}} = \frac{T}{52}$$

Çözüm 25.2

a) Engler derecesi

$$E_{24}^* = \frac{542}{52} = 10,42$$

$$E_{56}^* = \frac{154}{52} = 2,96$$

$$E_{98}^* = \frac{81,5}{52} = 1,57$$

b) cSt olarak kinematik viskozite

$$E^* > 7 \text{ için } 1 E^* = 7,6 \text{ cSt}$$

ve

$$E^* < 7 \text{ için } \nu = 7,6 E^* \left(1 - \frac{1}{E^{0,5}}\right) \text{ (cSt)}$$

olduğuna göre

$$\nu_{24} = 7,6 \cdot 10,42 = 79,2 \text{ cSt}$$

$$\nu_{56} = 7,6 \cdot 2,96 \left[1 - \frac{1}{(2,96)^{0,5}}\right] = 21,63 \text{ cSt}$$

$$\nu_{98} = 7,6 \cdot 1,57 \left[1 - \frac{1}{(1,57)^{0,5}}\right] = 8,85 \text{ cSt}$$

c) daNs/m^2 olarak dinamik viskozite,

Yer çekimi ivmesi $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ve özgül ağırlık

$$\gamma = \frac{218}{250} = 0,872 \text{ gr/cm}^3 = 872 \text{ daN/m}^3$$

olduğuna göre

$$\eta_{24} = 79,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{872}{9,81} = 7,04 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$$

$$\eta_{56} = 21,63 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{872}{9,81} = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$$

$$\eta_{98} = 8,85 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{872}{9,81} = 0,787 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$$

olur,

cP olarak dinamik viskozite

1 $\text{daNs/m}^2 = 9810 \text{ cP}$ olduğuna göre

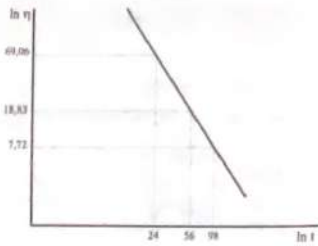
$$\eta_{24} = 7,04 \cdot 10^{-3} \cdot 9810 = 69,06 \text{ cP}$$

$$\eta_{56} = 1,92 \cdot 10^{-3} \cdot 9810 = 18,83 \text{ cP}$$

$$\eta_{98} = 0,787 \cdot 10^{-3} \cdot 9810 = 7,72 \text{ cP}$$

d) Dinamik viskozitenin grafik gösterimi

Viskozite	Sıcaklık
$\ln 69,06 = 4,235$	$\ln 24 = 3,18$
$\ln 18,83 = 2,935$	$\ln 56 = 4,02$
$\ln 7,72 = 2,044$	$\ln 98 = 4,58$



Şekil 25.2 Dinamik viskozite-sıcaklık ilişkisinin logaritmik koordinatlarda gösterilmesi

Problem 25.3

Dinamik viskozitesi 30 cP olan bir yağın kinematik viskozitesini cSt olarak hesaplayınız ($\gamma = 0,9 \text{ daN/cm}^2$).

Cözüm 25.3

$$1 \text{ cP} = \frac{1}{98,1 \cdot 10^8} \text{ daNs/cm}^2 \text{ olduğuna göre}$$

$$\eta = 30 \text{ cP} = \frac{30}{98,1 \cdot 10^8} = 0,305 \cdot 10^{-4} \text{ daN/cm}^2$$

Diğer taraftan

$$\gamma = 0,9 \frac{\text{daN}}{(10 \text{ cm})^2} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ ve } g = 981 \text{ cm/s}^2$$

bilinenler kinematik viskozite eşitliğinde yazılırsa

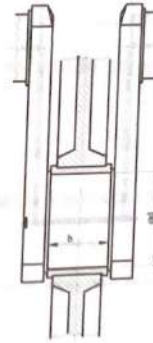
$$v = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{0,305 \cdot 10^{-4} \cdot 981}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 0,33245 \text{ St veya } v = 33,245 \text{ cSt}$$

olur.

Problem 25.4

Şekil 25.4'de bir Dizel motorunun krank mili yatağı görülmektedir. Mil çapı $d = 80 \text{ mm}$, yatağa etkiyen radyal yük $F = 2850 \text{ daN}$, milin dönme sayısı $n = 2000 \text{ d/d}$ ve yatak malzemesi kurşun bronzu (D-Pb.Bz.25) olduğuna göre:

- Yatakta kullanılan yağın viskozitesini bulunuz.
- Yatağın soğutulması için gereken yağ miktarını hesaplayınız.



Şekil 25.4

Cözüm 25.4

a) Motorların krank millerinde kullanılan yatakların dar yatak türünden olacağı göz önüne alındığında $b/d = 0,5$ seçilmesi uygun olacaktır. Böylece yatak genişliği

$$b = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ mm}$$

olur. Ortalama yatak basıncı

$$p_s = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{2850}{4 \cdot 8} = 89 \text{ daN/cm}^2$$

Çevre hızı

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 2000}{60} = 8,37 \text{ m/s}$$

Bağıl yatak boşluğu, bronz-çelik çifti için yakınsak olarak

$$\psi = 0,0008 \cdot \sqrt{v} = 0,0008 \cdot \sqrt{8,37} = 0,00136$$

Bu bağıl boşluk değeri için $H/7/e8$ geçmesi seçilirse $\psi = 0,0015$ alınabilir. Böylece yatak boşluğu

$$\Delta d = \psi \cdot d = 0,0015 \cdot 80 = 0,12 \text{ mm}$$

Uygun bir çalışma için en ince yağ tabakası kalınlığı $h_s = 0,01 \text{ mm}$ seçilirse boyutsuz eksantriklik değeri

$$e = 1 - \frac{2h_s}{\Delta d} = 1 - \frac{2 \cdot 0,01}{0,12} = 0,833$$

Buna göre Cetvel 24.2'den doğrusal dönüşüm yapılarak

$$1/S_s = 0,45 \text{ ve } \mu/\psi = 2,7$$

olduğuna göre yatakta kullanılacak olan yağın viskozitesi

$$\eta = \frac{p_s \cdot \psi^3}{S_s \cdot \omega} = \frac{30}{S_s} \cdot \frac{p_s \cdot \psi^3}{\pi \cdot n} = \frac{30}{2,22} \cdot \frac{89 \cdot 10^4 \cdot (0,0015)^3}{\pi \cdot 2000} = 4,3 \cdot 10^{-4} \text{ daNs/m}^2$$

Kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,85 \text{ daN/dm}^3$ (mineral yağ) alınırsa kinematik viskozite

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{4,3 \cdot 10^{-4} \cdot 981}{0,85 \cdot 10^{-3}} = 0,496 \text{ St}$$

veya $\nu = 49,6 \text{ cSt}$ olacağından kullanılacak yağ için Cetvel 23.1'den $E^* = 6,56$ değeri bulunur.

b) Yatakta oluşan sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot \nu \cdot \mu \quad (J/h)$$

Burada sürtünme katsayısı

$$\mu = 2,7 \cdot \psi = 2,7 \cdot 0,0015 = 4,05 \cdot 10^{-4}$$

olduğuna göre

$$Q_s = 35380 \cdot 2850 \cdot 8,37 \cdot 4,05 \cdot 10^{-4} = 3418087 \text{ J/h}$$

Yatak çevresinden soğuma ile dışarı atılan ısı

$$Q_c = \alpha \cdot A_c \cdot \Delta t_c \quad (J/h)$$

Burada $\alpha = 90000 \text{ J/m}^2 \cdot \text{Ch}$, $A_c = 16 \cdot d^2 = 16 \cdot (0,08)^2 = 0,1024 \text{ m}^2$ ve $\Delta t_c = 40^\circ \text{C}$ değerleri alınırsa

$$Q_c = 90000 \cdot 0,1024 \cdot 40 = 368640 \text{ J/h}$$

Görüldüğü gibi çevreden olan soğuma yatakta ısı dengesini temin edememektedir ($Q_s > Q_c$). Bu durumda soğutma için yağlama yağından yararlanılmalıdır. Soğutma için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = \frac{Q_s}{C \cdot \Delta t_s}$$

Burada $Q_s = Q_c = 3418087 \text{ J/h}$, $C = 2100 \text{ J/daN}^\circ \text{C}$ ve $\Delta t_s = 15^\circ \text{C}$ değerleri alınırsa

$$G = \frac{3418087}{2100 \cdot 15} = 108,51 \text{ daN/h}$$

veya kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,85 \text{ daN/dm}^3$ olduğundan

$$G = \frac{108,51}{\gamma \cdot 60} = \frac{108,51}{0,85 \cdot 60} = 2,12 \text{ lt/dk}$$

Diğer faktörler de göz önüne alındığında yatağın yağlanması ve soğutulması için gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = 2,5 \div 3 \text{ lt/dk}$$

seçilmelidir.

Problem 25.5

Bir elektrik motoruna ait radyal kaymalı yatağa $F = 500 \text{ daN}$ yük etki etmektedir. Motor dakikada 8 defadan az durmalar yapmakta olup milin dönme hızı $n = 900 \text{ d/d}$ 'dir. Yatak malzemesi olarak beyaz metal (WM 10) seçilmiş ve sıvı

filminin, geçiş devir sayısı $n_s = 300$ d/d'da meydana gelmesi istenmektedir. Yatağı boyutlandırarak ısı kontrolunu yapınız.

Cözüm 25.5

a) Temel boyutların tespiti

Normal bir yatakta $b/d = 1$ olmaktadır. WM/Fe çiftinde $p_m = 10$ daN/cm² ve $v = 10$ m/s değerleri seçilebilir (Cetvel 24.3). Ortalama basınç eşitliğinden yatak çapı

$$d = \sqrt{\frac{F}{p_m}} = \sqrt{\frac{500}{10}} = 7,07 \text{ cm}$$

Böylece yatak çapı ve genişliği $d = b = 70$ mm seçilir. Milin çevre hızı

$$v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,07 \cdot 900}{60} = 3,3 \text{ m/s}$$

Bu büyüklük seçilen 10 m/s'den daha küçük olduğu için uygundur. Beyaz metal/çelik çiftinde boyutsuz yatak boşluğu

$$\psi = 0,0008 \sqrt{v} = 0,0008 \sqrt{3,3} = 0,001078$$

bulunur. Yuvarlatılmış değer olarak $\psi = 0,001$ alınırsa bu boşluk değeri $H7/f7$ toleransı ile gerçekleştirilebilir. Geçiş dönme sayısında en küçük aralık (minimum yağ tabakası kalınlığı) $h_s = 0,01$ mm alınırsa, yatak boşluğu

$$\Delta d = \psi d = 0,001 \cdot 70 = 0,07 \text{ mm}$$

olduğuna göre boyutsuz eksantriklik

$$\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d} = 1 - \frac{2h_s}{\Delta d} = 1 - \frac{2 \cdot 0,01}{0,07} = 0,714$$

Böylece Cetvel 24.2'den $\varepsilon = 0,7$ ve $b/d = 1$ için $1/S_s = 0,48$ ve $\mu/\psi = 2,36$ değerleri seçilir.

Sıvı filmi, geçiş devir sayısında oluşacağına göre, açılmal hız

$$\omega_s = \frac{\pi n_s}{30} = \frac{\pi \cdot 300}{30} = 31,4 \text{ rad/s}$$

ve böylece kullanılan yağın dinamik viskozitesi

$$\eta = \frac{1}{S_s} \cdot \frac{p_m \psi^2}{\omega_s} = 0,48 \cdot \frac{10^2 \cdot (0,001)^2}{31,4} = 0,00153 \text{ daNs/m}^2$$

olmalıdır. Yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,85$ daN/dm³ olarak alınırsa, Engler derecesi olarak viskozite

$$\eta = \left(74 \cdot E^2 - \frac{64}{E^2} \right) \cdot \gamma \cdot 10^{-4} \quad (\text{daNs/cm}^2)$$

eşitliğinden

$$74 \cdot \gamma \cdot 10^{-4} \cdot E^2 - \eta \cdot E^2 - 64 \cdot \gamma \cdot 10^{-4} = 0$$

ve sayısal büyüklüklerle

$$74 \cdot 0,85 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-4} \cdot E^2 - 0,00153 \cdot 10^{-4} \cdot E^2 - 64 \cdot 0,85 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-4} = 0$$

$$6,29 \cdot E^2 - 15,3 \cdot E^2 - 5,44 = 0$$

buradan $E_1^2 = -0,314$ ve $E_2^2 = 2,75$ değerleri bulunur. Negatif değer alınmaz dolayısıyla yağın viskozitesi 2,75 Engler derecesi veya

$$\nu = 7,6 \cdot E^2 \left(1 - \frac{1}{E^{0,7}} \right) = 7,6 \cdot 2,75 \left(1 - \frac{1}{2,75^{0,7}} \right) = 19,895 \text{ cSt}$$

olmalıdır.

b) Yatakta ısı kontrolü

Normal çalışma koşullarındaki sürtünme ısıtı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \quad (J/h)$$

Burada sürtünme katsayısı $\mu = 2,36 \cdot \psi = 2,36 \cdot 0,001 = 0,00236$

için bu değer

$$Q_s = 35380 \cdot 500 \cdot 3,3 \cdot 0,00236 = 137770 \text{ J/h}$$

Diğer taraftan Newton soğuma kanununa göre, yatağın çevresi yolu ile dış ortama verebileceği ısı

$$Q_c = \alpha A_s \Delta t_s \quad (J/h)$$

Bir an için yatakta oluşan ısıların tamamının yatak çevresi yolu ile dışarı atıldığını varsayalım. Bu durumda

$$Q_c = Q_s$$

olur. Burada $A_s = 16 \cdot d^2 = 16 \cdot (0,07)^2 = 0,0784 \text{ m}^2$ ve $\alpha = 80000 \text{ J/m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{h}$ alındığında

$$\Delta t_s = \frac{Q_s}{A_s \alpha} = \frac{137770}{0,0784 \cdot 80000} = 21,96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

bulunur. Böylece $\Delta t_s = 21,96 \text{ } ^\circ\text{C} < \Delta t_s = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ olduğundan yatak kendi kendini soğutmaktadır. Yatak yüzeyi sıcaklığı ($t_{\text{yatak}} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ için)

$$t_s = t_a + \Delta t_s = 20 + 21,96 = 41,96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olur.

c) Film teşkili için yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı

$$G = \frac{d^3 \cdot h \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \quad (\text{lt/dk.})$$

Burada θ -yağ debisi faktörüdür. Boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_f = \frac{2 \cdot h_0}{\Delta d} = \frac{2 \cdot 0,01}{0,07} = 0,2857$$

değeri ile $b/d = 1$ için Şekil 24,5'deki diyagramdan $\theta = 17$ olarak okunur. Böylece dakikada gereken yağ miktarı

$$G = \frac{7^3 \cdot 70,00236 \cdot 900}{320 \cdot 17} = 0,134 \text{ lt/dk.}$$

olmaktadır.

Problem 25.6

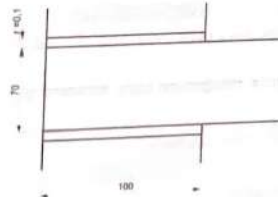
Şekildeki mil yataklamasında kullanılan yağın viskozitesi $3,78 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$, milin dönme sayısı 1000 d/d ve ortalama basınç 8 daN/cm^2 'dir. Yataktaki sürtünme gücü kaybını (BG) cinsinden hesaplayınız.

$$\text{Not:} \quad S_v < 1 \quad \text{için} \quad \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{S_v}$$

$$S_v > 1 \quad \text{için} \quad \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_v}}$$

Çözüm 25.6

Yatak boşluğu: $\Delta d = 2 \cdot \Delta r = 2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ mm}$ ve bağıl yatak boşluğu



$$\psi = \frac{\Delta d}{d} = \frac{0,2}{70} = 2,857 \cdot 10^{-3}$$

Milın açısal hızı

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,70 \text{ 1/s}$$

olduğuna göre bu yataklama durumu için Sommerfeld Sayısı

$$S_v = \frac{P \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot (2,857 \cdot 10^{-3})^2}{3,78 \cdot 10^{-3} \cdot 104,7} = 1,65$$

Burada $S_v > 1$ olduğuna göre yataktaki sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{3}{\sqrt{S_z}} \psi = \frac{3}{\sqrt{1,65}} 2,857 \cdot 10^{-3} = 6,67 \cdot 10^{-3}$$

olmaktadır. Yatağa gelen yük

$$F = p_z \cdot b \cdot d = 8,7 \cdot 10 = 560 \text{ daN}$$

Milın çevre hızı

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,07 \cdot 1000}{60} = 3,665 \text{ m/s}$$

olduğuna göre yatakta meydana gelen sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu = 35380 \cdot 560 \cdot 3,665 \cdot 6,67 \cdot 10^{-3} \\ \approx 484335 \text{ J/h} = 134,5 \text{ J/s}$$

10 J/s = 1 daNm/s olduğundan kayıp sürtünme işi

$$W_s = \frac{134,5}{10} = 13,45 \text{ daNm/s}$$

ve kayıp sürtünme gücü

$$P_s = \frac{13,45}{75} = 0,18 \text{ BG}$$

olur.

Problem 25.7

Çapı ve genişliği 60 mm olan bir radyal kaymalı yatağa 450 daN yük gelmektedir. Milin dönme sayısı 1200 d/d, kullanılan yağın viskozitesi 0,002 daNs/m², boyutsuz yatak boşluğu 0,0015, boyutsuz eksantriklik 0,8, milin ve yatak zarfının yüzey pürüzlülükleri sırayla $R_{a1} = 1,5 \mu\text{m}$ ve $R_{a2} = 3,5 \mu\text{m}$ olarak bilinmektedir.

- Yatağın sıvı sürtünmesi bölgesinde çalışıp çalışmadığını söyleyiniz.
- Yatakta bir saate oluşan ısı ne kadardır?

Not: Yatakta sıvı filmi $n_s = 0,8 \cdot n$ dönme sayısında meydana gelmektedir.

Çözüm 25.7

a) I. Yol

Yatakta sıvı filmi oluşumu için ön şart

$$h_s > R_{a1} + R_{a2} \\ > 1,5 + 3,5 = 5 \mu\text{m} = 0,005 \text{ mm}$$

olmalıdır. Diğer taraftan yatak boşluğu

$$\Delta d = \psi \cdot d = 0,0015 \cdot 60 = 0,09 \text{ mm}$$

Sıvı filmi için ayrıca $\Delta r > h_s$ olmalıdır. Burada

$$\Delta r = \frac{\Delta d}{2} = \frac{0,09}{2} = 0,045 \text{ mm}$$

O halde bu yatakta

$$\Delta r = 0,045 \text{ mm} > h_s = 0,005 \text{ mm}$$

olduğundan sıvı filmi oluşur, yani sıvı yağlama vardır.

II. Yol

Boyutsuz eksantriklik eşitliğinden

$$e = \frac{2 \cdot e}{\Delta d}$$

yataktaki eksantriklik değeri

$$e = e \cdot \frac{\Delta d}{2} = 0,8 \cdot \frac{0,09}{2} = 0,036 \text{ mm}$$

Ayrıca eksantriklik yazılımından

$$h_s = \frac{\Delta d}{2} - e = 0,045 - 0,036 = 0,009 \text{ mm}$$

Görüldüğü gibi yataktaki en küçük aralık (en-küçük film kalınlığı) (h_s) yatak yarı boşluğundan (Δr) daha küçük olduğu için sıvı filmi oluşur, yani yatakta

$$h_f = 0,009 \text{ mm} < \Delta r = 0,045 \text{ mm}$$

olup sıvı yağlama vardır.

b) Yatağın ortalama basıncı

$$p_a = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{450}{6,6} = 12,5 \text{ daN/cm}^2$$

sıvı filminin oluştuğu açısal hız

$$\omega = \frac{\pi n_s}{30} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 1200}{30} = 100,53 \text{ 1/s}$$

Yatağın Sommerfeld sayısı

$$S_s = \frac{p_a \psi^2}{\eta \omega} = \frac{12,5 \cdot 10^4 (0,0015)^2}{0,002 \cdot 100,53} \approx 1,4$$

Burada $S_s > 1$ olduğu için $\frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_s}}$ alınabilir. Böylece yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{3}{\sqrt{S_s}} \psi = \frac{3}{\sqrt{1,4}} \cdot 0,0015 = 3,8 \cdot 10^{-4}$$

Mil'in çevre hızı

$$v = r \cdot \omega = 0,03 \cdot \frac{\pi \cdot 1200}{30} = 3,77 \text{ m/s}$$

olması için yatakta bir saatte oluşan sürtünme ısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu = 35380 \cdot 450 \cdot 3,77 \cdot 3,8 \cdot 10^{-4} = 228084 \text{ J/h}$$

olur.

Problem 25,8

Bir radyal kaymalı yatakta yük 450 daN, yatak çapı 100 mm, genişlik 50 mm. Kullanılan yağın yatak sıcaklığındaki viskozitesi 0,0002 daNs/m², boyutsuz yatak boşluğu 0,001, milin dönme sayısı 4775 d/d, yatak dış yüzeyi (soğuma yüzeyi)

alanı 0,2 m², ortam sıcaklığı 20 °C, ek soğuma sistemi yokken ısı iletim katsayısı 84000 J/m² °C h ve yataktaki ortalama basınç 15 daN/cm² dir. Buna göre:

- Yatakta bir saatte meydana gelen sürtünme ısı ne kadardır?
- Yatak için ek soğuma sistemine ihtiyaç var mıdır?

Not: Vogelpohl'a göre

$$S_s < 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/S_s$$

$$S_s > 1 \text{ için } \mu/\psi = 3/\sqrt{S_s}$$

alınabilecektir.

Cözüm 25,8

a) Yatağın sürtünme ısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \quad (\text{J/h})$$

Burada

$$v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 4775}{60} = 25 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 4775}{30} = 500 \text{ rad/s}$$

Sommerfeld sayısı

$$S_s = \frac{p_a \psi^2}{\eta \omega} = \frac{15 \cdot 10^4 (0,001)^2}{0,0002 \cdot 500} = 1,5$$

Buna göre $S_s > 1$ olduğundan $\mu/\psi = 3/\sqrt{S_s}$ alınır ve buradan

$$\mu = \psi \cdot \frac{3}{\sqrt{S_s}} = 0,001 \cdot \frac{3}{\sqrt{1,5}} = 0,00245$$

olduğuna göre yatakta oluşan ısı

$$Q_s = 35380 \cdot 450 \cdot 25 \cdot 0,00245 = 975161 \text{ J/h}$$

b) Yatağın soğutulması

Yatak çevresinden dışarı atılan ısı

$$Q_c = A_s \cdot \alpha \cdot \Delta t_1 \quad (\text{J/h})$$

Burada $Q_1 = Q_2$ varsayımı yapılırsa

$$\Delta t_1 = \frac{Q_1}{A_1 \alpha} = \frac{975161}{0,2 \cdot 84000} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Görüldüğü gibi $\Delta t_1 = 58 \text{ } ^\circ\text{C} > \Delta t_2 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ olduğundan yatak kendi kendini soğutamamaktadır. Yatağın ek bir soğutma sistemine ihtiyacı vardır. Esasen 25 m/s 'lik bir hızla çalışan bir yatağın yağlanması için hidrodinamik yağ filmi oluşumu oldukça zordur. O halde burada pompalı yağlama düşünülmelidir. Çevreden soğumayı bir emniyet payı olarak düşünülürse, soğutma amacı ile yatağa gönderilmesi gereken yağ miktarı için ($Q_1 = Q_2$ alınarak)

$$G = \frac{Q_1}{C \Delta t_1}$$

yazılır. Burada $C = 2000 \text{ J/daN}^\circ\text{C}$ ve $\Delta t_1 = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$ kabul edilirse

$$G = \frac{975161}{2000 \cdot 12} = 40,63 \text{ daN/h}$$

veya yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,90 \text{ daN/dm}^3$ olarak alınırsa, ($1 \text{ dm}^3 = 1 \text{ lt}$) alınarak

$$G = \frac{40,63}{\gamma \cdot 60} = \frac{40,63}{0,9 \cdot 60} = 0,752 \text{ lt/dk.}$$

olur. Ancak yatakta film teşkili için gerekli olan yağ miktarı

$$G_{\text{em}} = \frac{d^3 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{320 \cdot \theta} \quad (\text{lt/dk.})$$

Yataktaki en ince yağ tabakası kalınlığı $0,01 \text{ mm}$ olsun. Yatak boşluğu $\Delta d = \psi \cdot d = 0,001 \cdot 100 = 0,1 \text{ mm}$ için boyutsuz en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_1 = \frac{2 \cdot h_2}{\Delta d} = \frac{2 \cdot 0,01}{0,1} = 0,2$$

ve $b/d = 50/100 = 1/2$ değerleri ile Cetvel 24.5'den $\theta = 13$ olduğu görülür. Böylece yatakta film teşkili için gerekli yağ miktarı

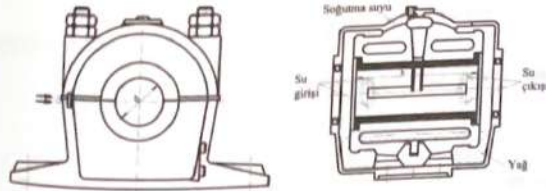
$$G_{\text{em}} = \frac{(10)^3 \cdot 50 \cdot 0,00245 \cdot 4775}{320 \cdot 13} = 1,4 \text{ lt/dk}$$

Sonuç olarak, yatağa dakikada $01,4 \text{ lt}$ yağ gönderilirse hem yağlama hemde soğutma işlemi yapılmış olur.

Problem 25.9

Şekil 25.9'da plastik üretiminde kullanılan bir merdanenin yataklanması görülmektedir. Beyaz metal yatak malzemesi olarak seçilen yatağın toleransı $H7/f7$ dir. $n=600 \text{ d/d}$ 'da dönen merdanenin her bir yatağına düşen yük 4850 daN olup yatak çapı $d=80 \text{ mm}$ ve genişliği $b=120 \text{ mm}$ dir.

- Kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,90 \text{ daN/dm}^3$ olduğuna göre viskoziteyi cSt olarak bulunuz.
- Yatağın soğuma yüzeyi alanını $A_s = 0,128 \text{ m}^2$ ve toplam ısı iletim katsayısını $\alpha = 90000 \text{ J/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot h$ alarak yatağın işletme sıcaklığını hesaplayınız. ($S_f = 2,83$ alınacaktır.)



Şekil 25.9

Cözüm 25.9

a) $d=80 \text{ mm}$ için $H7/f7$ toleransında boyutsuz yatak boşluğu $\psi = 0,00092$ alınabilir (Cetvel 24.4). Açılma hızı

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62,83 \text{ rad/s}$$

Ortalama basınç

$$p_s = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{4850}{0,12 \cdot 0,08} = 505208,4 \text{ daN/m}^2$$

Kullanılan yağın dinamik viskozitesi

$$\eta = \frac{p_s \cdot \psi^2}{S_{s,av}} = \frac{505208,4 \cdot (0,00092)^2}{2,83 \cdot 62,83} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$$

Yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,90 \text{ daN/dm}^3$ olduğundan kinematik viskozite

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81}{0,90 \cdot 10^3} = 26,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

ve

$$\nu = 26,16 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s} \text{ (St)} = 26,16 \text{ cSt}$$

olur. Ayrıca Cetvel 23.1'den (doğrusal dönüşümle) $\nu = 3,61 \text{ E}^\circ$ olduğu görülür.

b) Vogelpohl'a göre

$$S_s = 2,83 > 1 \text{ için } \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_s}}$$

alınabilir. Böylece sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{3 \cdot 0,00092}{\sqrt{2,83}} = 0,00164$$

Çevre hızı

$$v = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 600}{60} = 2,51 \text{ m/s}$$

olduğundan yatağın sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \\ = 35380 \cdot 4850 \cdot 2,51 \cdot 0,00164 = 706345,4 \text{ J/h}$$

Yatakta ısı bakımından denge varsa $Q_s = Q_c$ olacaktır. Böylece yatak sıcaklığı

$$\Delta t_s = \frac{Q_s}{A_s \cdot \alpha} = \frac{706345,4}{0,128 \cdot 90000} = 61,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ortam sıcaklığı $t_s = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ kabul edilirse yatak yüzeyi sıcaklığı

$$t_s = t_s + \Delta t_s = 20 + 61,3 = 81,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olur ki bu sıcaklık, yatağın normal çalışma sıcaklığının ($60 \text{ } ^\circ\text{C}$) biraz üstünde bir değerdir.

Problem 25.10

$F = 1250 \text{ daN}$ 'luk eksenel yükü yüklenmiş bir mil $D = 160 \text{ mm}$ dış çapında ve $d = 60 \text{ mm}$ iç çapındaki eksenel bir yatakla yataklanmıştır. Milin devir sayısı $n = 300 \text{ d/d}$, sürtünme katsayısı $\mu = 0,08$, yatağın soğuma yüzeyi alanı $A_s = 0,14 \text{ m}^2$ ve toplam ısı iletim katsayısı $\alpha = 90000 \text{ J/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/h}$ olduğuna göre yatağın kendi kendini soğutup soğutamayacağını araştırınız. ($\Delta t_s = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$).

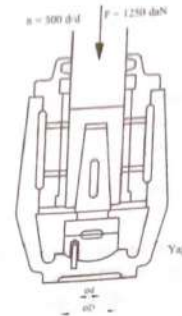
Çözüm 25.10

Ortalama yatak çapı

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{160 + 60}{2} = 110 \text{ mm}$$

Ortalama yatak basıncı

$$p_s = \frac{4 \cdot F}{\pi (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 1250}{\pi (16^2 - 6^2)} = 7,23 \text{ daN/cm}^2$$



Şekil 25.10

Normal bir eksenel yatakta $p_{\max} = 3 \div 8 \text{ daN/cm}^2$ alınabileceğine göre uygundur. Ortalama çevre hızı

$$v = \frac{\pi D_s n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 300}{60} = 1,73 \text{ m/s}$$

Sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu = 35380 \cdot 1250 \cdot 1,73 \cdot 0,08 = 6120740 \text{ J/h}$$

Yatak çevresinden dışarı atılan ısı

$$Q_s = A_s \cdot \alpha \cdot \Delta T_s = 0,14 \cdot 90000 \cdot 40 = 504000 \text{ J/h}$$

Buna göre $Q_s = 6120740 \text{ J/h} > Q_s = 504000 \text{ J/h}$ olduğundan yatak kendi kendini soğutamamaktadır. Yatakta oluşan ısıнын tamamının bir soğutucu tarafından alındığını varsayarak ve $C = 2000 \text{ J/daN}^\circ\text{C}$, $\Delta T_s = 10^\circ\text{C}$ alındığında yatağa gönderilmesi gereken soğutucu miktarı

$$G = \frac{Q_s}{C \cdot \Delta T_s} = \frac{6120740}{2000 \cdot 10} = 306 \text{ daN/h}$$

veya yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,90 \text{ daN/dm}^3$ olarak alınırsa

$$G = \frac{306}{\gamma \cdot 60} = \frac{306}{0,90 \cdot 60} = 5,6 \text{ lt/dk}$$

olarak bulunur.

Problem 25.11

Bir su türbininde kullanılan eksenel yatağa gelen yük $F = 150000 \text{ daN}$ olup milin dönme sayısı $n = 500 \text{ d/d}$ 'dir. Yatakta tam sıvı yağlamanın 300 d/d 'da oluşması istendiğine göre yatağı boyutlandırınız ve kullanılacak yağın viskozitesini η^p olarak bulunuz.

Cözüm 25.11

a) Yatağın boyutlandırılması
Eksenel yatak olarak oynak lokmalı bir yatağın (Michell yatağı) kullanıldığını varsayalım. Ağır yüklenmiş eksenel yataklarda ortalama basınç $p = 25 \text{ daN/cm}^2$, lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı $k = 0,8$ ve lokma sayısı $z = 9$, lokmaların genişlik oranı $b/a = 1$ değerleri seçilirse, lokma boyutları

$$z \cdot a \cdot b = \frac{F}{p_s}$$

eşitliğinden

$$a = b = \sqrt{\frac{F}{p_s \cdot z}} = \sqrt{\frac{150000}{25 \cdot 9}} = 25,82 \text{ cm}$$

Böylece her bir lokmanın genişliği ve ortalama uzunluğu $a = b = 260 \text{ mm}$ alınabilir. Sürtünme halkası alanı

$$A = \frac{b \cdot a \cdot z}{k} = \frac{(26)^2 \cdot 9}{0,8} = 7605 \text{ cm}^2$$

Diğer taraftan bu alan

$$A = \pi \cdot D_s \cdot b$$

olarak alınabileceğine göre ortalama yatak çapı

$$D_s = \frac{A}{\pi \cdot b} = \frac{7605}{\pi \cdot 26} = 93,105 \text{ cm}$$

Böylece $D_s = 930 \text{ mm}$ seçilir. Yatağın dış çapı

$$D = D_s + b = 930 + 260 = 1190 \text{ mm}$$

Yatağın iç çapı

$$d = D_s - b = 930 - 260 = 670 \text{ mm}$$

b) En ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_s \geq 5 \cdot 10^{-4} \cdot D_s = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,93 = 4,65 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,465 \text{ mm}$$

c) Viskozite

Kama eğim faktörü, en büyük yük taşıma durumu için $m = 1,2$ seçilirse Cetvel 24.6'dan boyutsuz yük sayısı $\phi = 0,16$, sürtünme faktörü $C = 4,8$ ve Cetvel 24.5'den yan akım düzeltme faktörü (doğrusal dönüşüm yapılarak) $f_s = 2,28$ değerleri alınabilir. Geçiş dönme sayısındaki ortalama çevre hızı

$$v_e = \frac{\pi D_s n_e}{60} = \frac{\pi \cdot 0,93 \cdot 300}{60} = 14,6 \text{ m/s}$$

Boyutsuz yük sayısı

$$\phi = \frac{F f_s}{z v_e \eta h} \left(\frac{h_e}{a} \right)^2$$

eşitliğinden, yatakta kullanılacak yağın viskozitesi

$$\eta = \frac{150000 \cdot 2,28}{9 \cdot 14,6 \cdot 0,16 \cdot 0,26} \left(\frac{0,0465}{260} \right)^2 = 0,002 \text{ daNs/m}^2$$

ve buradan

$$\eta = 0,002 \cdot 9810 = 19,62 \text{ cP}$$

olur.

Problem 25.12

Bir Michell yatağında ortalama basınç $p_m = 15 \text{ daN/cm}^2$, lokma sayısı $z = 10$, lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı $k = 0,8$, lokmaların genişlik oranı $b/a = 1,2$ ve lokma genişliği $b = 150 \text{ mm}$ 'dir. Yatakta kullanılan yağın viskozitesi 7 E olduğuna göre;

- Yatağın taşıyabileceği en büyük yükü hesaplayınız.
- Mil'in dönme sayısı $n = 375 \text{ dd}$ olduğuna göre, en küçük sürtünme durumunda, kayıp gücü ne kadardır? ($f_s = 1,93$).
- Yatak malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı $\alpha = 92000 \text{ J/m}^2\text{C}$ ve yatağın soğutma yüzeyi $A_s = 10 \cdot \pi \cdot D_s \cdot b$ olması durumunda yatağın kendi kendini soğutup soğutamayacağını araştırınız. Yatak kendi kendini soğutamıyorsa saatte yatağa gönderilmesi gereken soğutucu yağ miktarını bulunuz. ($C = 2000 \text{ J/daN}^\circ\text{C}$ ve $\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^3$). Bulunan bu yağ miktarı ile yatakta yağ tabakası teşkil için gerekli yağ miktarını karşılaştırınız.

Cözüm 25.12

- Lokmaların genişlik oranından ortalama lokma uzunluğu

$$a = \frac{b}{1,2} = \frac{150}{1,2} = 125 \text{ mm}$$

Ortalama basınç eşitliğinden yatağın taşıdığı en büyük yük

$$F = a \cdot b \cdot z \cdot p_m = 0,125 \cdot 0,150 \cdot 10 \cdot 15 \cdot 10^4 \\ = 28125 \text{ daN}$$

- Ortalama yatak çapı

$$k = \frac{z \cdot a \cdot b}{\pi \cdot D_s \cdot b}$$

olduğuna göre buradan

$$D_s = \frac{z \cdot a}{\pi \cdot k} = \frac{10 \cdot 125}{\pi \cdot 0,8} = 497,35 \text{ mm}$$

Böylece $D_s = 500 \text{ mm}$ alınır. Ortalama çevre hızı

$$v = \frac{\pi D_s n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 375}{60} = 9,82 \text{ m/s}$$

En küçük yağ tabakası kalınlığı

$$h_e \geq 5 \cdot 10^{-5} D_s = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5 = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

En küçük sürtünmeden kasıt, sürtünme faktörü değerinin en küçük ($C = 4,62$) olması durumudur. Buna göre sürtünme katsayısı

$$\mu = f_s \cdot C \left(\frac{h_e}{a} \right) = 1,93 \cdot 4,62 \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{0,125} \right) = 0,00178$$

Böylece yatakta oluşan sürtünme ısısı

$$Q_s = 35380 \cdot F \cdot v \cdot \mu \\ = 35380 \cdot 28125 \cdot 9,82 \cdot 0,00178 = 17393294 \text{ J/h} = 4831,5 \text{ J/s}$$

Diğer taraftan $10 \text{ J/s} = 1 \text{ daNm/s}$ olduğuna göre kayıp iş

$$W_s = \frac{4831,5}{10} = 483,15 \text{ daNm/s}$$

ve kayıp gücü

$$P_s = \frac{483,15}{75} = 6,442 \text{ BG}$$

olur.

c) Yatağın soğuma yüzeyi alanı

$$A_s = 10 \pi D_s h = 10 \pi \cdot 0,5 \cdot 0,15 = 2,356 \text{ m}^2$$

Ortam sıcaklığı ile yatak sıcaklığı arasındaki fark $\Delta t_s = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ alınırsa yatağın dış yüzeyinden soğuma yoluyla dışarı atılan ısı

$$Q_s = \alpha A_s \Delta t_s = 92000 \cdot 2,356 \cdot 40 = 8670080 \text{ J/h}$$

Görüldüğü gibi $Q_s > Q_c$ çıkmıştır. Bu duruma göre yatak kendi kendini soğutamamaktadır. Çevreden soğumayı bir emniyet payı olarak bırakırsak yatağa gönderilmesi gereken soğutucu yağ miktarı, yağın çıkış-giriş sıcaklıkları farkı $\Delta t_s = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ alınarak,

$$G_s = \frac{Q_s}{C \Delta t_s} = \frac{17393294}{2000 \cdot 15} = 579,8 \text{ daN/h}$$

veya kullanılan yağın özgül ağırlığı $\gamma = 0,88 \text{ daN/dm}^3$ olduğundan

$$G_s = \frac{579,8}{\gamma \cdot 60} = \frac{579,8}{0,88 \cdot 60} = 10,98 \text{ lt/dk} = 1,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Yatakta yağ tabakası teşkili için gerekli yağ miktarı

$$G_s = 0,7 \pm \Delta v \cdot h_s \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$= 0,7 \cdot 10 \cdot 0,15 \cdot 9,82 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} = 2,577 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Görüldüğü gibi yatakta yağ tabakası teşkili için gerekli olan yağ miktarı, aynı zamanda yatağı soğutabilecek durumdadır. Yani yatağa soğutma amacı ile ayrıca bir yağ gönderilmesine gerek yoktur.

Problem 25.13

Bir oynak lokmalı eksenel kaymalı yatak için bilinenler:

Ortalama basınç	: $p_m = 15 \text{ daN/cm}^2$
Sürtünme halkası dış çapı	: $D = 300 \text{ mm}$
Sürtünme halkası ortalama çapı	: $D_s = 250 \text{ mm}$

Lokma boyutları oranı	: $b/a = 1$
Lokma sayısı	: $z = 10$
Lokma alanları toplamının sürtünme halkası alanına oranı	: $k = 0,8$
Sürtünme katsayısı	: $\mu = 0,002$
Ortalama çevre hızı	: $v = 6,4 \text{ m/s}$

Buna göre:

- Yatak yükü ne kadardır?
- Yataktaki en küçük yağ filmi kalınlığı ne olmalıdır?
- Yatakta kullanılan yağın viskozitesini cP olarak hesaplayınız.

Çözüm 25.13

a) Sürtünme halkasının ortalama çapı



$$D_s = \frac{D + d}{2}$$

eyiliminden sürtünme halkası küçük çapı

$$d = 2 \cdot D_s - D = 2 \cdot 250 - 300 = 200 \text{ mm}$$

Buradan lokma genişliği

$$b = \frac{D - d}{2} = \frac{300 - 200}{2} = 50 \text{ mm}$$

ve lokma uzunluğu $a = b = 50 \text{ mm}$ olur. Böylece yatak yükü

$$F = a \cdot b \cdot z \cdot p_m = 5 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 15 = 3750 \text{ daN}$$

olur.

b) Yatağın sürtünme katsayısı

$$\mu = f_s \cdot C \left(\frac{h_s}{a} \right)$$

eşitliğinde en büyük yük değeri için $m = 1,2$ seçilirse $C = 4,8$ ve $\phi = 0,16$ alınır (Cetvel 25.6). Ayrıca $h/a = 1$ ve $m = 1,2$ için doğrusal dönüşümle $f_s = 2,28$ alınır (Cetvel 24.5). Buna göre en ince yağ tabakası kalınlığı

$$h_s = \frac{a \cdot \mu}{f_s \cdot C} = \frac{50.0,002}{2,28 \cdot 4,8} = 0,00913 \text{ mm} = 9,13 \mu\text{m}$$

bulunur.

c) Boyutsuz yük sayısı

$$\phi = \frac{F \cdot f_s}{z \cdot \eta \cdot v \cdot b} \left(\frac{h_s}{a} \right)^2$$

eşitliğinden kullanılan yağın dinamik viskozitesi

$$\eta = \frac{F \cdot f_s}{z \cdot \phi \cdot v \cdot b} \left(\frac{h_s}{a} \right)^2 = \frac{3750 \cdot 2,28}{10,0 \cdot 16,6 \cdot 4,0 \cdot 0,05} \left(\frac{0,00913}{50} \right)^2$$

$$= 5,57 \cdot 10^{-4} \text{ daNs/m}^2$$

veya $\eta = 5,57 \cdot 10^{-4} \cdot 9810 = 5,46 \text{ cP}$ olmalıdır.

26. YUVARLANMALI YATAKLAR (RULMANLAR)

26.1. Genel Bilgiler

Yatak, genel olarak dönen, salınım hareketi yapan veya hareketsiz duran mil ve aks millerini taşıyan elemanlardır. Yüzeyler arasındaki hareketin şekline göre kaymalı ve yuvarlanmalı tipleri olduğu 23 nolu konu başlığı altında ifade edilmiştir. Yuvarlanmalı yatakların kaymalı yataklardan farkı ise elemanların arasındaki esas hareketin kayma yerine yuvarlanma şeklinde olmasıdır. Yuvarlanmalı yatakların üstünlükleri:

1. Gerek hareket başlangıcında gerekse çalışma esnasındaki sürtünme değerleri hemen hemen aynıdır.
2. Sürtünme çok az, dolayısıyla enerji kaybı çok düşüktür.
3. Yağlanması basit, yağ sarfıyatı az ve değiştirilmesi kolaydır.
4. Standart olduklarından temini kolaydır.

Yuvarlanmalı yatakların sakıncaları:

1. Yüksek devirlerde gürültülü çalışır.
2. Ömürleri devir sayısına bağlı olarak daha azdır.
3. Radyal (çapsal) bakımdan daha büyük yere ihtiyaç vardır.
4. Sönümlenme özelliği azdır.

Sınıflandırma:

1. Yük taşıma şekline göre
 - a. Radyal yataklar
 - b. Eksenel yataklar
2. Yuvarlanma elemanın temas durumuna göre:
 - a. Nokta temaslı (bilyalı) yataklar
 - b. Çizgi temaslı (makaralı) yataklar
3. Yuvarlanma elemanının şekline göre:
 - a. Bilyalı yataklar (sabit bilyalı, oynak bilyalı, eğik bilyalı ve dört nokta yatağı)
 - b. Makaralı yataklar (silindirik makaralı, oynak makaralı (masuralı) ve konik makaralı yataklar)



Şekil 26.1 Yuvarlanmalı yataklarda kullanılan yuvarlanma elemanları

Taşıyacakları yükün büyüklüğüne ve yataklama şekline göre yuvarlanma elemanları tek sıralı veya iki sıralı yerleştirilebilirler. Ayrıca çalışacakları yerdeki çapsal büyüklüğe bağlı olarak silindirik eleman yerine iğne elemanlı yataklar tercih edilir.

Bir Yuvarlanmalı Yatağın Yapısı:

Yuvarlanmalı yatağın iç çapı (d) mile, dış çapı (D) ise yatak yuvasına geçirilir. Yataktaki hareket iç bilezik-yuvarlanma elemanı-dış bilezik arasındadır. Kafesin görevi; yuvarlanma elemanları arasındaki doğrudan teması önlemek ve bunların eşit yüklenmelerini temin etmektir. Bazı makaralı yatak tiplerinde kafes, yuvarlanma elemanlarının kılavuzlanmasına da yardım eder. Bilezikleri ayrılabilen yataklarda yuvarlanma elemanları ayrıca kafes yardımıyla yatak içerisinde sabit tutulur ve bu suretle yatağın takılması veya sökülmesi durumunda düşmeleri önlenir.

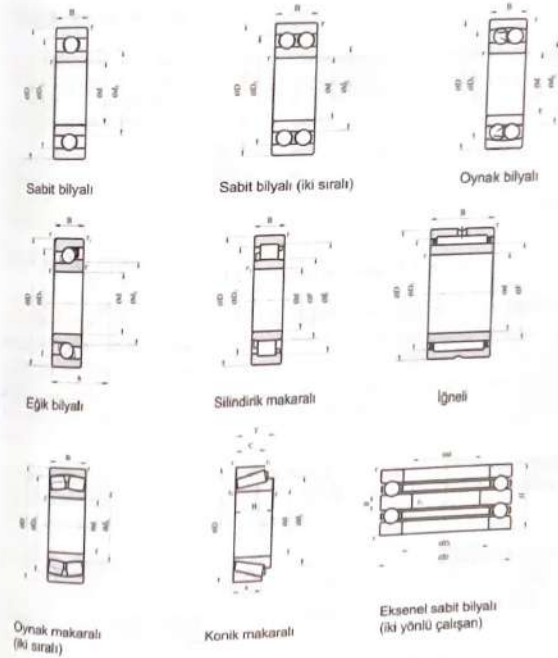


Şekil 26.2 Bir yuvarlanmalı yatağın temel bileşenleri ve ölçüleri

Malzeme:

Yuvarlanmalı yatakların iç ve dış bilezikleri ile yuvarlanma elemanları; genellikle yüksek saflık derecesindeki kaliteli krom çeliklerinden yapılmaktadır. "Rulman Çeliği" de denilen bu malzeme yüksek yüzey basıncı mukavemetine sahip olup aşınma, yorulma ve korozyona dayanıklıdır. Her yatak optimal bir ısıtılma işlemi tabii tutulur. Genellikle yuvarlanmalı yatak malzemesinin sertliği 59 ile 65 HRC arasındadır.

Küçük ve orta büyüklükteki yataklarda çelik veya pirinç saçtan preste şekillendirilmiş kafesler kullanılır. Masif kafesler genellikle pirinçten yapılır. Bazı durumlarda çelik veya sfero döküm de kafes malzemesi olarak kullanılır. Yatağın tasarımına bağlı olarak bronz ve plastik malzemeler de kafes malzemesi olarak kullanılmaktadır.



Şekil 26.3 Bazı yuvarlanmalı yatak çeşitleri

26.2. Yuvarlanmalı Yatakların Yük ve Çalışma Özellikleri

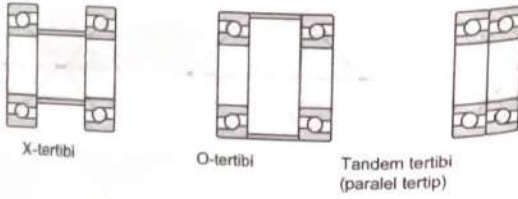
26.2.1. Basınç (Yük) Açısı

Radyal yataklarda yük taşıma bakımından en önemli husus basınç (yük) açısıdır. Basınç açısı; yuvarlanma elemanlarının temas yüzeylerine değme noktalarını birleştiren doğru ile yatağın merkez doğrusu arasındaki açıdır (Şekil 26.4).



Şekil 26.4 Bir eğik bilyalı yatakta basınç (yük) açısı (β)

Sabit bilyalı ve silindirik makaralı yataklarda yük açısı $\beta = 0$ dır. Eğik bilyalı ve konik makaralı yataklarda $\beta = 35^\circ - 40^\circ$ 'ye kadar çıkabilmektedir. Ancak üretim esnasında $\beta = 0$ olan sabit bilyalı yataklar çalışma esnasında oluşan basınç açısı sayesinde belirli oranda eksenel yük de taşıyabilmektedir. Açısız temaslı yataklar genellikle X - tertibi, O - tertibi veya tandem tertibi şeklinde monte edilir, yani çift olarak kullanılır (Şekil 26.5).



Şekil 26.5 Açısız temaslı yatakların montaj tertipleri

26.2.2. Radyal Yük

Radyal yüklerin taşınmasında radyal yuvarlanmalı yataklar kullanılır. Genellikle ufak ve orta radyal yüklerde bilyalı yataklar, büyük yük ve büyük mil çaplarında sadece makaralı yataklar kullanılır.

Mil yatak yuvasına göre eğik duracaksa oynak bilyalı, masuralı veya oynak makaralı yataklar kullanılır. Takım tezgahlarının iş millerinin yataklanmasında çift sıralı silindirik makaralı yataklar kullanılır. Montaj olanakları sınırlı olan yerlerde, ufak yükseklikleri sebebiyle, iğneli yataklar kullanılır.

26.2.3. Eksenel Yük

Orta büyüklükteki eksenel yüklerin karşılanmasında eksenel bilyalı yataklar (büteler) kullanılır. Değişken yöndeki eksenel yükler ise iki yönlü çalışan eksenel yuvarlanmalı yataklarla taşınır. Yüksek devir sayılarında eksenel eğik bilyalı yataklar tercih edilmelidir.

Eksenel yük altında bir basınç açısı meydana geldiğinden radyal sabit bilyalı yataklar da eksenel olarak yüklenebilirler. Büyük eksenel yüklerin taşınmasında eksenel silindirik makaralı yataklar ve eksenel oynak makaralı yataklar uygundur. Eksenel oynak makaralı yataklar yüksek devir sayılarında da uygulanabilmektedir.

26.2.4. Bileşke Yük

Yatağa aynı zamanda radyal ve eksenel yük birlikte etki ediyorsa bu durumda bileşke yük söz konusudur. Eksenel sabit bilyalı yataklar, eksenel silindirik makaralı yataklar, bir bileziği faturasız radyal silindirik makaralı yataklar ve iğneli yataklar hariç bütün yuvarlanmalı yataklar bileşke yükleri taşıyabilir. Bileşke yüklerin alınmasında sabit bilyalı, oynak bilyalı, oynak makaralı ve silindirik makaralı yatakların sabit yatak türünde olanları kullanılır. Ancak daha evvel de belirtildiği gibi eğik bilyalı ve konik makaralı yataklar X, O veya tandem tertibi olarak monte edilmelidir.

Bileşke yüklerle yüklenmiş yataklarla ilgili olarak "eşdeğer yük" kavramı önemlidir. Eşdeğer yük; radyal (F_r) ve eksenel yük (F_a) yardımıyla hesaplanır. Bu bir hesap değeri olarak yatak büyüklüğünün tespitinde gereklidir (Bak Bölüm 26.8).

26.3. Devir Sayısı

Devir sayısı, yatak seçiminde yatağın ömür hesabı (yorulma zamanı) dışında göz önüne alınmaz. Fakat yüksek hızlar söz konusu ise devir sayısı önemli bir faktör olur.

Bir yuvarlanmalı yatakta devir sayısı, öngörülen işletme sıcaklığı ile sınırlıdır. Dönme sebebiyle yatakta sürtünme ısı meydana gelir. Bu sebepten yatağın yağlanması ve soğutulması gereklidir. En yüksek devir sayılarına sabit bilyalı, omuzlu bilyalı, eğik bilyalı ve silindirik makaralı yataklarla ulaşılır.

Devir sayısının üst sınırı yatak tipi ve yatak büyüklüğüne bağlıdır. Bu durum, dış çapı 30 mm'nin altında olan yataklar için

$$n_s = \frac{3.4}{D + 30} \quad (d/d)$$

ve dış çapı 30 mm'nin üstünde olan yataklar için

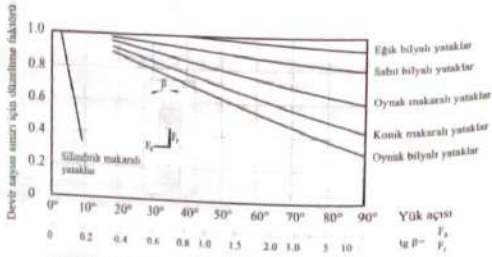
$$n_s = \frac{A}{D-10} \quad (d/d)$$

eşitlikleri ile verilmiştir. A katsayısı; gresle yağlama, basit sıvı yağla yağlama (dalma yağlama) ve yatak türü ile değişmekte olup Cetvel 26.1'de verilmiştir. Devir sayısı sınırı sıvı yağ ile yağlamada gresle yağlamaya kıyasla daha yüksektir.

Bileşke yüklerde öngörülen devir sayısı, devir sayısı sınırının bir düzeltme faktörü ile çarpılması sonucu belirlenir. Düzeltme faktörü, yük açısı β 'ya bağlıdır ve

$$f_{\beta} = \frac{F_s}{F_r}$$

eşitliği ile bulunur. Yük açısı $\beta = 0$ ise sadece radyal kuvvet (F_r), $\beta = 90^\circ$ ise sadece (F_s) tesir eder. Radyal yataklar için devir sayısı sınırı düzeltme faktörü (bileşke yük durumunda) Şekil 26.6'daki diyagramda verilmiştir.



Şekil 26.6 Radyal yataklarda devir sayısı düzeltme faktörü

26.4. İşletme Sıcaklığı

Normal yuvarlanmalı yataklar kromlu çeliklerden imal edilmektedir. Yuvarlanmalı yatak bilezikleri ve yuvarlanma elemanları 60 ± 3 HRC sertliğinde

olacak şekilde ısıtılırlar. Bütün tiplerin normal yatakları 120°C ' işletme sıcaklığına kadar kullanılabilir. Yüksek sıcaklıklarda malzeme yapısındaki kristal dönüşümlerin yaratacağı boyut değişikliklerini önlemek amacıyla böyle durumlarda stabilize edilmiş yataklar kullanılmalıdır.

Cetvel 26.1 Devir sayısı sınırının hesabı için A katsayısı

Yatak tipi	A katsayısı	
	Gresle yağlama	Sıvı yağ ile yağlama
Radyal yataklar		
Sabit bilyalı yataklar, tek sıralı	500 000	630 000
tek sıralı, conta kapaklı	360 000	-
çift sıralı	320 000	400 000
Omuzlu yataklar	500 000	630 000
Eğik bilyalı yataklar, tek sıralı	500 000	630 000
tek sıralı, çift olarak montaj	400 000	500 000
çift sıralı	360 000	450 000
Dört nokta yatakları	400 000	500 000
Oynak bilyalı yataklar	500 000	630 000
Oynak bilyalı yataklar, geniş iç bilezikli	250 000	320 000
Silindirik makaralı yataklar, tek sıralı	500 000	630 000
çift sıralı	500 000	630 000
Konik makaralı yataklar	320 000	400 000
Masuralı yataklar	220 000	280 000
Oynak makaralı yataklar, Seri 213	220 000	280 000
Seri 239 HL	250 000	320 000
Seri 230-231-232 HL	250 000	320 000
Seri 222 HL, 223 HL	320 000	400 000
Eksenel yataklar		
Eksenel-sabit bilyalı yataklar	140 000	200 000
Eksenel-eğik bilyalı yataklar	220 000	320 000
Eksenel-silindirik makaralı yataklar	90 000	120 000
Eksenel-oynak makaralı yataklar	-	200 000

Boyut stabilizasyonu sertlik düşmesi ve yük taşıma kabiliyetinin azalması ile ilgilidir. Yük taşıma kabiliyetinin azalması hesaplamalarda sertlik faktörü f_s ile göz önüne alınır. Ek semboller ve sertlik faktörü Cetvel 26.2'de verilmiştir.

Buna ek olarak, bir yataklama yerinde sıcaklık yükselmesi yağın seçiminde, sızdırmazlık tertibinin seçiminde ve kafes malzemesinde göz önünde tutulmalıdır.

26.5. Sürtünme

Bir yatak yuvasının sürtünmesi iki şekilde oluşur; contaların sürtünmesi ve yatağın bizzat kendi sürtünmesidir. Yatak sürtünmesi; önce yatak tipi ve yatak büyüklüğüne, bundan başka yüke, devir sayısına, yağlayıcı maddeye ve yağlama yöntemine bağlıdır. Bunu belirtmek için μ sürtünme katsayısı

Cetvel 26.2 Boyutları stabilize edilmiş yuvarlanmalı yatakların ek sembolleri ve sertlik faktörleri

Sembol	Devamlı sıcaklık (°C)	Sertlik faktörü (f_s)
S 0	150	1,00
S 1	200	0,90
S 2	250	0,75
S 3	300	0,60

$$\mu = \frac{M_t}{F \cdot \frac{d}{2}}$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada M_t - yatağın sürtünme momenti, F - yatak yükü ve d - yatak delik çapıdır.

Sürtünme katsayısı, $F \approx 0,1 \cdot C$ (C - dinamik yük sayısı) değerindeki yüklerde ve yaklaşık olarak yatağın basınç açısına uyan yük açılarından küçüktür. μ - sürtünme katsayısı basınç açısına bağlı olarak değişir. En küçük sürtünme katsayısı değerleri Cetvel 26.3'de verilmiştir. Cetveldeki bu değerler orta viskozitedeki ($F_{10} = 4 - 6 \cdot E''$) bir yağ ile dalma yağlamada elde edilmiştir.

Cetvel 26.3 Yük açısı $\beta = 0^\circ$ 'den 90° 'ye artması durumunda sürtünme katsayısındaki değişimler

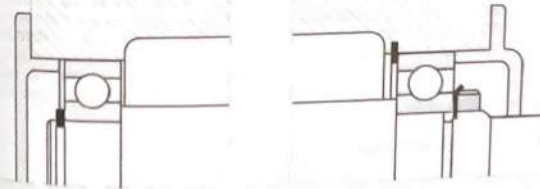
Yatak tipi	Sürtünme katsayısı
Sabit bilyalı yataklar	0,0022 - 0,0042
Silindirik makaralı yataklar	0,0012 - 0,0060 ($\beta = 0^\circ$ den 20° 'ye kadar)
Oynak bilyalı yataklar	0,0016 - 0,0066
Eğik bilyalı yataklar	0,0018 - 0,0069
Oynak makaralı yataklar	0,0029 - 0,0071
Konik makaralı yataklar	0,0025 - 0,0083

Küçük sürtünmenin söz konusu olduğu yataklamalarda radyal yükler için radyal-sabit bilyalı yataklar, silindirik makaralı yataklar veya oynak bilyalı yataklar. Eksenel yükler için eksenel-sabit bilyalı yataklar kullanılır. Eğik tesir eden yüklerde eğik bilyalı yataklar uygundur. Bunların sürtünme katsayısı, yük açısı ve basınç açısının aynı olduğu durumlarda en küçüktür. Böyle bir durum yoksa küçük sürtünme istenen yataklamalarda radyal bileşen bir radyal yatakla ve eksenel bileşen de bir eksenel yatakla karşılanmalıdır.

26.6. Montaj Prensipleri

26.6.1. Serbest Yataklarda Eksenel Kayabilme

"Sabit yatak-serbest yatak" şeklinde yatak tertibinde eksenel kuvvetler yalnız sabit yatak tarafından karşılanır (Şekil 26.7). İkinci yatak veya üç veya daha fazla yenden yataklanmış millerde diğer yataklar serbest yataktır ve eksenel yönde kayabilirler. Bu sayede mil ve yuvanın farklı değerlerde genişlemeleri halinde yatakların kasma önlenir. Aynı zamanda "sabit yatak-serbest yatak" tertibinde boy toleransları daha iyi dengelenir.



Serbest yatak

Sabit yatak

Şekil 26.7 Serbest yataklarda eksenel kayabilme

Radyal montaj yerinin sınırlı olduğu durumlarda silindirik makaralı ve iğneli yataklar, çıkarılan bilezikleri olmaksızın, takılabilir. Yuvarlanma elemanları doğrudan doğruya mil üzerinde veya yuva içerisinde döner. İğne kafeslerinde her iki bilezik de olmayabilir. Mil veya yuvanın hareket yüzeylerinin sertleştirilmesi ve taşlanması gerekir. Parçaları ayrılmayan yataklar, örneğin sabit bilyalı yataklar veya oynak makaralı yataklar, serbest yatak olarak monte edilirse, bileziklerden bir sürtme geçme toleransında olmalıdır.

26.6.2. Eksen Kaçıklığını Dengelemek İçin Açısal Ayarlanabilme

Açısal ayarlanabilen yatakların -oynak bilyalı yataklar, masuralı yataklar, radyal oynak makaralı yataklar ve eksenel oynak makaralı yataklar- montajında eksen kaçıklığını dengelemek mümkündür. Bu yatakların dış bilezik hareket yüzeyleri iç küre şeklindedir. Böylece iç bilezik, yuvarlanma elemanlarından oluşan halka ile beraber dışarıya dönebilir. Ön görülen ayar açısı yatak tipine ve yatak büyüklüğüne bağlıdır.

Sabit bilyalı yatakların açılma hareketi radyal boşluğa bağlıdır. Bu hareket, radyal boşlukla birlikte artar. Silindirik makaralı yataklarla konik makaralı yataklarda, küresel hareket yüzeyi ve bombeli makaralarla açılma hatalara karşı olan hassasiyet belirli derecede azaltılır.

Oldukça büyük mil çökmeleri veya yuva deformasyonları bekleniyorsa oynak yatakların kullanılması da öngörülebilir. Yataklar milin veya yuva deliğinin açılış değişikliklerinde kendi kendilerini ayar ederler. Açılma hareketli olmayan yataklar bu durumlarda ek olarak bir kasma momenti ile zorlanır.

Eksenel-sabit bilyalı yataklar, oturma yüzeyi ve yatak eksenini arasındaki açılış hatalarına karşı hassastır. Bu tür işleme hataları montaj esnasında küresel yuva diskleri ve ara disklerle ayarlanabilir. Küresel yuva diskli ve ara diskli eksenel-sabit bilyalı yatakların bir ve iki yönde çalışan tipleri vardır. Ziraat makinelerinde eksen kaçıklıklarını karşılamak için küresel dış yüzeyli sabit bilyalı yataklar da kullanılır. Germe bilezikli yataklar diye adlandırılan bu yataklar mil üzerine eksantrik bilezikler veya ayar bilezikleri ile tespit edilir. Bu yataklara uygun yuvalar yataklara beraber verilir.

26.6.3. Yatak Boşluğu

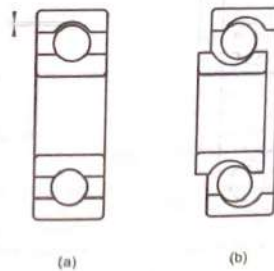
Yatak boşluğu, bir yatak bileziğinin diğerine göre ölçü yükü altında olmaksızın radyal doğrultuda (radyal yatak boşluğu) veya eksenel doğrultuda (eksenel yatak boşluğu) bir sınır konumdan diğerine kaydırılma miktarı olarak bilinir. Yuvarlanmalı yataklar belirli bir radyal iç boşluğu ile üretilmektedir (Şekil 26.8a).

Çalışma ve montaj şartlarına göre belirlenen bu boşluk değerleri; C_1 , C_2 , normal boşluk, C_3 , C_4 ve C_5 sembolleri ile yuvarlanmalı yatak kataloglarında verilmektedir. Gözle görülür gibi normal bir yatak boşluğu grubu esas alınır; C_2 ile belirlenen yatak boşluğu normalden daha küçük, C_3 , C_4 ve C_5 boşlukları ise daha büyüktür. C_1 grubu yalnız konik delikli iki sıralı silindirik makaralı yataklarda söz konusudur.

Montaj yapılmamış bir yataktaki boşluk ile monte edilmiş işletme sıcaklığındaki yatağın boşluğu arasında fark olmalıdır (işletme boşluğu). Monte edilmemiş yataktaki boşluk işletmedekinden daha büyüktür. Çünkü geçme sıklığı ve yataklara yuvanın işletme sıcaklığındaki farklı ısı genleşmeleri sebebiyle yatak bilezikleri ve karşı parçalar genişleyip daralabilmektedir.

Bir yatağın kusursuz çalışabilmesi için ilk planda radyal yatak boşluğu önemlidir. Genel olarak bilyalı yataklardaki radyal boşluk çalışma durumunda sıfır olmalıdır. Çok defa küçük bir ön gerilme de zararlı sonuç vermez. Silindirik ve oynak makaralı radyal yataklarda ise işletme durumunda daima az da olsa, bir radyal boşluk bulunmalıdır. Aynı kural konik makaralı yataklar için de geçerlidir.

Normal yatak boşluğu, normal geçme ve işletme durumlarında amaca uygun bir radyal boşluk kalacak şekilde seçilmiştir. Ön şart olarak radyal yatakların montajında milin ve yuva deliğinin aşağıdaki toleranslara göre işlendiği kabul edilir.



Şekil 26.8 Yatak boşluğu
a. radyal boşluk
b. eksenel boşluk

Bilyalı yataklar : mil için $j5'$ den $k5'$ e kadar
yuva için $J6$
Makaralı yataklar: mil için $k5'$ den $m5'$ e kadar
yuva için $K6$

Çift çalışan tek sıralı eğik bilyalı yataklar ve dört nokta yatakları için radyal boşluk daha önemlidir.

26.6.4. Yatağın Takılması ve Sökülmesi

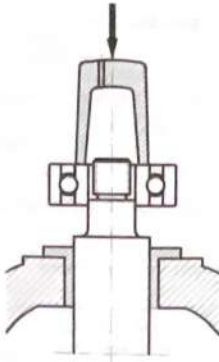
Parçalarına ayrılabilen yataklar genel olarak parçalarına ayrılmayanlara göre daha kolay monte edilir. Bu sebepten ulaşılması zor yatak yerleri için çok defa parçalarına ayrılabilen yataklar tercih edilir. Yatak seçimi için, eğer bir mil sık sık sökülüp tekrar takılıyorsa, yatağın parçalarına ayrılabilme özelliği esas alınabilir. Değiştirilmede iç bilezik mil üzerinde dış bilezik ise yuva içinde kalabilir. Parçalarına ayrılabilen yataklar; omuzlu bilyalı, silindirik makaralı, iğneli ve konik makaralı yataklardır.

Konik delikli yataklar, montajı kolaylaştırmak veya radyal yatak boşluğunu ayarlayabilmek için kullanılır. Bu yataklar germe manşonları veya çakma manşonları ile de tespit edilebilmektedir. Bu tespit şekli basittir; mildeki oturma yüzeyi silindirik, mil üzerindeki yatak yeri ise konik olabilir.

Yataklarının bütün elemanları (yuva, muylu, bilezikler vb.) montajdan önce çok iyi temizlenmelidir. Bazı durumlarda yatak bilezikleri ile bunların takılacakları yerler yağlanır. Küçük yataklarda ve çok sıkı olmayan geçmelerde yatak bileziği çekiçe hafifçe vurularak oturma yüzeyine getirilir. Bu montaj esnasında çekiç darbeleri yatak bileziklerine doğrudan değil bir boru parçası veya benzeri bir eleman vasıtasıyla uygulanır (Şekil 26.9). Daha sıkı geçmelerde ise yatak, pres altında sağlanacak baskı kuvveti sayesinde yerine oturtulur.

Orta ve büyük yatakların montajı çok defa hidrolik olarak yapılır. Burada geçme yüzeyleri arasına basınçlı yağ verilir. Yataklar doğrudan doğruya mîle tespit ediliyorsa, basınçlı yağ mildeki deliklerden sevk edilir. Çakma ve germe manşonları ile tespitite hidrolik manşonlar (mil üzerinde gömlek) kullanılır. Bu yatakların sökölmesi de aynı yöntemle yapılır.

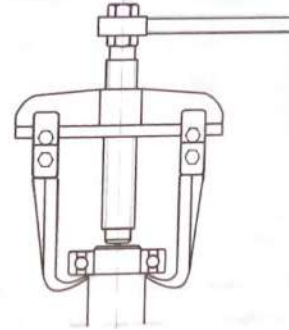
Yataklar yerlerinden sökölürken; küçük yataklar genellikle takılmalarında olduğu gibi yumuşak bir boru parçası ve çekiçe çıkarılır. Daha büyük ve sıkı yataklar ise ya çekirme ile (Şekil 26.10) veya pres kuvveti ile sökölür. Ancak yukarıda da sözü edildiği gibi büyük yataklar genellikle hidrolik olarak takılıp sökölürler.



Şekil 26.9 Yuvarlanmalı yatağın montajı

26.7. Yuvarlanmalı Yatakların Sembollerle Gösterilmesi

Yuvarlanmalı yataklar, kabul edilen Uluslararası Standartlara uygun olarak çeşitli firmalar tarafından üretilmektedir. Bu yatakların boyutları ve yük taşıma özelliklerini içeren özgül bilgiler, firmalar tarafından hazırlanan kataloglarında verilmiştir.



Şekil 26.10 Bir yuvarlanmalı yatağın çekirme yardımıyla sökölmesi

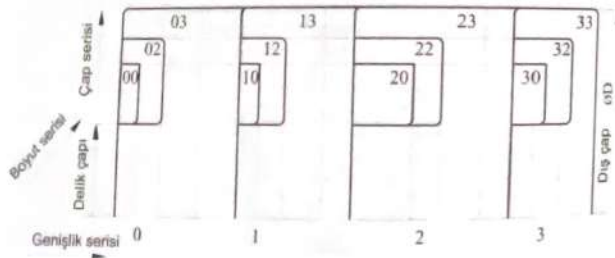
Yuvarlanmalı yatakların Uluslararası Standart boyutları; delik çapı (d), dış çap (D) ve genişliği (B) dir. Önemli olan husus, aynı delik çapına uygun çeşitli dış çap ve genişlikte yatakların bulunabilmesidir. Bunu açıklayabilmek için boyut serisi denilen ve 00, 02, 03, vb şeklinde iki rakamdan oluşan bir sembolleştirme tarzı ortaya konulmuştur. Burada 0, 1, 2 ve 3 ile tanımlanan birinci rakam genişlik serisini; 0, 1, 2, 3 ve 4 ile tanımlanan ikinci rakam ise dış çap serisini sembolize eder (Şekil 26.11).

Yuvarlanmalı yatakların sembolleştirme şekli, genelde sayılarla yapılmaktadır. Sembol sayısının soldan itibaren birinci rakamı yatak tipini, ikinci rakamı genişlik serisini, üçüncü rakamı dış çap serisini ve son iki rakamı da delik çapını ifade eder.

Cetvel 26.4 Yuvarlanmalı yataklarda delik çapı ile sembol sayısı arasındaki ilişki

Delik çapı (d) mm	10	12	15	17	20...50...75...100...480
Delik çapı sembolü	00	01	02	03	04...10...15...20... 96

Cetvel 26.4'den de görüleceği gibi 20 mm'lik delik çapı dahil 480 mm'ye kadar olan büyüklüklerde ($5 \times$ delik çapı sembolü), yatağın delik çapını vermektedir.



Şekil 26.11 Yuvarlanmalı yatağın sembolleştirilme yöntemi

Aynı tanım içinde yuvarlanmalı yatakların çeşitli üretim özellikleri harflerle açıklanmıştır. Örneğin silindirik makaralı yataklar N , NU , NJ ve NUP gibi sembollerle verilmektedir (Bak yuvarlanmalı yatak katalogları).

Örnekler:

1. Sabit bilyalı yatak

6 2 12

delik çapı sembolü ($d=5 \times 12=60$ mm)
dış çap serisi
sabit bilyalı yatak

2. Silindirik makaralı yatak

N U 2 2 16

delik çapı sembolü
dış çap serisi
genişlik serisi
dış bilezikli makaralı
silindirik makaralı yatak

3. Konik makaralı yatak

3 2 2 14

delik çapı sembolü
dış çap serisi
genişlik serisi
konik makaralı yatak

26.8. Dinamik Yüklerde Yatak Büyüklüğünün Tespiti**26.8.1. Dinamik Yük Sayısı : C**

Dinamik yük sayısı C , aynı yataklardan büyük sayıda bir grubun %90'ının yuvarlanma yüzeylerinin yorulması sebebiyle tahrip olmadan bir milyon devire ulaştığı yükür. Bu yük sayısı her yatak türü için yatak cetvellerinde verilmiştir.

26.8.2. Dinamik Eşdeğer Yük: F

Yatağa aynı zamanda radyal (F_r) ve eksenel (F_a) yükler birlikte etki ediyorsa bileşke yük söz konusudur. Yorulma bakımından bileşke yük gibi tesir eden dinamik eşdeğer yük

$$F = X.F_r + Y.F_a$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada X - radyal faktör ve Y - eksenel faktördür. Her yatak tipi ve büyüklüğü için X ve Y faktörleri farklı değerlerdir. Genel olarak yük açısı F_r/F_a oranına bağlı olarak yatak cetvellerinde verilmiştir. Sabit bilyalı yataklarda bundan başka F_r/C_r oranı ile değişken basınç açısı da hesaplamada göz önüne alınmalıdır.

26.8.2.1. Sabit Bilyalı Yatakların Dinamik Eşdeğer Yükü

Sabit bilyalı yatakların radyal türde olanları sadece radyal kuvvet taşıma amaçlı yapılmış olmakla beraber radyal yük etkisinde oluşan ve F_r/C_r büyüklüğündeki değişken basınç açısına bağlı olarak hesaplanmalıdır. Yatakta oluşan dinamik eşdeğer kuvvet

Cetvel 26.5 Sabit bilyalı yataklar için X ve Y faktörleri

$\frac{F_r}{C_r}$	Normal yatak boşluğu					Yatak boşluğu C3					Yatak boşluğu C4				
	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$	$\frac{F_r}{F_a} > e$	$\frac{F_r}{F_a} \leq e$
	e	X	Y	X	Y	e	X	Y	X	Y	e	X	Y	X	Y
0.025	0.22	1	0	0.56	2.0	0.31	1	0	0.46	1.75	0.40	1	0	0.44	1.42
0.04	0.24	1	0	0.56	1.8	0.33	1	0	0.46	1.62	0.42	1	0	0.44	1.36
0.07	0.27	1	0	0.56	1.6	0.36	1	0	0.46	1.46	0.44	1	0	0.44	1.27
0.13	0.31	1	0	0.56	1.4	0.41	1	0	0.46	1.30	0.48	1	0	0.44	1.16
0.25	0.37	1	0	0.56	1.2	0.46	1	0	0.46	1.14	0.53	1	0	0.44	1.05
0.50	0.44	1	0	0.56	1.0	0.54	1	0	0.46	1.00	0.56	1	0	0.44	1.00

$$F = X F_r + Y F_a$$

olarak bulunur. Eşitlikteki X radyal ve Y eksenel faktörleri, "e" değerine bağlı olarak, Cetvel 26.5'den seçilebilir.

26.8.2.2. Eğik Bilyalı ve Konik Makaralı Yatakların Dinamik Eşdeğer Yükü

Bu yatakların basınç açılarından dolayı yatağa etki eden radyal kuvvet

$$F_r' = \frac{0.5 \cdot F_t}{Y}$$

eşitliği ile hesaplanan bir eksenel bileşen meydana getirir. Ayrıca eğik bilyalı ve konik makaralı yatakların tek yönde eksenel kuvvet taşıdığı göz önüne alındığında, F_r' eksenel kuvvetini karşılamak üzere bu tür yatakların çift olarak monte edilmesi gerektiği ortaya çıkar. Dış eksenel kuvvet K_a ile gösterilirse yataklardan biri

$$F_a = F_r' + K_a$$

ve diğeri

$$F_a = F_r' - K_a$$

toplam eksenel kuvvetini karşılamak durumundadır. Bu yataklardaki dinamik eşdeğer yük ise; K_a dış eksenel yükünü taşıyan yatakta

$$F = X F_r + Y (F_a + K_a)$$

K_a dış eksenel yükünü taşımayan yatakta

$$F = X F_r + Y (F_a - K_a)$$

eşitliği ile hesaplanmalıdır.

Konik makaralı ve eğik bilyalı yataklara etki eden yüklerin oluşturduğu eksenel yükler, yatağın tertip şekline göre, Şekil 26.12a ve b'de toplu olarak verilmiştir.

26.8.3. Yuvarlanmalı Yatakların Ömrü

Kullanma süresi, bir yatağın doğru kullanma ve iyi bir bakımla görevini yapabilecek durumda kaldığı çalışma süresidir. Yatağın bir parçası yorulma neticesi kullanılamaz duruma gelir veya yatak aşınma neticesi artık görevini yerine getiremezse o yatağın kullanma süresi sona ermiş demektir.

Yuvarlanmalı yatakların ömrü

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (\text{milyon devir})$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada ε - nokta temaslı yataklarda (bilyalı yataklar) 3, çizgi temaslı yataklarda (makaralı yataklar) 10/3 değerinde bir sayıdır. Milyon devir sayısı olarak tespit edilen ömür, sabit devir sayısı durumunda, saat cinsinden

$$L_s = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (\text{saat})$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

Sonuç olarak, dinamik yük etkisindeki yuvarlanmalı yatakların seçimi;

1. Yatağa etki eden F_r ve F_a kuvvetleri ve bunların yardımıyla dinamik eşdeğer yük (F) bulunur.
2. Makina özelliği ve çalışma şartlarına göre ömür (L ve L_s) tespit edilir.
3. Yük durumu ve çalışma şekli göz önünde bulundurularak yatak tipi (bilyalı - makaralı) seçilir ve dinamik eşdeğer yük ile ömre bağlı olarak dinamik yük sayısı (C) hesap edilir.
4. Mil çapı (d) ve dinamik yük sayısı (C) değerlerine göre uygun yatak, ilgili kataloğlardan seçilir.

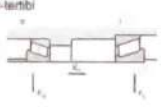
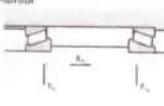
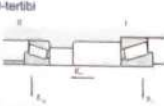
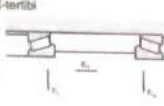
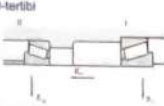
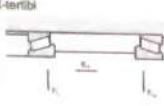
26.9. Statik Yüklere Yatak Büyüklüğünün Tespiti

Statik durumda, yani sabit yüklü yuvarlanmalı yataklarda yatak büyüklüğünün tespiti statik yük sayısı (C_s) ve statik eşdeğer yük (F_s) yardımıyla yapılmalıdır.

26.9.1. Statik Yük Sayısı: C_s

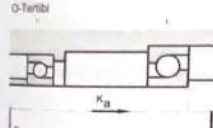
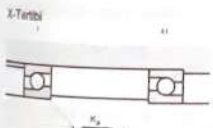
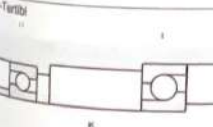
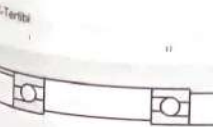
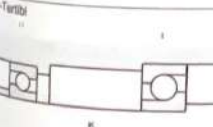
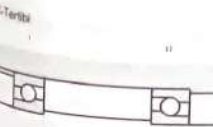
Bir yatağın en fazla yüklenen yuvarlanma elemanlarının her iki temas yerinden birinde, yuvarlanma elemanı çapının $\frac{1}{100}$ 'i (on binde biri) kadar kalıcı bir toplam

şekil değiştirme meydana getiren yüke statik yük sayısı (C_o) denir. Statik yük sayısı C_o , her yatak tipi için yatak cetvellerinde verilmiştir.

 	1a $\frac{F_{r1}}{Y_1} \geq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0$	$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot F_{r1}}{Y_1}$ $F_{a2} = F_{a1} + K_a$
	1b $\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1} \right)$	$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot F_{r1}}{Y_1}$ $F_{a2} = F_{a1} + K_a$
 	1c $\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1} \right)$	$F_{a1} = F_{a2} - K_a$ $F_{a2} = \frac{0,5 \cdot F_{r2}}{Y_2}$
	2a $\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0$	$F_{a1} = F_{a2} + K_a$ $F_{a2} = \frac{0,5 \cdot F_{r2}}{Y_2}$
 	2b $\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	$F_{a1} = F_{a2} + K_a$ $F_{a2} = \frac{0,5 \cdot F_{r2}}{Y_2}$
	2c $\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot F_{r1}}{Y_1}$ $F_{a2} = F_{a1} - K_a$

Not: Bu denklemler, yatakların işletme durumunda pratik olarak boşluksuz fakat ön gerilmesiz olarak birbirine eş çalıştığı durumlar için geçerlidir. F_{r1} ve F_{r2} kuvvetleri şekilde gösterildiği gibi ters yönde etkise bile, daima pozitif kabul edilecektir. 1c ve 2c kabulleri, $K_a = 0$ durumu için de geçerlidir.

Şekil 26.12a Konik makaralı yataklarda radyal yükün oluşturduğu aksel yükler

 	1a $e_1 \cdot F_{r1} \geq e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a \geq 0$	$F_{a1} = e_1 \cdot F_{r1}$ $F_{a2} = F_{a1} + K_a$
	1b $e_1 \cdot F_{r1} < e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a \geq e_1 \cdot F_{r1} - e_2 \cdot F_{r2}$	$F_{a1} = e_1 \cdot F_{r1}$ $F_{a2} = F_{a1} + K_a$
 	1c $e_1 \cdot F_{r1} < e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a < e_1 \cdot F_{r1} - e_2 \cdot F_{r2}$	$F_{a1} = F_{a2} - K_a$ $F_{a2} = e_2 \cdot F_{r2}$
	2a $e_1 \cdot F_{r1} \leq e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a \geq 0$	$F_{a1} = F_{a2} + K_a$ $F_{a2} = e_2 \cdot F_{r2}$
 	2b $e_1 \cdot F_{r1} > e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a \geq e_1 \cdot F_{r1} - e_2 \cdot F_{r2}$	$F_{a1} = F_{a2} + K_a$ $F_{a2} = e_2 \cdot F_{r2}$
	2c $e_1 \cdot F_{r1} > e_2 \cdot F_{r2}$ $K_a < e_1 \cdot F_{r1} - e_2 \cdot F_{r2}$	$F_{a1} = e_1 \cdot F_{r1}$ $F_{a2} = F_{a1} - K_a$

Şekil 26.12b Eğik bilyalı yataklarda radyal kuvvetin oluşturduğu aksel yükler

26.9.2. Statik Eşdeğer Yük: F_s

Aynı anda tesir eden radyal ve eksenel yüklerde hesap, statik eşdeğer yüke göre yapılır. Statik eşdeğer yük, eksenel ve radyal yüklerin meydana getirdiği gerçek bileşke yükün oluşturduğu kadar bir kalıcı şekil değiştirme meydana getirir. Bu yük eşitliği

$$F_s = X_r F_r + Y_e F_e$$

şeklindedir. Burada X_r - radyal faktör, Y_e - eksenel faktördür. Bu faktörler her yatak tipi için yatak cetvellerinde verilmiştir. Statik durumlarda yatak büyüklüğünün tespiti genellikle

$$C_s = f_s \times F_s$$

eşitliği kullanılarak yapılır. Böylece gerekli statik yük sayısı C_s hesap edilir. Burada f_s , statik zorlanma için bir katsayıdır. Bu katsayı ile çok büyük bir bölgesel şekil değiştirme emniyeti göz önüne alınmıştır. En çok kullanılan f_s değerleri;

$f_s = 1,2 - 2,5$	yüksek isteklerde
$= 0,8 - 1,2$	normal isteklerde
$= 0,5 - 0,8$	sınırlı isteklerde

olarak bilinmektedir.

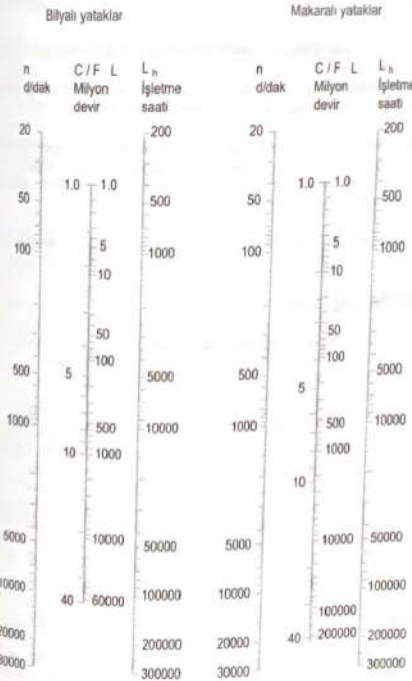
26.10. Yağlama

Yağlama konusunda şu hususları göz önünde bulundurulmalıdır:

- Artan yatak büyüklüğü ile yağlayıcı maddenin viskozitesi artmalıdır.
- Artan devir sayısı ile yağlayıcının direnci, dolayısıyla viskozitesi azalır.
- Temas yüzeylerinde artan basınçla yağ tabakasının taşıma özelliği, dolayısıyla viskozitesi artar.
- Yağlayıcıların viskoziteleri sıcaklıkla azalır, buna bağlı olarak her yağlayıcı maddenin kullanılabileceği bir sıcaklık bölgesi vardır.

Yuvarlanmalı yatakların yağlanması gres veya sıvı yağ ile yapılır. Normal işletme durumları için hangi şartlarda gres yağı ve hangi şartlarda sıvı yağ kullanılacağı hakkında kesin bir sınırlama yoktur. Her iki yağlama türü de geniş bir yük ve devir sayısı bölgesinde yatağın emniyetle yağlanmasını temin eder.

Cetvel 26.6 Yuvarlanmalı yataklarda ömür tespiti için nomogram



26.10.1. Gresle Yağlama

Gresle yağlama, sızdırmazlık ve bakım için en az masraf ve emeği gerektirir. Sızdırmazlık için labirent tertibi veya keçe halkalar yeterlidir. Zor durumlarda conta - manşetler kullanılabilir.

İlk takmada yatak gresle sıvanır. Bazen sızdırmazlık için yatağın her iki yanındaki boş yuvaya gres doldurulur. Ancak ısınmaya karşı bu hacmin yarısı boş bırakılmalıdır. Bir gresin kullanılmaz duruma gelmesi, görünüşündeki değişiklikten, oldukça kuvvetli renk değişiminden veya kirlenmesinden anlaşılır.

Eğer kolay sökülebilen kapaklar öngörülürse kontrol ve yeniden gresleme basit olarak yapılabilir. Yeniden yağlamada, kullanılmış gresin mümkün olduğu kadar yuvadan tamamen uzaklaştırılmasına çalışılmalıdır. En iyisi yatak sökülerek yıkanmalı ve yeniden greslenerek yerine takılmalıdır.

Yuvarlanmalı yataklarda çoğunlukla lityum, kalsiyum ve sodyum sabunlu gresler kullanılır.

26.10.2. Sıvı Yağ İle Yağlama

Yuvarlanmalı yatakların sıvı yağlarla yağlanması genellikle,

- Sürtünme ısısından dolayı yatağın soğutulması gerekiyorsa,
- Dişli kutularında olduğu gibi çalışan elemanlar sıvı yağ ile yağlanacaklarsa,
- Devamlı olarak yağ kontrolü gerekiyorsa,

tercih edilmelidir.

Sıvı yağ ile yağlamada; dalma yağlama, pompalı yağlama, yağ sisi gibi çeşitli yöntemler kullanılır. Sızdırmazlık problemleri greslere nazaran daha fazladır. Dalma yağlamada en alttaki yuvarlanma elemanı (sistem dururken) yarısına kadar yağa dalmalıdır. Yağ seviyesinin devamlı kontrol edilmesi gereklidir (örneğin bir yağ seviyesi kontrol camı ile). Pompalı yağlamada çıkış kesiti, yağın haznede birikmeyeceği kadar büyük olmalıdır. Sistemde yağlama amacı ile kullanılan yağ çok defa yatağın soğutulmasında da kullanılır. Yağ sisi ile yağlama, bilhassa yüksek devir sayılarında başvurulan bir yağlama yöntemidir.

26.11. Sızdırmazlık Tertipleri

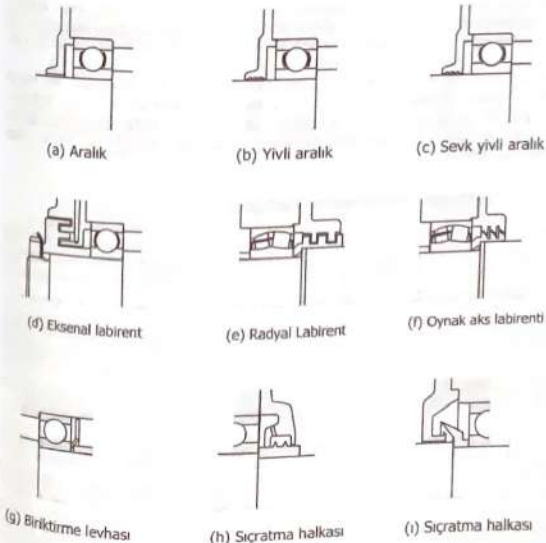
Yağlayıcı maddelerin yatak yuvasından dışarıya çıkmaması; pislik, toz ve nemin yatak yuvasına girmemesi için yatak yuvalarının dış tarafa doğru, bazı durumlarda da iç tarafa doğru, sızdırmazlığı sağlanmalıdır. Sızdırmazlığın iyi veya kötü oluşu, bir yatağın ömrünü büyük ölçüde etkiler. Bir yataklama yeri için sızdırmazlık tertibinin seçiminde yağlamanın şekli (sıvı yağ veya gres), sızdırmazlık yüzeyindeki çevre hızı, milin herhangi bir şekilde eğik konumlar alışı, sızdırmazlık için kullanılacak yerin büyüklüğü, sızdırmazlık elemanının sürtünmesinde oluşacak

ısınin yarattığı etki, sızdırmazlık için yapılacak masraf gibi pek çok faktör göz önünde bulundurulmalıdır.

Yuvarlanmalı yataklarda genellikle temassız ve temaslı olmak üzere iki tür sızdırmazlık tertibi kullanılır.

26.11.1. Temassız Sızdırmazlık Tertipleri

Temassız sızdırmazlıklar, dar aralıkların sızdırmazlık etkisi prensibine dayanır. Bu dar aralıklar eksenel, radyal veya aynı zamanda eksenel ve radyal olarak tertiplenmiş olabilir. Bu sebepten bu tip sızdırmazlıklarda pratik olarak hiç bir sürtünme ve aşınma yoktur. Özellikle yüksek devir sayıları ve sıcaklık dereceleri için bu sızdırmazlık tertipleri elverişlidir.



Şekil 26.13 Temassız sızdırmazlık tertipleri

Temassız sızdırmazlık tertiplerine ait örnekler şu şekilde sıralanabilir. Kuru ve tozsuz yerlerde çalışan makineler için, milin yuvadan çıkışında meydana getirilen düz ve dar bir aralık oluşturulur (Şekil 26.13a).

Gresle yağlamadaki sızdırmazlık etkisi giriş deliğine açılan bir veya birkaç eş merkezli yiv (Şekil 26.13b) yardımı ile artırılabilir. Aralıktan dışarıya kaçan gres yivlerde toplanır ve pisliklerin içeriye girmesine engel olur. Sıvı yağ ile yağlamada ve yatay millerde milin dönme yönüne göre giriş deliği içerisinde veya mil üzerinde sağ veya sol eğimli helis şeklinde yivler açılır (Şekil 26.13c). Bu yivler dışarıya çıkmaya çalışan yağı tekrar yatak içine yönlendirir. Bu tür sızdırmazlıklarda milin dönme yönü değişmemelidir. Bir veya birkaç kademeli labirent tertiplerinin sızdırmazlık etkileri çok daha büyük fakat üretim masrafları fazladır. Labirent sızdırmazlıklar daha çok gresle yağlamada kullanılır. İkiye ayrılmamış yatak

yuvalarında labirent kademeleri aksel doğrultuda (Şekil 26.13d), ikiye ayrılmış yatak yuvalarında da kademeler radyal doğrultuda (Şekil 26.13e) tertiplenir. Mil yuvaya göre eğik konumlar alacaksa eğik kenarlı labirentler kullanılır (Şekil 26.13f).

Temassız sızdırmazlıkların etkisini arttırmak için bir çok durumda ek olarak biriktirme diskleri (Şekil 26.13g), sıvı yağ ile yağlamada da sıçratma halkaları (Şekil 26.13h ve i) veya savurma diskleri mil üzerine takılır. Sıçratma halkası tarafından savrulan yağ, çevresel bir kanal tarafından tutulur ve tekrar yatak yuvasına gönderilir.

26.11.2. Temaslı Sızdırmazlık Tertipleri

Temaslı sızdırmazlıkların çalışma prensibi; sızdırmazlık elemanının esnekliği nedeniyle sızdırmazlık yapılacak yüzeye belirli bir basınçla yaslanması esasına dayanır. Temaslı sızdırmazlık tertiplerinin kullanma yerleri, çalışma yerindeki yüzey kalitesi ve çevre hızıyla yakından ilgilidir.

Keçe sızdırmazlık (Şekil 26.14a ve b) özellikle gresle yağlamada kullanılır. Bu tip sızdırmazlık basit ve ucuz olup 4 m/s'lik çevre hızları ile 100 °C sıcaklık sınırlarına kadar elverişlidir. Keçeli sızdırmazlığın etkinliği, bu sızdırmazlık önüne konulan bir labirent halkası (Şekil 26.14c) ile büyük ölçüde artırılabilir. Keçelere, yuva içindeki oluğa yerleştirilmeden önce, takriben 80 °C'daki sıcak yağ içirilir.

Sızdırmazlık tertibinin yüksek kaliteli olması istenen yerlerde, özellikle sıvı yağ ile yağlanan yataklarda, manşetli sızdırmazlıklar —conta halkaları— kullanılır (Şekil 26.14d, e, f). Manşetli sızdırmazlıklar, sentetik kauçuk veya plastikten yapılmış bir sızdırmazlık manşetinin sac bir kovan içine yerleştirilmesi ile meydana gelen, montaja hazır sızdırmazlık elemanlardır. Bunlar keçelere nazaran daha yüksek çevre hızları için uygundur. Ancak çevre hızı ile kayma yüzeylerinin kalitesi artırılmalı, bazı durumlarda sertleştirilmeli veya sert kromaj yapılmalı partiatılmalıdır. Yağlayıcının yuvadan dışarı çıkışına (Şekil 26.14d) veya pisliklerin



Şekil 26.14 Temaslı sızdırmazlık tertipleri

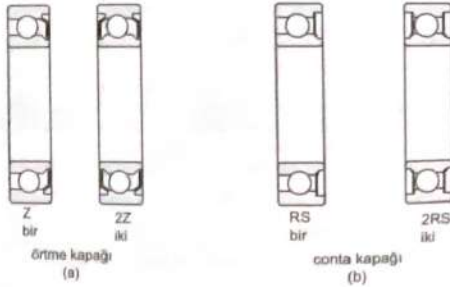
yatağa girişine (Şekil 26.14e) engel olunma isteklerine göre içe veya dışa yönlendirilmiş sızdırmazlık dudaklı manşet halkaları şeklinde monte edilirler. Bunların çift yönlü çalışan tipleri de vardır (Şekil 26.14f). I' - halkası; sızdırmazlık dudaklı aksel olarak kayma yüzeyine bastırılan bir lastik gövdeden ibarettir.

Esnek örtme kapakları (Şekil 26.14g, h, i), özellikle gresle yağlanan sabit bilyalı yataklar için basit ve yerden tasarruf sağlayan sızdırmazlık tertipleridir. Bu tip kapaklar ya dış bileziğe (Şekil 26.14g) veya iç bileziğe (Şekil 26.14h) tespit edilir ve diğer yatak bileziğine aksel doğrultuda yaylanarak bastırılır.

26.11.3. Sızdırmaz Yataklar

Bir tarafına veya her iki tarafına konulan örtme (Şekil 26.15a) veya conta (Şekil 26.15b) kapakları ile sızdırmaz duruma getirilen yatakların kullanılması ile basit ve yerden tasarruf sağlayan sızdırmazlıkların elde edilmesi mümkündür. Her iki taraftan sızdırmaz duruma getirilen yataklar satışta gresle doldurulmuş olarak

teslim edilir. Bunlara bakım yapılması gerekli değildir. Bu tür yataklar yeter derecede etkili bir sızdırmazlığın olmadığı veya yer azlığı nedeniyle sızdırmazlık tertibinin yerleştilmediği durumlarda kullanılır.



Şekil 26.15 Sızdırmaz yataklar

26.12. Geçmeler ve Toleranslar

26.12.1. Radyal Yataklar

Yuvarlanmalı yatak bilezikleri takıldıkları parçalar üzerinde kaymamalıdır. En emin ve en basit tespit, bir sıkı geçme ile elde edilir. Sıkı geçme ile bilezikler bütün çevreleri boyunca desteklenir. Bu destek yatağın yük kabiliyetinden tam olarak faydalanabilme bakımından önemlidir.

Yük büyüklüğüne ve daha çok darbe yüklerine bağlı olarak büyük geçme sıklıkları seçilmelidir. Büyük yataklar küçük yataklara nazaran daha sıkı olarak takılır. Bilyalı yataklara göre makaralı yatakların sıklığı daha fazla olmalıdır.

Yuvarlanmalı yatak bileziklerinin kalınlığının az olması sebebiyle oturma yüzlerinin şekil farklılıkları yuvarlanma yüzlerinde kolayca kendini gösterir. Bu sebepten milin ve yuva deliğinin öngörülen şekil bozukluğu (ovallığı veya konikliği) boyut toleransının yarısını geçmemelidir. Olanaklar çerçevesinde mil için kalite 5, yuva deliği için kalite 6 öngörülmelidir. Bazı durumlarda mil için kalite 6 ve yuva deliği için de kalite 7 seçilebilir.

Germe ve çakma manşonlarının oturma yüzleri için daha büyük çap toleransları öngörülür. Genel olarak miller, çakma manşonlarında $h7$ veya $h8$ ve germe

manşonlarında $h9$ veya $h10$ kalitesinde işlenir. Bununla beraber şekil hatalarına esas olarak $IT5$ 'den $IT7$ 'ye kadar dar tolerans değerleri verilir.

Sıkı geçme ile yatağın radyal boşluğu azaltılır. Parçalarına ayrılabilen yatakların bilezikleri, ayrı ayrı takılıp sökülebildiklerinden, sıkı geçme olarak takılabilir. Parçaları ayrılamayan yataklara çok defa, montaj olanağı göz önünde bulundurularak, serbest bir geçme verilmelidir.

İki parçalı yuvalarda dış bileziğin kasılması tehlikesine karşı çok sıkı dış bilezik toleransı seçilmemelidir. Kural olarak yuvalar H veya J toleransına göre işlenir.

Serbest yatakların eksenel kayabilmeleri en basit olarak NU veya N tipindeki silindirik makaralı yataklarla veya iğneli yataklarla elde edilir. Diğer bütün yataklarda serbest yatak olarak iç veya dış bileziğe bir süme geçme verilmesi gerekir. Süme geçme, milin g veya h ve yuvanın G , H veya bazen de J 'ye göre işlenmesine karşılık gelir.

26.12.2. Eksenel Yataklar

Eksenel yataklar kural olarak mile sıkı geçme şeklinde takılır. Yuvadaki geçme şekli, yatağın yalnız eksenel bir kuvvet veya bileşke yük alıp almamasına bağlıdır. Eksenel sabit bilyalı yataklar sadece eksenel kuvvetler aldığından herhangi bir kasmayı önlemek için yuva diskinin geçme toleransı, yuva deliğine temas etmesini emniyetle önleyecek kadar geniş tutulur. Bu kurala uygun olarak sadece eksenel yatak olarak çalışan radyal-sabit bilyalı yataklar, radyal eğik bilyalı yataklar, eksenel eğik bilyalı yataklar ve eksenel oynak makaralı yataklara da yuva içinde geniş bir geçme toleransı verilmelidir. Sadece eksenel silindirik makaralı yataklar, radyal yönde rahatça kendi kendilerini ayar edebileceklerinden, yuva deliğine de sıkı geçme olarak takılabilirler.

26.12.3. Geçmelerin Seçimi

Eğer bir yatağın iki bileziğinden birinin kayabilir şekilde geçmesi zorunlu ise hangi bileziğin serbest geçme olacağı araştırılmalıdır. Yük şekli olarak çevre yükü ve nokta yükü ayrılmalıdır.

a. Çevre Yükü:

Bir dönme esnasında bileziğin bütün çevresinin bir defa yüklendiğini belirtir. Serbest geçme halinde bilezik kendi oturma yüzeyinde kayabilir veya gezinebilir.

b. Nokta Yükü:

Yükün daima bileziğin aynı noktasına yöneldiğini gösterir. Serbest geçme halinde bile bilezik gezinmez.

Hareket şekli	Örnek	Şekil	Yük durumu	Geçme
İç bilezik dönüyor Dış bilezik duruyor/Yük yönü sabit	Ağırlık yükü taşıyan mil		İç bilezik için çevre yükü	İç bilezik: sıkı geçme gerekli
İç bilezik duruyor Dış bilezik dönüyor Yük yönü dış bilezikle dönüyor	Büyük dengesizliklere maruz göbek yataklanması		dış bilezik için nokta yükü	Dış bilezik: serbest geçmeye izin verilebilir
İç bilezik duruyor Dış bilezik dönüyor Yük yönü sabit	Motorlu araç ön tekerleği Serbest makara (göbek yataklanması)		İç bilezik için nokta yükü	İç bilezik: serbest geçmeye izin verilebilir.
İç bilezik dönüyor Dış bilezik duruyor Yük yönü iç bilezikte dönüyor	Santrifüj, Titreşimli elek		dış bilezik için çevre yükü	Dış bilezik: sıkı geçme gerekli

Şekil 26.16 Yuvarlanmalı yataklarda çevre yükü ve nokta yükünün tanımlanması

Bu yük şekilleri dışında "belirsiz yük" diye tanımlanabilecek yük şekli de vardır. Örneğin aynı anda kayış kuvvetleri ve şiddetli titreşimlerle zorlanan miller ile krank millerinde olduğu gibi. Bu durumda yatak bilezikleri çevre yükünde olduğu gibi takılmalıdır.

Yuvarlanmalı yatak kataloglarında cetveller halinde verilen mil ve yatak yuvası toleransları; yük şekli, yatak tipi ve yatak büyüklüğü ile işletme şartları göz önünde bulundurularak önerilmiştir. Ancak bu önerilerin dışına çıkılması da bazen kaçınılmaz bir sonuçtur. Cetvellerdeki sıklık ve geçme boşlukları sınır değerleridir. Üretim esnasında bu iki sınır değer arasında kalmaya özen gösterilmelidir.

27. YUVARLANMALI YATAK PROBLEMLERİ

Problem 27.1

6218 nolu tek sıra sabit bilyalı yuvarlanmalı yatağın $n=1000$ d/d'da en az 10000 saatlik bir ömre sahip olabilmesi için,

a) $F_r = 0$

b) $F_r = 300$ daN

değerlerinde eksenel yük ile birlikte taşıyabileceği radyal yükü hesaplayınız. ($C = 7350$ daN ve $C_{10} = 6200$ daN).

F_r/C_1	$F_r/F_r \leq e$		$F_r/F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,025	1	0	0,56	2,0	0,22
0,04	1	0	0,56	1,8	0,24
0,07	1	0	0,56	1,6	0,27

Çözüm 27.1

a) Yatağın ömrü

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_2}{10^4} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 10000}{10^4} = 600 \text{ milyon devir}$$

Diğer taraftan ömür eşitliği

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3$$

Burada $e=3$ (bilyalı yatak-nokta teması) olduğundan dinamik eşdeğer yük

$$F = \frac{C}{\sqrt[3]{L}} = \frac{7350}{\sqrt[3]{600}} = 871,4 \text{ daN}$$

olarak bulunur. Dinamik eşdeğer yük bağıntısı

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Burada $F_r = 0$ olduğu takdirde $F = F_a = 871,4$ daN olur. Yani yatak sadece radyal yük ile yüklenmiştir.

b) $F_s = 300 \text{ daN}$ konumunda

$$\frac{F_s}{C_s} = \frac{300}{6200} = 0,04838$$

Buradan $F_s / C_s = 0,07$ 'ye karşılık gelen $e = 0,27$ değeri seçilirse, yatakta ömür bakımından emniyetli bir durum göz önüne alınmış olur. İlk yaklaşım olarak

$$\frac{F_s}{F_r} \leq e$$

kabul edelim. Bu durumda $X = 1$ ve $Y = 0$ olur ki bu şartlarda yatakta eksenel yük taşınmıyor demektir. O halde

$$\frac{F_s}{F_r} > e$$

seçilmelidir. Böylece $X = 0,56$ ve $Y = 1,6$ değerleri alınır. Buna göre yatağın taşıyabileceği radyal yük

$$871,4 = 0,56 F_r + 1,6 \cdot 300$$

ve böylece

$$F_r = 699 \text{ daN}$$

olur. Burada bir kontrol yapılırsa

$$F_s / F_r = 300 / 699 = 0,43 \quad e = 0,27$$

olduğu görülür.

Problem 27.2

Seri 23'de bir oynak bilyalı yatak (yatak no. 2310) $C = 5000 \text{ daN}$ dinamik ve $C_s = 2400 \text{ daN}$ statik yük sayısı ile verilmiştir.

- Bu yatak radyal olarak yüklü ve $n = 1000 \text{ d/d}$ ile dönerken ömrünün $600 \cdot 10^4$ devir olması için dinamik eşdeğer yük ne olmalıdır?
- Bu yatak $F_r = 450 \text{ daN}$ radyal ve $F_s = 160 \text{ daN}$ eksenel yük taşıırken ömür devir ve saat olarak ne olur?

$F_s / F_r \leq e$		$F_s / F_r > e$		e
X	Y	X	Y	
1	1,5	0,65	2,3	0,43

Çözüm 27.2

a) Ömür

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 (10^4 \text{ devir})$$

Burada $e = 3$ (bilyalı yatak) ve $600 \cdot 10^4$ devir olduğuna göre, dinamik eşdeğer yük

$$F = \frac{C}{\sqrt[3]{L}} = \frac{5000}{\sqrt[3]{600}} = 593 \text{ daN}$$

b) Baskın açısı

$$\frac{F_s}{F_r} = \frac{160}{450} = 0,35 < e = 0,43$$

olduğuna göre $X = 1$ ve $Y = 1,5$ olur. Böylece dinamik eşdeğer yük

$$F = X F_r + Y F_s = 450 + 1,5 \cdot 160 = 690 \text{ daN}$$

Ömür

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{5000}{690} \right)^3 = 380,5 \cdot 10^4 \text{ devir}$$

ve

$$L_s = \frac{L \cdot 10^4}{60 \cdot n} = \frac{380,5 \cdot 10^4}{60 \cdot 1000} = 6,341,7 \text{ saat}$$

olmaktadır.

Problem 27.3

Şekil 27.3'deki konik dişli çark sistemi $n=800 \text{ d/d}$ da $P=128 \text{ BG}$ güç iletmektedir. Dişli çark çiftinin çalışması nedeniyle mile etkiyen kuvvetler şekil üzerinde görülmektedir. Sistemde, A yatağı serbest, B yatağı sabit yatak düzeninde monte edilecek ve mildeki eksenel kuvveti B yatağı taşıyacaktır. Milin, A yatağının bulunduğu yerdeki çapı 40 mm ve B yatağının bulunduğu yerdeki çapı ise 35 mm 'dir. Bu şartlar altında,

- A ve B yatak kuvvetlerini hesaplayınız.
- A için silindirik makaralı, B için iki sıralı eğik bilyalı yataklar ön görülmekte ve yatakların ömrünün 12000 saat dolayında olması istenmektedir. Buna göre, aşağıdaki listeden uygun yatakları seçiniz. Eşdeğer yatak yükünün hesabında, yatak kuvvetleri için $k=1,2$ değerinde bir darbe faktörü göz önüne alınacaktır.

Yatak No	d (mm)	C (daN)	C_0 (daN)
NU 208	40	3800	2400
NU 308	40	5100	3250
NU 2308	40	7350	5100
3207	35	3350	2750
3307	35	4400	3550

X ve Y faktörleri

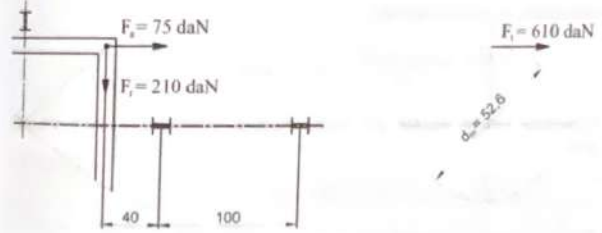
Yatak No	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
Seri 32,33	1	0,73	0,62	1,17	0,86

Çözüm 27.3

- a) Yatak kuvvetleri-düşey düzlem
 F_r kuvveti nedeniyle

$$F_{B_r} = F_r \cdot \frac{52,6}{2} \cdot \frac{1}{100} = \frac{75 \cdot 52,6}{2 \cdot 100} = 19,7 \text{ daN}$$

$$F_{A_r} = -F_{B_r} = -19,7 \text{ daN}$$

 F_r kuvveti nedeniyle

Şekil 27.3

$$F_{B_r} = F_r \cdot \frac{40}{100} = 210 \cdot \frac{40}{100} = -84 \text{ daN}$$

$$F_{A_r} = F_r \cdot \frac{140}{100} = 210 \cdot \frac{140}{100} = 294 \text{ daN}$$

Yatay düzlem- F_t kuvveti nedeniyle

$$F_{B_t} = F_t \cdot \frac{40}{100} = 610 \cdot \frac{40}{100} = 244 \text{ daN}$$

$$F_{A_t} = F_t \cdot \frac{140}{100} = 610 \cdot \frac{140}{100} = 854 \text{ daN}$$

 A yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_{A_r} = \sqrt{(F_{A_r} + F_{A_t})^2 + (F_{A_t})^2}$$

$$= \sqrt{[294 + (-19,7)]^2 + [854]^2} = 897 \text{ daN}$$

 B yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_{B_r} = \sqrt{(F_{B_r} + F_{B_t})^2 + (F_{B_t})^2}$$

$$= \sqrt{(-84 + 19,7)^2 + (244)^2} = 252 \text{ daN}$$

- b) A yatağının seçimi

Bu yatak sadece radyal yük taşıdığından dinamik eşdeğer yükü, $k=1,2$ için,

$$F = F_r = k \cdot F_r = 1,2 \cdot 897 = 1076,4 \text{ daN}$$

Yatak ömrü, $L_s = 12000$ saat için

$$L = \frac{L_s \cdot 60 \cdot n}{10^6} = \frac{12000 \cdot 60 \cdot 800}{10^6} = 576 \cdot 10^3 \text{ devir}$$

Buna göre yatağın dinamik yük sayısı, makaralı yataklarda $\varepsilon = 10/3$ olduğuna göre,

$$C = F \sqrt[3]{L} = 1076,4 [576]^{1/3} = 7246 \text{ daN}$$

Böylece NU 2308 nolu yatak türü seçilir. Bu yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{7350}{1076,4} \right)^{3000} = 604 \text{ milyon devir}$$

ve

$$L_s = \frac{604 \cdot 10^6}{60 \cdot 800} = 12583,3 \text{ saat}$$

B yatağının seçimi burada $F_R = F_s = 252 \text{ daN}$ olduğundan,

$$\frac{F_s}{F_R} = \frac{75}{252} = 0,29$$

Görüldüğü gibi $F_s/F_R \leq \varepsilon = 0,86$ 'dır. Buna göre $X=1$ ve $Y=0,73$ seçilir. Dinamik eşdeğer yük

$$F = X_s \cdot F + Y \cdot F_s \\ = 1,2 (F_s \cdot X + Y \cdot F_s) = 1,2 (252 \cdot 1 + 0,73 \cdot 75) = 368,1 \text{ daN}$$

Yatak ömrü $L = 576$ milyon devir olduğuna göre dinamik yük sayısı, bilyalı yatak kullanıldığından $\varepsilon = 3$ ve böylece

$$C = F \cdot (L)^{1/3} = 368,1 \cdot (576)^{1/3} = 3063 \text{ daN}$$

Buna göre en uygun yatak 3207 nolu yataktır. Bu yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{3390}{368} \right)^3 = 753,8 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

ve

$$L_s = \frac{753,8 \cdot 10^6}{60 \cdot 800} = 15704 \text{ saat}$$

olur.

Problem 27.4

Şekil 20.16'daki (Cilt I, Prob. 20.16) dişli kutusunun günde 12 saat çalışması ve mil yataklarının 3 senede bir değiştirilmesi istenmektedir. Buna göre aşağıdaki yatak türlerinden uygun olanını seçiniz. Yatak kuvvetleri: Radyal kuvvetler - $F_R = 852 \text{ daN}$, $F_s = 206 \text{ daN}$, Eksenel kuvvet - $F_a = 303 \text{ daN}$; mil çapı 55 mm ve milin devir sayısı $n = 750 \text{ d/d}$ dir.

Yatak tipi	Yatak No	C (daN)	$F_R/F_s \leq \varepsilon$		$F_R/F_s > \varepsilon$		e
			X	Y	X	Y	
Oynak makaralı	22211C	8650	1	2,28	0,67	4,2	0,21
İki sıralı eğik bilyalı	3311	9150	1	0,73	0,62	1,17	0,86

Not: A ve B yataklarından büyük olanı hesaplanacak, ancak her iki yatak aynı türden seçilecektir.

Çözüm 27.4

Yatağın ömrü

$$L_s = 12 \cdot 360 \cdot 3 = 12960 \text{ saat}$$

ve

$$L = \frac{L_s \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{12960 \cdot 750 \cdot 60}{10^6} = 583,2 \cdot 10^3 \text{ devir}$$

Bu yataklamada A yatağındaki radyal yük daha büyük olduğundan, eksenel yükün de bu yatak tarafından taşındığı düşünülerek seçim yapılacaktır.

Yatağın yük açısı

$$\frac{F_a}{F_s} = \frac{F_a}{F_R} = \frac{303}{852} = 0,355$$

Önce oynak makaralı yatak göz önüne alındığında

$$\frac{F_2}{F_1} = 0,355 > \varepsilon = 0,21$$

ve böylece $X=0,67$, $Y=4,2$ seçilir. Buradan dinamik eşdeğer yük

$$F = X \cdot F_1 + Y \cdot F_2 = 0,67 \cdot 852 + 4,2 \cdot 303 = 1843,5 \text{ daN}$$

Yatak ömrüne karşılık gelen dinamik yük sayısı

$$C = F \sqrt[3]{L} = F (L)^{1/3}$$

Burada makaralı yatak (çizgi teması) için $\varepsilon = 10/3$ alınırsa

$$C = 1843,5 (583,2)^{3/10} = 12456,3 \text{ daN}$$

Bulunan bu değer, yatağın dinamik yük sayısından oldukça büyüktür. Bu duruma göre 2221 K' nolu oynak makaralı yatak, beklenen ömrü verememektedir. Eğik bilyalı yatak için aynı işlem yapılırsa

$$\frac{F_2}{F_1} = 0,355 < \varepsilon = 0,86$$

O halde $X=1$ ve $Y=0,73$ olduğundan dinamik eşdeğer yük

$$F = 1 \cdot 852 + 0,73 \cdot 303 = 1073,2 \text{ daN}$$

Dinamik yük sayısı, nokta teması yataktaki $\varepsilon = 3$ olduğu hatırlanarak,

$$C = 1073,2 (583,2)^{1/3} = 8966,4 \text{ daN}$$

Görüldüğü gibi eğik bilyalı yatağın çalışma zamanı uygundur. Sonuç olarak, A yatağı 3311 nolu eğik bilyalı yatak olmalıdır. Milin çapı, yatakların bakımı ve diğer özellikler göz önüne alındığında B yatağının da aynı yatak türünden seçilmesi uygun olacaktır.

Problem 27.5

Bir asansör, çalışma zamanının $\%10$ 'unda yarı hız ve tam yük ile, $\%60$ 'unda tam hız ve $3/4$ yük ile ve $\%30$ 'unda yarı hız ve yarı yük ile çalışmaktadır. Asansörün yataklarının nominal (çalışma) devir sayısı $n=3000 \text{ d/d}$ dir. Yatağın

gelen en büyük yük $F = 350 \text{ daN}$ ve radyal doğrultudadır. Yatağın ömrü, günde 2 saatlik çalışma şartı göz önüne alınarak, 10 seneyi bulmalıdır. Bilyalı yatak türünden olan yatağın dinamik yük sayısı ne olmalıdır?

Cözüm 27.5

Eşdeğer yatak yükü hesabı, değişken yük ve hızlarda

$$F_e = \sqrt{\frac{F_1^3 U_1 + F_2^3 U_2 + F_3^3 U_3}{U}}$$

Burada

Yükler

$$F_1 = F$$

$$F_2 = \frac{3}{4} F = 0,75 F$$

$$F_3 = \frac{1}{2} F = 0,5 F$$

Dönme sayıları

$$U_1 = \frac{1}{2} n = 0,5 n$$

$$U_2 = n$$

$$U_3 = \frac{1}{2} n = 0,5 n$$

$$U = U_1 + U_2 + U_3 = 2n$$

olduğuna göre

$$F_e = \sqrt{\frac{F^3 \cdot 0,5 n + (0,75 F)^3 \cdot n + (0,5 F)^3 \cdot 0,5 n}{2n}}$$

$$= \sqrt{0,49 F^3} = \sqrt{0,49 (350)^3} = 276 \text{ daN}$$

Toplam çalışma zamanı (ömür)

$$L_s = 2 \cdot 360 \cdot 10 = 7200 \text{ saat}$$

ve

$$L = \frac{L_s \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{7200 \cdot 3000 \cdot 60}{10^6} = 1296 \cdot 10^3 \text{ devir}$$

Yatağın dinamik yük sayısı, bilyalı yataktaki $\varepsilon = 3$ için,

$$C = 276 \sqrt[3]{1296} = 3009 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

Problem 27.6

Bir sonsuz vida milindeki yataklar için

	Radial kuvvet	Eksenel kuvvet	Mil çapı
A Yatağı	593 daN	55 daN	50 mm
B Yatağı	813 daN	-	60 mm

değerleri bilinmektedir. A yatağı sabit düzen içinde monte edilecek ve eksenel kuvveti taşıyacaktır. B yatağı ise serbest olarak monte edilecektir. Milin devir sayısı $n=47$ d/d olup yataklardan beklenen ömür $L_s=25000$ saattir. A ve B yataklarını, aşağıda verilen tek sıra sabit bilyalı türlerden, ayrı ayrı seçiniz.

Tek sıralı sabit bilyalı yataklarda X ve Y faktörleri

F_a / C_0	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,025	1	0	0,56	2,0	0,22
0,04	1	0	0,56	1,8	0,24
0,07	1	0	0,56	1,6	0,27
0,13	1	0	0,56	1,4	0,31

Yatak No	d (mm)	C (daN)	C ₀ (daN)
16010	50	1250	1000
6010	50	1660	1320
6210	50	2700	1960
6310	50	4750	3600
16012	60	1530	1320
6012	60	2280	1830
6212	60	3650	2800
6312	60	6300	4800

Çözüm 27.6a) Eksenel yük taşıyan A yatağının seçimi, yatak çapı $d=50$ mm

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{55}{593} = 0,093$$

Bu değer her durumda (e) sayısından daha küçüktür. O halde $X=1$ ve $Y=0$ olur. Böylece dinamik eşdeğer yük

$$F = F_r = 593 \text{ daN}$$

Yatak ömrü

$$L = \frac{L_s \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{25000 \cdot 47 \cdot 60}{10^6} = 70,5 \text{ milyon devir}$$

Buradan gereken yük sayısı, bilyalı yatak olduğuna göre $\epsilon=3$ alınarak,

$$C = F \sqrt[3]{L} = 593 \cdot (70,5)^{1/3} = 2450 \text{ daN}$$

Diğer bir yoldan dinamik yük sayısı:

$$C = \frac{f_r}{f_e} F \text{ (daN)}$$

Burada f_e - dinamik zorlanmalar için bir katsayı olup problemimizde (dişli kutusu için), $f_e=3,5$ ve f_r - devir sayısı faktörü olup $n=47$ d/d için $f_r=0,892$ alınır (FAG Rulman Katalogu). Buna göre dinamik yük sayısı

$$C = \frac{3,5}{0,892} \cdot 593 = 2327 \text{ daN}$$

Böylece A yatağı için 6210 nolu yatak ($C=2700$ daN) seçilir. Bu yatak için ömür

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{2700}{593} \right)^3 = 94,4 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

ve

$$L_s = \frac{94,4 \cdot 10^6}{60 \cdot 47} = 33475 \text{ saat}$$

b) Eksenel yük taşımayan B yatağının seçimi, yatak çapı $d=60$ mm
Dinamik eşdeğer yük

$$F = F_r = 813 \text{ daN}$$

Dinamik yük sayısı

$$C = 813 \sqrt[3]{70,5} = 3358,6 \text{ daN}$$

veya

$$C = \frac{f_1}{f_2} F = \frac{3,5}{0,892} \cdot 813 = 3190 \text{ daN}$$

olduğuna göre 6212 nolu yatak ($C=3650 \text{ daN}$) seçilir. Bu yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{3650}{813} \right)^3 = 90,5 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

ve

$$L_1 = \frac{90,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 47} = 32092 \text{ saat}$$

olur

Problem 27.7

Aynı yuvarlanmalı yatakta F_1 eşdeğer yükünün F_2 yükü olarak değişmesi durumunda yatak ömrünün saat olarak nasıl değişeceğini gösteriniz. Sayısal değerler: $F_1=450 \text{ daN}$, $F_2=600 \text{ daN}$, $L_{10}=10000 \text{ saat}$ ve $\varepsilon=3$.

Çözüm 27.7

Ömrü

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

ve

$$L_1 = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} \text{ (saat)}$$

olduğuna göre

$$L_1 = \left(\frac{C}{F_1} \right)^3 \cdot 10^6 \quad ; \quad L_2 = \left(\frac{C}{F_2} \right)^3 \cdot 10^6$$

ve

$$L_{10} = \frac{(C/F_1)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad ; \quad L_{10} = \frac{(C/F_2)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

Buradan

$$\frac{L_{10}}{L_{10}} = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3$$

veya

$$L_{10} = L_{10} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3$$

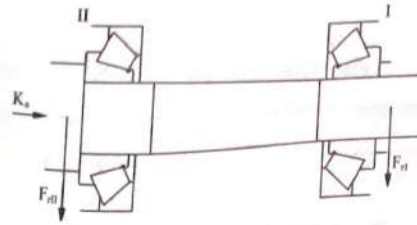
olduğu görülür. Sayısal değerler eşitlikte yerine yazıldığında

$$L_{10} = 10000 \left(\frac{450}{600} \right)^3 = 4219 \text{ saat}$$

bulunur.

Problem 27.8

Şekil 27.8'de görülen yataklamada etki eden radyal kuvvetler: $F_{r1}=520 \text{ daN}$, $F_{r2}=680 \text{ daN}$ ve dış eksenel kuvvet $K_s=160 \text{ daN}$ 'dur. I nolu yatak 30207 tipi konik makaralı bir yatak olup dinamik yük sayısı $C=4400 \text{ daN}$ ve $\gamma_1=1,6$ 'dır. II nolu yatak ise 30210 tipi bir konik makaralı yatak olup dinamik yük sayısı $C=6400 \text{ daN}$ ve $\gamma_2=1,45$ 'dir. Her iki yatağın ömrünü hesaplayınız.



Şekil 27.8

Çözüm 27.8

$$\frac{F_{d1}}{Y_1} = \frac{520}{1,6} = 325$$

ve

$$\frac{F_{d2}}{Y_2} = \frac{680}{1,45} = 469$$

sonuçlarına göre

$$\frac{F_{d1}}{Y_1} < \frac{F_{d2}}{Y_2}$$

Bu durumda $K_s = 160 \text{ daN}$ değeri

$$0,5 \left(\frac{F_{d1}}{Y_1} - \frac{F_{d2}}{Y_2} \right) = 0,5 (469 - 325) = 72 \text{ daN}$$

değerinden daha büyüktür. Böylece, Şekil 26.12a'dan alınan eğitliklerle aksenal yükler

$$F_{s1} = \frac{0,5 F_{d1}}{Y_1} = \frac{0,5 \cdot 520}{1,6} = 162,5 \text{ daN}$$

ve

$$F_{s2} = F_{s1} + K_s = 162,5 + 160 = 322,5 \text{ daN}$$

Buna göre I nolu yatak:

$$\frac{F_{s1}}{F_s} = \frac{162,5}{520} = 0,3125 < e = 0,37$$

olduğundan $X=1$ ve $Y=0$ alınır. Böylece dinamik eşdeğer yük

$$F_1 = F_{s1} = 520 \text{ daN}$$

ve ömür (makaralı yatakta $e=10/3$ için)

Yatak tipi	$F_a/F_s \leq e$		$F_a/F_s > e$		e
	X	Y	X	Y	
Konik makaralı					
30207	1	0	0,4	1,6	0,37
30210	1	0	0,4	1,4	0,43

$$L_1 = \left(\frac{C}{F_1} \right)^{10/3} = \left(\frac{4400}{520} \right)^{10/3} = 1234,5 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

II nolu yatak:

$$\frac{F_{s2}}{F_{s1}} = \frac{322,5}{680} = 0,474 > e = 0,43$$

Buna göre $X=0,4$ (Bak. SKF yatak kataloğu) ve verilen $Y=1,45$ değerleri ile dinamik eşdeğer yük

$$F = X F_{s2} + Y F_{s1} = 0,4 \cdot 680 + 1,45 \cdot 322,5 = 740 \text{ daN}$$

ve yatağın ömrü

$$L_2 = \left(\frac{6400}{740} \right)^{10/3} = 1327,8 \cdot 10^6 \text{ devir}$$

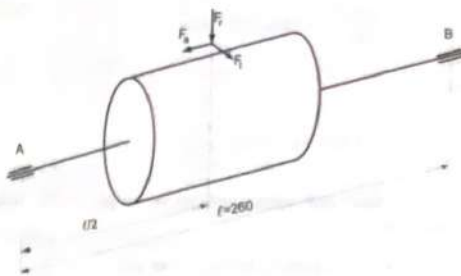
Problem 27.9

Bir sonsuz vidaya etkileyen kuvvetler Şekil 27.9'da görüldüğü gibidir. Kullanılacak olan iki sıralı eğik bilyalı yatağın 1400 d'da 10' saatlik bir ömre sahip olabilmesi için seçimini yapınız.

Verilenler: $d = 40 \text{ mm}$, $d_{d1} = 64 \text{ mm}$, $F_{s1} = 390 \text{ daN}$, $F_{s2} = 120 \text{ daN}$ ve $F_1 = 140 \text{ daN}$

Yatak No	C (N)	C ₁ (N)
3208	38000	32000
3308	54000	45000

$F_a/F_s \leq e$		$F_a/F_s > e$		e
X	Y	X	Y	
1	0,73	0,62	1,17	0,86



Şekil 27.9

Cözüm 27.9

a) Yataklara etkiyen kuvvetler

Sonsuz vida yataklara göre tam ortada olduğuna göre
Düşey düzlemde

$$F_{A_v} = F_{B_v} = \frac{F_v}{2} = \frac{120}{2} = 60 \text{ daN}$$

Düşey düzlemde

$$F_{A_h} = \frac{d}{2} = F_{B_h} \ell$$

Yazılımdan

$$F_{A_h} = F_{B_h} = \frac{d}{2} = 390 \cdot \frac{64}{2260} = 48 \text{ daN} \text{ ve } F_{A_v} = -F_{B_v} \text{ 'dir.}$$

Yatay düzlemde

$$F_{A_h} = F_{B_h} = \frac{F_h}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ daN}$$

Böylece A yatağındaki en büyük radyal kuvvet

$$F_r = \sqrt{(F_{A_h} + F_{B_h})^2 + (F_{A_v})^2} = \sqrt{(60 + 48)^2 + (70)^2} = 128,7 \text{ daN}$$

B yatağındaki en büyük kuvvet

$$F_r = \sqrt{(F_{B_h} - F_{A_h})^2 + (F_{B_v})^2} = \sqrt{(60 - 48)^2 + (70)^2} = 71 \text{ daN}$$

Görüldüğü gibi en büyük radyal kuvvet A yatağındadır. O halde $F_r = 390 \text{ daN}$ 'luk elastik kuvvetinde bu yatak tarafından taşınacağı düşünülmelidir.

b) Yatak seçimi

A yatağındaki radyal kuvvet $F_r = F_r = 128,7 \text{ daN}$ ve $F_v = 390 \text{ daN}$ olduğuna göre

$$\frac{F_r}{F_v} = \frac{390}{128,7} = 3,03 > e = 0,86$$

O halde $X = 0,62$ ve $Y = 1,17$ alınır. Böylece yataktaki dinamik eşdeğer kuvvet

$$F = X F_r + Y F_v = 0,62 \cdot 128,7 + 1,17 \cdot 390 = 536 \text{ daN}$$

Diğer taraftan yatağın devir olarak ömrü

$$L = \frac{L_0 \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{10^4 \cdot 1400 \cdot 60}{10^6} = 840 \text{ milyon devir}$$

Yatağın sahip olması gereken dinamik yük sayısı, nokta temas için $\epsilon = 3$ olduğu hatırlanarak,

$$C = F \sqrt[3]{L} = 536 \sqrt[3]{840} = 5057,4 \text{ daN}$$

Bu durumda $C = 54000 \text{ N}$ olarak 3308 nolu yatak seçilmelidir.**Problem 27.10**Bir yuvarlanmalı yataкта (bilyalı yatak) yük 900 daN iken ömür 500 milyon devir ise yük 1200 daN olduğunda ömür ne olur? Ömürdeki değişimi % olarak ifade ediniz.**Cözüm 27.10**

Nokta temaslı (bilyalı) yataklarda ömür eşitliği

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \text{ milyon devir}$$

şeklinde. Buna göre aynı yatakta (C-dinamik yük sayısı) sabit olacağından $F_1 = 900 \text{ daN}$ ve $F_2 = 1200 \text{ daN}$ alınarak

$$L_1 = \left(\frac{C}{F_1}\right)^3 \text{ milyon devir} \text{ ve } L_2 = \left(\frac{C}{F_2}\right)^3 \text{ milyon devir}$$

ve buradan da

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^3$$

yazılır. Böylece ömür

$$L_2 = \frac{L_1}{\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^3} = \frac{500}{\left(\frac{1200}{900}\right)^3} = 211 \text{ milyon devir}$$

olur.

$$\text{Yük artışı: } \Delta F = \% \left(\frac{F_2 - F_1}{F_1} \right) \cdot 100 = \% \frac{1200 - 900}{900} \cdot 100 = \%25$$

$$\text{Ömürdeki azalma: } \Delta L = \% \left(\frac{L_1 - L_2}{L_1} \right) \cdot 100 = \% \left(\frac{500 - 211}{500} \right) \cdot 100 = \%57,8$$

olmaktadır.

Problem 27.11

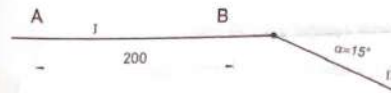
Aralarında 15° açı bulunan ve 750 d/d ile dönen bir milden diğerine 150 BG güç iletmek üzere bir kardan kavraması kullanılmıştır. Eksenel doğrultuda da 50 daN 'lık bir kuvvet etkisinde kalacak ve çapı 80 mm olan mil için A ve B'de sabit bilyalı yataklar kullanılacaktır. Günde 16 saat çalışması öngörülen milin yataklarının kaç yılda bir değiştirilmesi gerektiğini bulunuz. 16016 nolu yatakta $C = 25500 \text{ N}$ ve $C_2 = 23600 \text{ N}$ olarak bilinmektedir.

Çözüm 27.11

I nolu mildeki döndürme momenti

$$M_1 = 71620 \cdot \frac{150}{750} = 14324 \text{ daNcm}$$

$\frac{F_e}{C_e}$	e	$F_e/F_1 \leq e$		$F_e/F_1 > e$	
		X	Y	X	Y
0,025	0,22				2,0
0,04	0,24		0	0,56	1,8
0,07	0,27				1,6

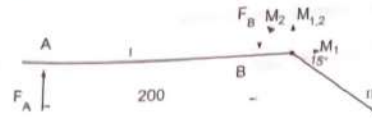


Şekil 27.11

II nolu mildeki döndürme momentinin en büyük değerinde I nolu mil yataklarında meydana gelen eğilme momenti

$$M_{12} = M_1 \cdot \tan \alpha = 14324 \cdot \tan 15^\circ = 3838 \text{ daNcm}$$

Bu momentin yataklardaki etkisi



$$F_2 = -F_B = \frac{M_{12}}{L} = \frac{3838}{20} = 192 \text{ daN}$$

Buna göre A ve B yataklarına radyal doğrultuda $F_2 = 192 \text{ daN}$ kuvvet etki ederken yine bu yataklardan birisi $F_2 = 50 \text{ daN}$ 'lık eksenel yükü de taşımak durumundadır.

Sabit bilyalı yatak için

$$\frac{F_e}{C_e} = \frac{50}{2360} = 0,021$$

için cetveldin $\frac{F_e}{C_e} = 0,025$ alınırsa $e = 0,22$ alınır. Ayrıca

$$\frac{F_e}{F_i} = \frac{50}{192} = 0,26 > e = 0,22 \text{ için } X = 0,56 \text{ ve } Y = 2,0 \text{ alınır.}$$

Böylece yatağın dinamik eşdeğer yükü

$$F = XF_i + YF_e = 0,56 \cdot 192 + 2 \cdot 50 = 207,52 \text{ daN}$$

Yatağın ömrü, bilyalı yataklarda $e = 3$ olduğuna göre,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{2550}{207,52} \right)^3 = 1855,4 \text{ milyon devir}$$

veya

$$L_s = \frac{10^6 \cdot 1855,4}{60 \cdot 720} = 41231 \text{ saat}$$

Günlük 16 saat çalışma durumunda ömür

$$L_s = \frac{41231}{16} = 2577 \text{ gün}$$

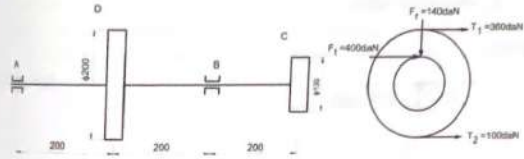
ve yıl olarak

$$L_s = \frac{2577}{360} = 7,158 \text{ yıl}$$

olur. Yani seçilen yatak çalışma koşulları için yaklaşık 7 yıl gibi ömre sahiptir.

Problem 27.12

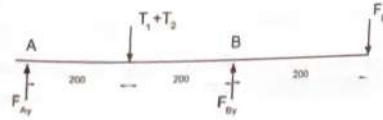
Şekil 27.12' de görülen mile güç girişi C dişlisi üzerinden olup bu güç D kayış kasnağından diğer bir mile aktarılmaktadır. Milin çapı 40 mm olduğuna göre A ve B bilyalı yataklarının 20000 saatlik bir ömre sahip olmaları için dinamik yük sayıları ne olmalıdır? ($n=900 \text{ d/d}$).



Şekil 27.12

Çözüm 27.12

a) Yatay düzlemde



$$(T_1 + T_2)200 - F_{By} \cdot 400 + F_i \cdot 600 = 0$$

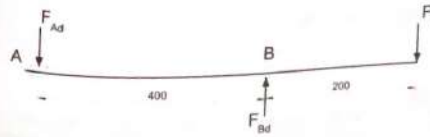
teğmilğinden

$$F_{By} = \frac{(360 + 100) \cdot 200 + 400 \cdot 600}{400} = 830 \text{ daN}$$

ve

$$F_{Ay} = (T_1 + T_2) + F_i - F_{By} = 460 + 400 - 830 = 30 \text{ daN}$$

b) Düşey düzlemde



$$-F_{su} 400 + F_r 600 = 0$$

eşitliğinden

$$F_{su} = 140 \cdot \frac{600}{400} = 210 \text{ daN}$$

ve

$$F_{su} = F_{su} - F_r = 210 - 140 = 70 \text{ daN}$$

c) Yataklardaki toplam radyal kuvvetler

$$F_s = \sqrt{F_{su}^2 + F_{su}^2} = \sqrt{(30)^2 + (70)^2} = 76,15 \text{ daN}$$

$$F_a = \sqrt{F_{su}^2 + F_{su}^2} = \sqrt{(830)^2 + (210)^2} = 856,15 \text{ daN}$$

d) Yataklar sadece radyal yük etkisinde olduğundan yatakların radyal yükleri aynı zamanda dinamik eşdeğer yükleri olacaktır.

Yatakların ömrü

$$L = \frac{L_0 n_0}{10^6} = \frac{20000 \cdot 900 \cdot 60}{10^6} = 1080 \text{ milyon devir}$$

Diğer taraftan

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \text{ ve } C = F \sqrt[3]{L} \text{ (daN)}$$

eşitliğinde $x = 3$ alınarak

$$C_s = F_s \sqrt[3]{1080} = 76,15 \sqrt[3]{1080} \approx 781,3 \text{ daN}$$

$$C_a = 856,15 \sqrt[3]{1080} \approx 8784 \text{ daN}$$

olmaktadır

Problem 27.13

Bir traktörün arka tekerlek poryası aynı tür iki adet konik makaralı yatakta yataklanmıştır. Poryadaki radyal kuvvet 1800 daN ve eksenel kuvvet

480 daN'dur. 33212 nolu konik makaralı yatağın dinamik yük sayısı $C = 143000$ N olup yataklanma yerinde eksenel kuvvetin radyal kuvvete dönüşüm sayısı $Y^* = 1,6$ 'dır. Kullanılan her iki yatağın ömrünü milyon devir olarak hesaplayınız.

$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		e
X	Y	X	Y	
1	0	0,4	1,5	0,4

Cözüm 27.13

1.Yatak:

Basınç açısı nedeniyle yatağa etki eden eksenel kuvvet

$$F_r^* = \frac{0,5 F_a}{Y^*} = \frac{0,5 \cdot 1800}{1,6} = 562,5 \text{ daN}$$

Yatakta dış eksenel kuvvet $F_{su} = 480$ daN olduğuna göre toplam eksenel kuvvet

$$F_a = F_r^* + F_{su} = 562,5 + 480 = 1042,5 \text{ daN}$$

Yatağın basınç açısı

$$\frac{F_{su}}{F_a} = \frac{1042,5}{1800} = 0,579 > e = 0,4$$

Böylece radyal faktör $X = 0,4$ ve eksenel faktör $Y = 1,5$ alınmalıdır. Yataktaki dinamik eşdeğer kuvvet

$$F_s = X F_a + Y F_{su} = 0,4 \cdot 1800 + 1,5 \cdot 1042,5 = 2283,75 \text{ daN}$$

Yatağın ömrü, makaralı yatakta $\varepsilon = 10/3$ olduğu hatırlanarak,

$$L_s = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{14300}{2283,75} \right)^{10/3} = 452,5 \text{ milyon devir}$$

2.Yatak:

Yatağa etkiyen eksenel kuvvet

$$F_{ci} = F'_i - F_s = 562,5 - 480 = 82,5 \text{ daN}$$

Yatağın basınç açısı

$$\frac{F_{ci}}{F_s} = \frac{82,5}{1800} = 0,0458 < e = 0,4$$

o halde $X = 1$ ve eksenel faktör $Y = 0$ olur.

Bu durumda dinamik eşdeğer kuvvet $F_d = F_s = 1800 \text{ daN}$ olup yatağın ömrü

$$L_2 = \left(\frac{14300}{1800} \right)^{10/3} = 1000,5 \text{ milyon devir}$$

olur.

BÖLÜM: G

GÜÇ VE HAREKET İLETİM ELEMANLARI

28. DIŞLI ÇARKLAR

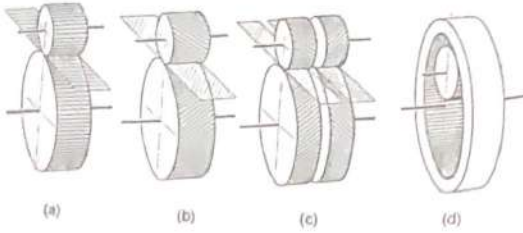
28.1. TANIM VE ÖZELLİKLER

Dişli çark; silindirik bir parçanın dışına veya silindirik bir deliğin içine belirli kurallara uygun olarak bir takım dişlerin (girinti ve çıkıntı) açılmasıyla elde edilen bir makina elemanıdır. Dişli çarklar en az iki tanesi bir arada çalışan elemanlardır. Dolayısıyla dişli çarklar daima bir sistemdirler ve bu sisteme de dişli çark mekanizması adı verilir. Dişli çark mekanizması; güç ve devir ileten şekil bağlı bir mekanizma olup bu mekanizmada bir döndüren ve bir veya birkaç tane döndürülen dişliler vardır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon, diğerlerine de çark adı verilir.

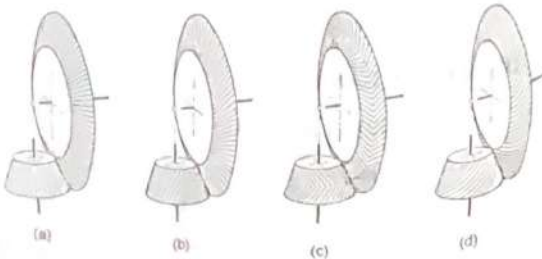
Dişli çarklar ve dişli çark mekanizmaları güç ileten millerin konumuna göre şu şekilde sınıflandırılabilir:

a) Eksenleri aynı düzlemde paralel iki mil arasında güç ve hız iletimini temin eden dişlilere silindirik veya alın dişli çarklar denir. Dişlerin ana doğrusu çark eksenine paralel ise düz silindirik (Şekil 28.1a), ana doğru ile belli bir açı yapıyorsa helisel silindirik veya çift helisel silindirik (OK) dişli çarklar adını alır (Şekil 28.1b ve c).

Ayrıca dişlerin birbirinin içinde veya dışında yuvarlanmalarına göre bunlar iç (Şekil 28.1d) veya dış (Şekil 28.1a,b,c) silindirik dişli çarklar olarak da isimlendirilmektedir.

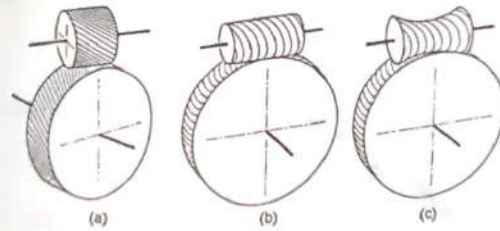


Şekil 28.1 Paralel millerde kullanılan silindirik dişli çarklar
a. düz dişli, b. Helisel dişli, c. Çift helisel dişli (OK dişlisi),
d. İç dişli



Şekil 28.2 Kesikgen millerde kullanılan dişli çarklar (konik dişliler)
a. düz konik dişli, b. Helisel konik dişli, c. Çift helisel konik dişli
(OK dişli), d. Daire yaylı konik dişli

b) Eksenleri aynı düzlemde fakat kesikgen iki mil arasındaki güç ve hız iletimini temin eden dişlilere konik dişli çarklar adı verilir. Konik dişli çarkların da düz, helisel veya eğrisel tipleri vardır (Şekil 28. 2a, b, c, d).
c) Eksenleri aynı düzlemde olmayan ve kesikmeyen miller arasındaki güç ve hız iletimini temin eden dişli çarklara spiral dişli çarklar adı verilir (Şekil 28.3).



Şekil 28.3 Eksenleri kesikmeyen millerde kullanılan dişli çarklar

Bunların özel bir tipi olan sonsuz vida mekanizmaları en çok kullanılan örneklerinden birisidir (eksenleri birbirine dik millerde). Şekil 28.3b 'de silindirik ve Şekil 28.3c 'de globoid sonsuz vida mekanizması tipleri görülmektedir.

28.1.1. Dişli Ana Kanunu

Eş çalışan iki diş profilinin, A gibi herhangi bir noktada temasta olduğunu düşünelim (Şekil 28.4). Döndüren dişlinin açısal hızı ω_1 , döndürülen dişlinin açısal hızı ω_2 olsun. Döndüren dişliye (1 nolu dişli) ait profilin temas noktasındaki çevre hızı

$$V_1 = R_1 \omega_1$$

ve döndürülen dişliye (2 nolu dişli) ait profilin aynı temas noktasındaki çevre hızı

$$V_2 = R_2 \omega_2$$

olacaktır. Her iki hızın doğrultuları, temas noktasındaki R_1 ve R_2 yarıçaplarının doğrultusuna diktir. Eş profilin temas noktasındaki ortak teğeti ve ortak normaleri t ve n doğruları olsun. Profillere ait çevre hızları teğet ve normaler yönünde bileşenlerine ayrıldığında V_1 için C_1 ve T_1 ; V_2 için ise C_2 ve T_2 bileşenleri elde edilir. Burada 1 dişlisi döndüren eleman olduğu için $C_1 < C_2$ olamaz. Aksi halde 2 nolu dişliden geri kalır ve onu döndüremez. Diğer taraftan her iki profil temas



Şekil 28.4

halinde bulunduğundan $C_1 > C_2$ de olamaz. Çünkü 1 nolu dişli 2 nolu dişliyi ezer veya kırar. O halde $C_1 = C_2$ olmalıdır. Hareketin sürekliliği için bu şarttır.

$$C_1 = r_{O_1 A}$$

ve

$$C_2 = r_{O_2 A}$$

eşittğinde $C_1 = C_2$ şartından

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

yazılır. Ayrıca birbirini kavrayan iki dişin yan yüzeylerinin bağıl hareketi bir anı döndürme hareketidir ve iki eş profilin birbiri üzerinde, normal doğrultusunda kaymadan yuvarlanabilmesi için, normalin $O_1 O_2$ doğrusunu kestiği C noktası bu hareketin anı dönme merkezi veya yuvarlanma noktası olmalıdır. Şekil 28.4'e göre

$$\overline{O_1 C} = r_1$$

$$\overline{O_2 C} = r_2$$

olduğu göz önüne alınarak ve şekildeki $O_1 N_1 C$ ile $O_2 N_2 C$ üçgenlerinin benzerliğinden

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

yazılabilir. O halde

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

yazılır. Ayrıca dişli çiftinin çevrim oranı

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

olduğundan

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

olacaktır. Eğer bu dişli çiftinde

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \text{sabit}$$

ise C noktasında yuvarlanan eğriler birer dairelerdir ve bu dairelerin her birine yuvarlanma dairesi adı verilir.

Dişli çarkların diş sayıları z_1, z_2 ve yuvarlanma daireleri yarıçapları $r_{c1} = \frac{m z_1}{2}$,

$r_{c2} = \frac{m z_2}{2}$ ise buradan

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{c2}}{r_{c1}} = \frac{z_2}{z_1} = \text{sabit}$$

eşittir yazılır. Buradan şu önemli sonuç ortaya çıkar: Bir dişli çark mekanizmasının sabit hız iletebilmesi için, eş çalışan profillerinin herhangi bir

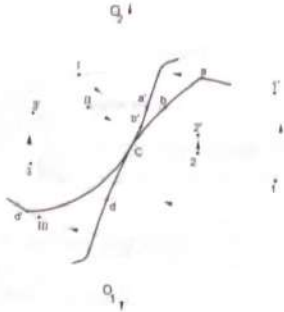
temas noktasındaki ortak normalleri daima yuvarlanma dairelerinin değme noktasından (Şekil 28.4'de C noktası) geçmelidir. Bu deyim dişli ana kanunu olarak bilinmektedir.

28.1.2. Eş Çalışan Profiller

Dişli çarkların eş çalışabilmesi için diş profillerinin uyumlu olması gerekir. Dişli çarklardan birine ait bir diş profili biliniyorsa, dişli ana kanununa uygun olarak, bununla eş çalışabilecek diğer dişliye ait ikinci bir profil; temas noktalarının geometrik yerleri olarak tespit edilebilir.

Reuleaux Yöntemi ile Eş Profil Çizimi:

Bir dişli çarka ait uCd verilmiş (bilinen) diş profil olsun (Şekil 28.5). Dişli ana kanununa göre bu profile C noktasından çizilen normal aynı zamanda eş profilin de normali olacaktır. İki dişlinin profili C noktasında birbirini kavradığı için C noktası aynı zamanda her iki dişlinin ortak noktasıdır, yani C noktası her iki dişliye ait bir noktadır. Bilinmeyen ikinci profile ait başka bir nokta daha bulmak için bilinen profilin (a) noktasından bu profile dik bir doğru (normal) çizilerek bu doğru, bilinen profile ait dişlinin yuvarlanma dairesini 1 noktasında kesinceye kadar



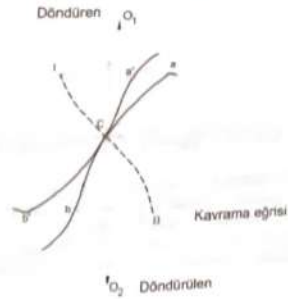
Şekil 28.5 Reuleaux yöntemi ile eş profil çizimi

uzatılır. Bilinen profil ile eş çalışacak bilinmeyen profil; bu normalin C noktasından geçmesi ile bulunabilir. Bu nedenle O_2 noktası etrafında sola doğru küçük bir dönme ile 1 noktası, C 'ye getirilir. Bu durumda (a) noktası da 1 noktasına gelmiş olur. Dişli ana kanununa göre 1 noktasında her iki profil teğet olacak şekilde temastadır, yani birbirini kavramaktadır. C noktası merkez olmak üzere ve

$O_1 = O_2$ olacak şekilde O_2 merkezli yuvarlanma dairesi üzerinde 1' noktası işaretlenir. Bunu takiben O_2 noktası merkez olmak üzere O_2I yarıçaplı bir daire yayı çizilerek bu yay ile, yine 1' noktası merkez alınarak ve $a1 = a1'$ olacak şekilde çizilen diğer bir yay ile kesiştirildiğinde bilinmeyen eş profile ait ikinci bir nokta (a') bulunmuş olur. Karakteri bilinen profil üzerinde daha birçok noktalar için aynı işlemler tekrarlanırsa ikinci (eş) profil için çok sayıda noktalar bulunmuş olur. Bu noktaların birleştirilmesi ile de eş çalışacak profil tespit edilir. Dişli çarklarda bu şekilde eş çalışacak profili bulmaya bu yöntemle Reuleaux Yöntemi adı verilir.

28.1.3. Kavrama Eğrisi

Eş çalışan dişli çark sistemlerinde bir dişin karşı bir diş kavradığı ilk andan ayrıldığı ana kadar temas noktalarının geometrik yerine kavrama eğrisi adı verilir.



Şekil 28.6 Kavrama eğrisinin oluşumu

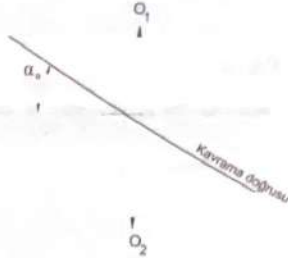
Dişli çiftindeki temas, eş çalışan profillerden döndüren dişlinin (1 nolu dişli) tabanına ait (a') noktasının, döndürülen dişlinin (2 nolu dişli) baş noktasına ait (a) noktası ile temasa geçtiği anda başlar (1 noktası) ve döndüren dişlinin dış başına ait (b) noktasının döndürülen dişlinin dış tabanına ait (b') noktasını terk etmesiyle sona erer (2 noktası) (Şekil 28.6). Benzer şekilde işlem yapılırsa diğer temas noktaları için de birçok ortak nokta bulunabilir. Böylece eş çalışan profillerin her konumundaki temaslarının geometrik yeri kavrama eğrisini oluşturur.

28.1.4. Takım Dişli Şartı

Daha önce dişli çarkların daima çift çalışmaları gerektiğini ve bu tür sistemlere de dişli çark mekanizması denildiğini söylemiştik. Ancak değişik diş sayılarındaki dişli

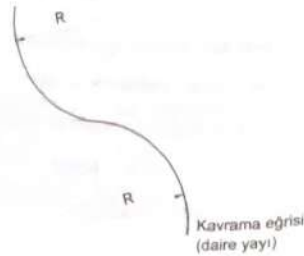
çarklarda eş çalışmanın var olabilmesi için diş profillerine ait kavrama eğrileri birbirlerinin üzerine düşmelidir, yani çakışmalıdır. Ayrıca kavrama eğrisi yuvarlanma noktasına göre simetrik olmalıdır.

Dişli çark üretiminde kavrama eğrisi olarak basit eğriler seçilir. Örneğin doğru veya daire yayı gibi. Dişli çarkın profili evolvent ise kavrama eğrisi bir doğrudur ve kavrama doğrusu adını alır (Şekil 28.7).



Şekil 28.7 Evolvent profilili dişliye ait kavrama eğrisi

Dişli çarkın profili sikloidal ise kavrama eğrisi iki daire yayından ibarettir (Şekil 28.8). Bu gün evolvent profilili dişli çarklar, yapım kolaylığı, eksenler arası uzaklıktaki küçük hataların dişliğin çalışmasını etkilememesi, gerek taşıma kapasitesini arttırmak gerekse montaj kolaylıklarını sağlamak bakımından düzeltme yöntemleriyle değişik mekanizmalar üretilmesine kolaylıkla olanak tanımaları,



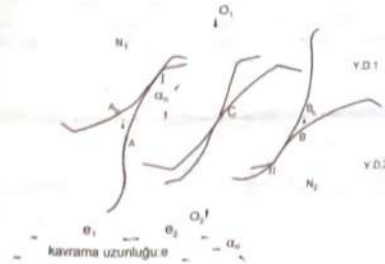
Şekil 28.8 Sikloid profilili dişliye ait kavrama eğrisi

takim dişli şartını doğrudan doğruya sağlamaları ve düşük devirlerde büyük güçler iletmeleri sebebiyle geniş ölçüde kullanılmaktadır. Sikloidal dişliler ise daha az diş sayısı, daha uygun aşınma ve yüksek hızlarda sessiz çalışma nedeniyle kullanma üstünlüklerinin yanı sıra hassas şekilde imal edilmeleri zorunluluğundan dolayı dişli pompalar, saat dişlileri gibi daha dar kullanma sahası içinde kalmıştır.

Evolvent profilili dişli çarklarda yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti ile kavrama doğrusu arasındaki açıya kavrama açısı (α) adı verilir ve bu açı standart dişli çarklarda 20° 'dir.

28.1.5. Kavrama Uzunluğu

Herhangi iki diş arasındaki temasın başlangıcından sona ermesine kadar geçen zaman içinde, bu dişlerden birisinin yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen dönme



Şekil 28.9

miktarına kavrama uzunluğu denir. Şekil 28.9'a göre 1 nolu dişli döndüren 2 nolu dişli de döndürülen olsun. Döndüren dişlinin diş dibi döndürülen dişlinin diş başı ile (Şekil 28.9'da I noktası) temasa başlar ve yine döndüren dişlinin diş başı döndürülen dişlinin diş dibinden ayrılır (Şekil 28.9'da II noktası). Şekil 28.9'daki AB yay uzunluğu kavrama uzunluğunu göstermektedir. Burada

$$AC + CB = A_1B_1 \quad \text{ve} \quad A_1B_1 = e_1 + e_2$$

olarak işaretlenmiştir. Buradaki kavrama uzunluğu AB; I ve II noktalarının yuvarlanma daireleri üzerindeki izdüşümleridir. Kavrama doğrusunun teorik uzunluğu, temel dairelerinin kavrama doğrusuna teğet olduğu noktalar arasındaki uzaklıktır (Şekil 28.9'da N_1 ve N_2 noktaları arasındaki uzaklık). Şekil 28.9 'dan

kolayca görüleceği gibi kavrama doğrusunun teorik uzunluğu (N, N_s) daha büyük olmakla beraber faydalı uzunluk ($I - II$) daha küçüktür.

28.1.6. Kavrama Oranı

Dişli çarkın dişlerinin taksimatı (yuvarlanma dairesi üzerindeki adımı) t ise kavrama oranı

$$e_s = \frac{\text{kavrama uzunluğu}}{\text{taksimat}} = \frac{e}{t}$$

olarak bulunur. Kavrama uzunluğu; yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen ardışık iki diş arasındaki uzaklıktan (taksimat) daha büyük olmalı ki dişli ana kanunu gerçekleştirilebilsin. Dolayısıyla bu oran (kavrama oranı) 1'den büyük olmalıdır. Kavrama oranı 1'den küçük olursa bir diş çiftinin teması bittikten bir müddet sonra arkadan gelen diş çifti temasa başlayacak, bu sebepten arada bir boş ilerleme olacaktır. Bunun sonucu olarak da darbeli kavrama ve gürültülü bir çalışma şekli ortaya çıkacaktır.

Gerekli bağıntılar yazılarak düzenleme yapıldığında kavrama oranı olarak

$$e_s = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \alpha_s} \right)^2} - z_1 + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \alpha_s} \right)^2} - z_2 - (z_1 + z_2) \tan \alpha_s \right)$$

eşitliği bulunur.

Diğer bir şekilde $d_s = m(z + 2)$, $d_s = m.s.\cos \alpha_s$ ve $a_s = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$ eşitlikleri kullanılarak kavrama oranı

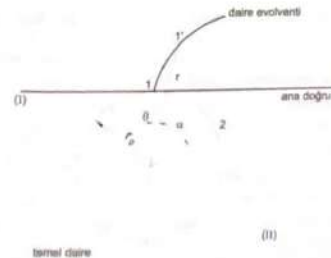
$$e_s = \frac{\sqrt{d_{s1}^2 - d_{e1}^2} + \sqrt{d_{s2}^2 - d_{e2}^2} - 2.a.\sin \alpha_s}{2.s.m.\cos \alpha_s}$$

eşitliği ile de hesaplanabilir.

Düz dişlilerde kavrama oranının değeri, diş sayılarına ve çevrim oranına bağlı olarak normal mekanizmalarda $e_s = 1,25 \dots 1,50$ arasında değişir ($e_{\min} = 1,08$ 'dir').

28.1.7. Evolvent Dişli Profili

Sabit bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğrunun bir noktasının geometrik yerine evolvent adı verilir. Buradaki sabit daireye "evolvent temel dairesi" ve doğruya da "ana doğru" adı verilir. Ana doğru daima evolvente normal (dik) ve temel daireye de teğettir. Temel dairenin yarıçapı r_f ise, Şekil 28.10'dan



Şekil 28.10

$$\hat{I}2 = r_s (\alpha + \theta)$$

$$\hat{I}2 = r_s \tan \alpha$$

ve burada $\hat{I}2 = \hat{I}2$ olarak alınacağından

$$r_s \tan \alpha = r_s (\alpha + \theta)$$

yazılabileceğine göre

$$\theta = \tan \alpha - \alpha = \text{eva}$$

bulunur ki bu eşitlige evolvent fonksiyonu adı verilir.

Yine Şekil 28.10'a göre

$$r = \frac{r_s}{\cos \alpha}$$

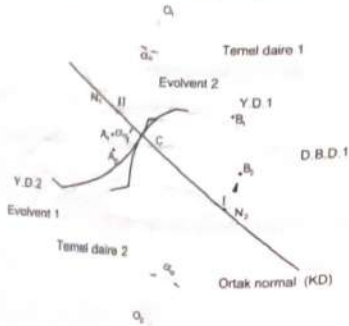
yazılabilir. Yuvarlanma esnasında ana doğrunun daire ile temas noktası yuvarlanma noktasıdır (ani dönme merkezidir). Bu nedenle bu doğru daima evolvente diktir. Her temel dairenin bir tek evolventi vardır.

Ortak teğetli iki eş evolventin temas noktalarında her iki ana doğru (ortak normaller) üst üste düşerler. Bu sebeple iki evolventin temas noktası her iki temel dairenin ortak teğeti üzerindedir, yani ana doğru aynı zamanda kavrama doğrusu olmaktadır.

28.1.8. Sınır Diş Sayısı ve Altın Kesme

Eş çalışan dişli çarklarda diş profilleri sadece iki diş başı dairesi arasında kavramaya girerler. Kavrama doğrusunun bu kısmının (I ve II noktaları arası uzaklığın) yuvarlanma dairesi üzerindeki izdüşümüne kavrama uzunluğu denildiğini daha önce söylemiştik. Şekil 28.11'deki N_1 ve N_2 noktalarına temel noktaları, I ve II noktalarına da baş noktaları adı verilir. Sınır durumunda: temel noktaları N_1 ve N_2 ile baş noktaları I ve II üst üste düşmelidir (Şekil 28.12). Baş noktaları I ve II, temel noktaları N_1 ve N_2 dışına çıkarsa diş profili evolventten başka bir profil ile temasta demektir. Bu durum dişlilerde altın kesilmeye sebep olur. Çünkü I ve II baş noktalarının N_1 ve N_2 temel noktalarının dışına düşmesi, evolvent temel dairesinin dış taban dairesinden daha büyük olduğunu gösterir ki bu durumda temel daireden sonraki diş profili evolvent değil herhangi bir eğridir. Profiller arasındaki temas evolvent olmayan (eş çalışma özelliği olmayan) kısımlarda meydana gelirse, bu durumda dişler birbirine girer ve genellikle büyük dişli küçük dişin tabanını oyar. Altın kesme olayı denen bu hadisenin sonucunda dişin taban kesiti küçülür ve yük taşıma mukavemeti azalır.

Şekil 28.12'deki N_1CO_1 üçgeninde Cosinüs teoremi yazılırsa



Şekil 28.11

$\overline{O_1C} = r_1$ ve $\overline{O_2C} = r_2$ olduğuna göre

$$(r_1 + m)^2 = (r_1 \sin \alpha_s)^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \sin \alpha_s \cos(90^\circ + \alpha_s)$$

Bu eşitlikte $r = m.z/2$ yazılır ve tamamı m ile bölünürse

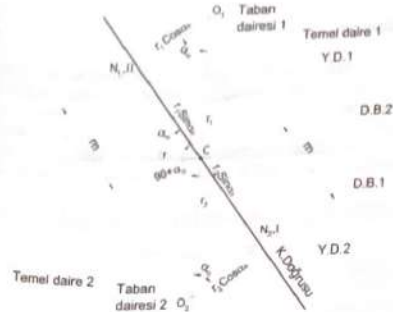
$$\left(\frac{z_1}{2} + 1\right)^2 = \left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha_s\right)^2 + \left(\frac{z_2}{2}\right)^2 - \frac{z_1 z_2}{2} \sin^2 \alpha_s$$

olur ve buradan

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha_s\right)^2 - 1}{1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha_s}$$

bulunur. Burada z_1 -küçük dişlinin diş sayısını, z_2 -büyük dişlinin diş sayısını göstermektedir. Dişli imalinde olduğu gibi, çoğu zaman büyük dişli bir kremayer

(düz-çubuk dişli) olmaktadır. Bu nedenle $z_1 = \infty$ olur. Bu eşitliğin ∞ olabilmesi için paydanın sıfır olması gerekir, yani



Şekil 28.12

$$1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha_s = 0$$

ve buradan

$$(z_1)_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_s}$$

bulunur. Teorik olarak $z_2 = \infty$ için $(z_1)_{\min} = 17$ olur. Ancak pratikte bir miktar alttan kesilme büyük bir sakınca teşkil etmemektedir. Bu sebepten dişli mekanizmalarında pratik olarak sınır diş sayısı $(z_1)_{\min} = 14$ alınabilmektedir. Silindirik düz dişli çarklarda, alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilen en küçük sınır diş sayısı, kavrama açısına bağlı Cetvel 28.1'de verilmiştir.

Helisel dişli çarklarda alttan kesilme olmaksızın ulaşılabilen en küçük diş sayısı (sınır diş sayısı), helis eğim açısına bağlı olarak 1'e kadar inebilmektedir.

Cetvel 28.1 Kavrama açısına bağlı olarak sınır diş sayıları

	$\alpha_s = 20^\circ$						$\alpha_s = 15^\circ$
z_1	13	14	15	16	17	18	30
z_2	13	26	45	101	1310	∞	∞

28.1.9. Yan Boşluk

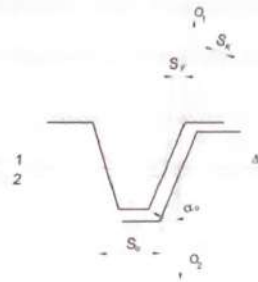
Eş çalışan iki dişliden birinin dişi diğer dişlinin dişleri arasına tam olarak girerse bir kilitlenme olur. Bu sebepten dişli çarklarda hareket iletiminin düzgün olabilmesi ve uygun bir yağlama aralığı ile aşınmanın azaltılabilmesi için dişler arasında bir yan boşluk bırakılmalıdır. Yan boşluk; diş kalınlığını küçültürerek, eksenler arası uzaklığı artırarak veya her iki yöntemi birlikte uygulayarak elde edilir. Ancak pratikte genellikle diş kalınlığı küçültülerek bu boşluk temin edilir. Boşluksuz eksenler arası uzaklık a_s ve boşluklu uzaklık a ise $a_s < a$ dır. $a_s - a_s = \Delta$ denirse, Δ yüzeyine dik doğrultudaki (kavrama doğrusu üzerinde) boşluk için. Şekil 28.13'e göre,

$$S_y = 2\Delta \sin \alpha_s$$

ve çevresel yan boşluk

$$S_y = 2\Delta \tan \alpha_s$$

bağıntısı vardır.



Şekil 28.13

28.1.10. Sikloid Dişli profili

Geometrik olarak elde edilebilen üç çeşit sikloid vardır. Bir doğru üzerinde kaymadan yuvarlanan bir dairenin herhangi bir noktasının geometrik yerine adı sikloid adı verilir. Yuvarlanan daire bir başka dairenin (daha büyük çaplı bir dairenin) içinde yuvarlanıyorsa hiposikloid, dışında yuvarlanıyorsa episikloid meydana gelir.

Sikloid profilli dişlilerde; sabit bir dairenin içinde ve dışında yuvarlanan iki dairenin oluşturduğu hiposikloid ve episikloid eğrileri, dişli çarkın diş profillerini oluşturur (Şekil 28.14). Sikloid profilli dişli çarklarda bir dişlinin diş başına ait profili oluşturan daire, diğer dişlinin taban kısmını oluşturmaktadır. Büyük dairenin içinde ve dışında yuvarlanan sabit daireye temel daire adı verilir.

Sikloid dişlilerde;

- Takım dişli şartının sağlanabilmesi için içte ve dışta yuvarlanan dairelerin çapları eşit olmalı, dolayısıyla kavrama eğrisi simetrik olmalıdır.
- Dişlilerin temel daireleri aynı zamanda yuvarlanan dairelerdir.
- Kavrama eğrileri, içte ve dışta yuvarlanan dairelerin yaylarıdır.

Yukarıda sıralanan özellikleri nedeniyle, birbirinden farklı iki eğriden oluşan diş profilini elde etmek oldukça zordur. Eksenler arası aralık montajda kesinlikle sabit kalmalıdır. Bu şartlar göz önüne alındığında pahalı ve zor bir imalat yöntemi ortaya çıkmaktadır. Ancak bu sakıncaları yanında; küçük diş sayılarına gidilebilmesi ve iyi kavramaları nedeniyle sessiz çalışmaları tercih sebebidir. Her şeye rağmen bu gün oldukça sınırlı bir kullanma sahaları vardır. Özellikle dişli pompalarda ve saatçilikte çok kullanılmaktadır.



Şekil 28.14

28.2. SİLİNDİRİK DÜZ DİŞLİ ÇARKLAR

28.2.1. Dişlilerin Mukavemet ve Aşınma Kontrolü

Dişli çark mekanizmasının çalışma şartları nedeniyle dişliler dinamik zorlanmaya maruz elemanlardır. Mekanizmanın emniyetle çalışabilmesi için, hedeflenen bir çalışma zamanı içinde dişlerin kırılmaması ve diş profillerinin aşınarak bozulmaması gerekir. Dişli çark mekanizmalarının kullanılmaz duruma gelmesi, elemanların dişlerinde

1. Kırılma
2. Aşınma
3. Yenme

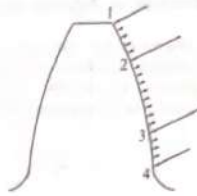
olması nedeniyle ortaya çıkar. Kırılma olayı dişli çarkın dişlerinin eğilmeye zorlanması sonucu tabandan kırılması şeklindedir. Dolayısıyla dişin taban kısmının mukavemeti ile yakından ilgilidir. Aşınma, dişlerin yan yüzeyinin yorulma sonucu aşınması (genellikle pitting şeklinde) ile işe yaramaz hale gelmesidir. Aşınmanın tam olarak sebebi, mekanizmada çok küçük yüzeylerden çok büyük kuvvetlerin iletilmesi sonucu oluşan Hertz basınçlarıdır. Yenme ise, diş yan yüzeylerinin adhezyon aşınmasına maruz kalması ve bunun sonucunda şiddetli bir aşınmanın meydana gelmesi şeklindedir. Bazı durumlarda dişlerin ara yüzeyine giren yabancı katı maddelerin (toz vb.) sebep olduğu abrazyon aşınması da bu gruba girmektedir. Ancak dişlilerdeki bu yenme olayı yüksek hızlı mekanizmalar için özellik arz etmekte olup bunların uygulanabilir bir hesap yöntemi yoktur ve ayrıca bu konuda yeterli veriler de mevcut değildir. Bu nedenle burada standart dişlilerin ($\alpha_n = 20^\circ$) sadece ilk iki kontrol yöntemi olan kırılma ve aşınma ele alınacaktır.

28.2.1.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

Diş dibi dayanıklılığını (diş dibi kırılmasını) esas alır. Dişlilerin çalışma konumunda (kavrama esnasında) diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adını taşıyan kuvvet, kavrama doğrusu boyunca etki eder.

Kavrama oranı 1'den büyük olan mekanizmalarda, dişler arasında kuvvet dağılımı ile en büyük kuvvetin etkime noktası tam bir açıklığa kavuşturulamamıştır. Bir diş baş kısmı ile karşı dişin diş dibinden kavramaya başladığında diğer bir diş çifti henüz kavrama durumundadır. Bu nedenle mekanizmanın yükü iki dişli çifti tarafından taşınmaktadır. Şekil 28.15'e göre dişli çarka etkiyen en büyük kuvvet 2 noktasında başlamaktadır. Çünkü 2 ile 3 noktaları arasında bir diş çifti toplam yükü taşımak durumundadır. Yani bu durumda başka bir diş çifti devrede değildir. Ancak diş dibinde en büyük zorlanmayı yaratacak olan kuvvet, moment kolunun daha büyük olması nedeniyle, 1 noktasındaki kuvvettir. 1 ile 2 ve 3 ile 4

noktaları arasında diğer bir diş çifti daima kavrama durumunda olduğu için yük paylaşılmaktadır.



Şekil 28.15

Kavrama doğrusu boyunca etki eden bu diş kuvvetinin yatay bileşeni diş eğmeye, dolayısıyla en kritik kesit olan diş dibinden kırmaya; dikey bileşeni ise diş üzerinde baskı etkisi yaparak basmaya zorlar. Burada en önemli zorlanma eğilme (kırılma) gerimesidir. Diş başı konumundaki pozisyonu nedeniyle yükün etkiye noktasına göre tanımlanan form faktörü (γ); diş başındaki durum olarak göz önüne alınır. Hesaplama bu durum form faktörünün profil kavrama oranına (ϵ_s) bölünmesi (γ/ϵ_s) şeklinde göz önüne alınacaktır.

Makinalardaki gerçek yükler hakkında tam bir fikre sahip olamamaktayız. Bu durumda nominal güç ve hızı esas almamız hatalı olmaktadır. Bu nedenle denemeler sonucu elde edilen bir yük faktörü (k) hesaba dahil edilmelidir. Ayrıca çalışma esnasında dişlere etki eden kuvvetler titreşim ve darbelerle sebep olabilir. Bu titreşim ve darbeler ise bir takım dinamik yükler oluşturabilir. Bu durumda hesaplamada dinamik yük faktörü (ξ), mukavemet hesabına dahil edilmelidir.

Neticede, diş dibi mukavemetine göre modül eşitliği

$$m = 6,1 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_n \cdot \gamma}{z \cdot \sigma_m \cdot \psi \cdot \epsilon_s}} \quad (\text{mm})$$

şeklinde yazılır. Burada σ_m (daN/cm^2) dişli malzemesinin emniyet gerilmesi, k darbe faktörü (veya aşın yük faktörü), ξ dinamik yük faktörü, γ form faktörü, ψ genişlik sayısı, M_n (daNcm) dişli çarka etkiyen döndürme momenti, z diş sayısı ve ϵ_s profil kavrama oranıdır.

Hesaplar genellikle küçük dişliye (pinyona) göre yapılır. Çünkü pinyonun diş sayısı çarkın diş sayısından daha az olduğundan pinyonun dişleri, belirli bir zaman içinde, çark dişlerine göre daha fazla kavramaya girecek ve dolayısıyla daha fazla zorlanacaktır. Ancak bulunan modül değeri çark için de kullanılacaktır.

28.2.1.2. Aşınmaya Göre Kontrol

Dişli çarklar, genellikle dişlerin eşleriyle yaptıkları yuvarlanma ve kayma hareketleri sonucu aşınarak kullanılamaz duruma gelmektedir. Temastaki diş yüzeylerine etkiyen kuvvet bir deformasyon alanı meydana getirecektir. Esas yüzeye göre çok küçük olan temas yüzeyinden çok büyük diş kuvvetlerinin taşınması Hertz gerilmelerini doğuracaktır. $\epsilon_p > 1$ olan mekanizmalarda en büyük basıncın olduğu nokta yuvarlanma dairesi üzerindeki temas noktası (C) alınır (Şekil 28.16).

Hertz bağıntısı ile verilen iki silindirin arasındaki yüzey basıncı eşitliği

$$P_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}}$$

dişli çark yüzeylerinin özellikleri de göz önüne alındığında burada da kullanılabilir. Eşitlikte F_n diş kuvvetini,



Şekil 28.16

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \text{ veya } E = 2 \left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \right)$$

olarak pinyon ve çark malzemelerinin eşdeğer elastiklik modülünü,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \text{ veya } \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

olarak eşdeğer eğrilik yarıçapını ve b - diş genişliğini göstermektedir.

Cetvel 28.2 Dinamik yük faktörü (ξ) değerleri

Çevre hızı: v (m/s)	2	4	12	20	40	60	70
Çok yüksek kalite işçilik	1	1	1,1	1,15	1,2	1,25	1,5
Normal işçilik	1	1,1	1,25	1,3	Kullanılmamalı		
Kaba işçilik (döküm)	1,5	2,0	Kullanılmamalı				

Cetvel 28.3 Form faktörü (γ) değerleri

z	13	14	15	16	18	20	30	50	100	∞
γ	9,5	9,3	9,0	8,8	8,4	8,1	7,5	6,8	6,3	6,1

Cetvel 28.4 Darbe faktörü (k) değerleri

İş makinası	Elektrik motoru	Türbin, çok silindirlili motor	Tek silindirlili motor
Jeneratör, konveyör, hafif asansörler, turbo valitörler ve kompresörler, karıştırıcılar	1,0	1,25	1,5
Takım tezgahları ana tahrik mekanizması, krenlerin dönme mekanizması, maden ocağı vantilatörleri, pistonlu pompalar, karıştırıcılar	1,25	1,5	1,75
Zimba, makas, lastik hamur yoğurucuları, demir-çelik haddeleri, ekskavator ve ağır pompalar vb.	1,75	2,0	2,25

Cetvel 28.5 Malzeme çiftlerinin elastiklik modülü (E) değerleri

Malzeme çiftleri	E (10^4 daN/mm ²)
Fe/Fe	2,1
Fe/DÇ-60	2,08
Fe/DÇ-52	2,08
Fe/DDK-50	1,92
Fe/DDK-42	1,91
Fe/SnBz14	1,40
Fe/SnBz8	1,49
Fe/DDL-25	1,59
Fe/DDL-20	1,53
DÇ-60/DÇ-52	2,05
DÇ-60/DDK-50	1,89
DÇ-60/DDL-20	1,51
DDK-50/DDK-42	1,75
DDK-50/DDL-20	1,43
DDL-25/DDL-20	1,24
DDL-20/DDL-20	1,24

Şekil 28.16'dan

$$\rho_1 = r_{a1} \cdot \tan \alpha_1$$

$$\rho_2 = r_{a2} \cdot \tan \alpha_2$$

yazılır. En büyük basıncın tam olarak yuvarlanma noktasında (C) olduğu varsayıldığında

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_s$$

$$r_{a2} = r_1 \cdot \cos \alpha_s$$

olacağından en büyük Hertz basıncı

Cetvel 28.6 Dişli çark malzemelerinin emniyet değerleri

Malzemenin		σ_{em}	P_{em}
Adı	Sembölü	(daN/cm ²)	(daN/cm ²)
Dökme demir	DDL-20	350-450	2200
	DDL-25	480-550	2700
	DDL-30	600	3300
	Feritlik Perlitik	1450	3000
Çelik döküm	DÇ-45	800	2500
	DÇ-52	900	3100
	DÇ-60	1000	3900
Alüminyum ve sertleştirilmemiş imalat çeliği	Fe 42	900-1000	2800-3400
	Fe 50	1100-1250	3400-4000
	Fe 60	1250-1400	3800-5000
	Fe 70	1400-1600	4400-5700
İstah çelikleri	C22	1200	3300
	C45	1350-1500	4500
	C60	1500-1650	5000
	34Cr4	1800-2000	6000
	37MnSi5	1900-2000	5500
	42CrMo4	2000	6300
	35NiCr18	2000	9000
Sementasyonla sertleştirilmiş çelikler (sert yüzey)	C10	1000-1150	13500
	C15	1100-1250	15000
	16MnCr5	1900-2100	15000
	20MnCr5	2100-2300	15000
	13Ni6	1500	13500
	15CrNi6	2000-2200	15000
	13NiCr18	2200	14000
	18CrNi8	2100-2300	15000
Endüksiyonla veya alevle sertleştirilmiş çelikler	C60	1600	10500
	Ck45	1800	13500
	Ck53	2200	14000
	37MnSi5	2000	12500
	53MnSi4	2000	14000
	41Cr4	2000	13000
	50CrV4	2400	14000
	42CrMo4	2100	15000
Siyahır banyosunda sertleştirilmiş çelikler	41Cr4	1900	13500
	37MnSi5	2000	12500
	35NiCr18	2200	13500
	34Cr4	2100	12000
	42CrMo4	2400	12000
Nitrasyonla sertleştirilmiş çelikler a) Sıvı banyo b) Gaz	C45	1600	7500
	16MnCr5	1700	7200
	42CrMo4	2900	8500
	16MnCr5	2100	8800

$$P_{limit} = 0,59 \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{st}} \cdot E \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_s \sin \alpha_s}} \leq P_{em}$$

eşliliği ile hesap edilir.

Aşınma değerinin belli bir sınırın altında kalması için yüzey ezilme gerilmesinin belli bir üst sınırı geçmemesi gerekir. Bu sınır, malzemenin yüzey sertliğine göre,

$$P_{em} = (0,2 \dots 0,3) \cdot 10^3 \cdot HB \quad (daN/cm^2)$$

şeklinde dir. Böylece aşınmaya göre dişli çiftinin modülü

$$m = 9 \sqrt{\frac{k_s \cdot M_{st} \cdot E \cdot (i+1)}{z_1 \cdot P_{em} \cdot \psi \cdot E_s}} \quad (mm)$$

bağlantısı ile hesap edilir. Burada dıştan dişliler için (+) ve içten dişliler için (-) işareti kullanılmaktadır.

28.2.2. Boyutlandırma

Bir dişli çarka ait boyutlar Şekil 28.17'de ve dişli çiftine ait büyüklükler de Şekil 28.18'de gösterilmiştir. Buna göre,

Yuvarlanma (taksimat) dairesi çapı

$$d_s = m \cdot z$$

Modül

$$m = \frac{d_s}{z} = \frac{t_s}{\pi}$$

Diş adımı (taksimat)

$$t_s = t_e = \pi \cdot m$$

Diş kalınlığı

$$S_s = \frac{t_s}{2}$$

Diş boşluğu

$$t_e = \frac{t_s}{2}$$

Toplam diş yüksekliği

$$h = 2,25 \cdot m$$

Ortak (çalışan) diş yüksekliği

$$h_f = 2 \cdot m$$

Diş başı yüksekliği

$$h_b = m$$

Diş taban yüksekliği

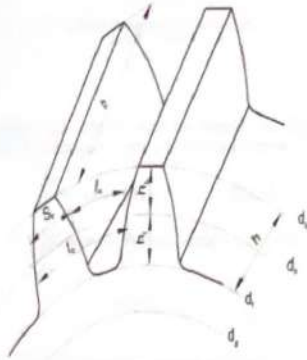
$$h_t = 1,25 \cdot m$$

Diş başı boşluğu

$$S_t = 0,25 \cdot m$$

Diş başı dairesi çapı

$$d_a = d_s + 2 \cdot h_b = (z + 2) \cdot m$$



Şekil 28.17

Diş taban dairesi çapı

$$d_f = d_s - 2h_f = (z - 2,5)m$$

Eksenler arası uzaklık

$$a_s = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{(d_{a1} + d_{a2})}{2}$$

Temel dairesi çapı

$$d_f = d_s \cos \alpha_s$$

Diş genişliği

$$b = \psi J_s$$

Çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Genişlik sayısı

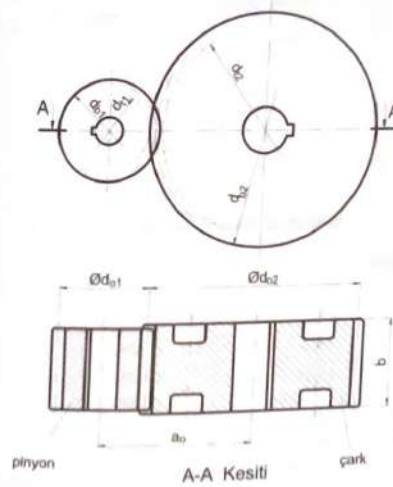
$$\psi = \frac{b}{r_s}$$

Not: Dişli genişliklerinin artması her ne kadar yük taşıma kabiliyetini artırıyorsa da bu defa gerek millerin deformasyonunun artması gerekse üretim hataları nedeniyle yükün belirli tarafta yığılması problemi ortaya çıkacaktır. Bu nedenle diş genişlik sayısı, kullanma yeri özelliklerine göre uygun seçilmelidir.

Modül: dişli çarklarda boyutlar arasındaki orantıyı düzenleyen bir ölçü birimidir. TS 612'ye göre modül $m = 1$ olan dişli çarklar için referans kremayerinin (kesici takımının) profili Şekil 28.19'da görülmektedir. Şekildeki referans kremayerin profil, makinelerde kullanılan silindirik düz ve helisel dişliler için olup

$$1 \leq m \leq 20$$

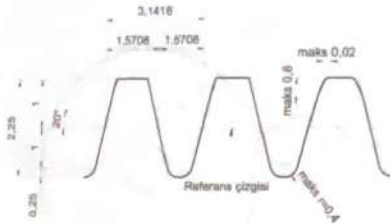
sınırları arasındaki dişlere uygulanabilmektedir.



Şekil 28.18

Çelvel 28.7 Silindirik düz dişlilerin genişlik sayıları

İşlenme hassasiyeti	ψ
İşlenmemiş dişlilerde (döküm dişli)	2
Kaba işlenmiş dişlilerde	3-4
Hassas işlenmiş dişlilerde	6
Hassas işlenmiş ve her iki tarafından yataklanmış dişlilerde	8-10



Şekil 28.19 Referans kremayer profili

Standart modüllerde

0,3'ten	1'e	0,1	atlama
1'den	4'e	0,25	atlama
4'ten	7'ye	0,5	atlama
7'dan	12'ye	1	atlama
12'den	22'ye	2	atlama
22'den	28'e	3	atlama
28'den	40'a	4	atlama
40'tan	50'ye	5	atlama

şeklinde bir artış olduğu görülmektedir.

Dişli çark mekanizmalarında önerilen diş sayıları:

 $\alpha_n = 20^\circ$ lik standart dişlilerde (normal şartlar) $z_1 = 16 \dots 20$

olarak seçilmesi.

verim ve düzgün çalışmanın önemli olduğu durumlarda

 $z_1 = 20 \dots 26$

ve yüksek hızlı mekanizmalarda

 $z_1 = 20 \dots 30$

alınması önerilmektedir.

Çetvel 28.8 Metrik sistemde standart modül değerleri (mm)

I	II	III	I	II	III
1.0			8		
1.25	1.125		10	9	
1.50	1.375		12	11	
2.0	1.75		16	14	
2.5	2.25		20	18	
3.0	2.75		25	22	
	3.50	3.25		28	
4.0		3.75	32		
5.0	4.50		40	36	
6.0	5.50		50	45	
	7.0	(6,50)			

28.2.3. Isınma Kontrolü

Dişli çark sistemleri çalışma esnasında diş yüzeylerindeki sürtünme nedeniyle ısınır ve güç kaybına sebebiyet verirler. Artan sıcaklık sadece güç kaybına sebep olmayıp kullanılan yağın özelliklerinin bozulmasına ve çark malzemesinin mukavemetinin düşmesine de sebep olmaktadır. Bu nedenle sistemde bir ısı dengesinin bulunması gerekmektedir. Açıkta çalışan dişli çark sistemlerinde pek sorun olmayan bu ısı kapalı sistemlerde kondüksiyon ve radyasyonla dışarıya atılabileceği gibi yapay soğutma yöntemleriyle de dışarıya verilebilir. Özellikle dişli kutularında oluşan ısı yağlama yağına, yağdan kulu gövdesine ve buradan da dışardaki havaya aktarılır. Çoğu kez dişli kutularının dış ortamla temas eden yüzeyini artırarak soğutma yüzeyini büyümek amacıyla kaburgalı yapılması yoluna gidilir.

Niemann'a göre, mekanizmada meydana gelen ısı

$$Q = 26,46 \cdot 10^3 \cdot P \left(\frac{0,1}{z_1} + \frac{0,03}{v + 2} \right) \quad (J)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada v -(m/s) olarak çevre hızını, P -(BG) olarak mekanizmanın ilettiği gücü ve z_1 -küçük dişlinin diş sayısını göstermektedir.

Şayet sistem daima yağlama ile yağlanıyorsa karterde bulunması gereken yağ miktarı

$$V = (2,5 \dots 8) \left(\frac{Q}{26,46 \cdot 10^3} \right) \quad (lt)$$

olmalıdır. Çevre hızı $v = 8 \dots 12$ m/s'den daha büyük ise pompalı yağlama yapılmalıdır. Püskürtülecek yağ miktarı

$$q_s = 30 \left(\frac{Q}{26,56 \cdot 10^3} \right) \left(\frac{1}{\Delta t_1} \right) \quad (lt/dak)$$

Burada $\Delta t_1 = t_{\text{giriş}} - t_{\text{çıkış}}$ (°C); yağın çıkış ve giriş sıcaklıkları farklı olup pratikte $\Delta t_1 = 10 - 15$ (°C) alınabilmektedir. İlik yağ 200...300 işletme saatinde değiştirilir.

Daha sonra her 2500 saatte bir filtreleme yapılarak aynı yağ kullanılabilir. Dişli çark sisteminde

$$\Delta t = \frac{Q}{\alpha \cdot A_1} > (30 + 40) \quad (°C)$$

olduğunda yağ soğutulmalıdır. Burada ısı iletim katsayısı, doğal-kendi kendini soğutma durumunda; $\alpha = 75366 - 92114$ ($J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$), A_1 -(m^2) karterin (dişli kutusunun) toplam dış alanı (soğuma yüzeyi alanı) ve $\Delta t = t_{\text{giriş}} - t_{\text{çıkış}}$ (°C) karter sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki farktır. Dişli kutusu genellikle alttan soğumamakla beraber yan yüzeylere soğutma amaçlı yapılan kaburgalar nedeniyle (A_1) soğutma yüzeyi alanı, normal dış yüzeyin %25 fazlası olarak alınır.

Mekanizmada, herhangi bir kaçak halinde yağın bozulmaması için, soğutucu olarak yağ kullanılması uygundur. Saatte mekanizmada dolaştırılması gereken yağ veya su miktarı (soğutucu madde miktarı)

$$V_s = \frac{Q}{C \cdot \Delta t_1 \cdot \gamma} \quad (lt/h)$$

Burada C -($J/daN \cdot ^\circ C$) yağ veya suyun özgül ısısı ($C_{\text{yağ}} = 1675 + 2100$ $J/daN \cdot ^\circ C$ ve $C_{\text{su}} = 4187$ $J/daN \cdot ^\circ C$ alınabilir); Δt_1 -soğutucu sıvının çıkış ve giriş sıcaklıkları farkı ($5 + 10$ °C alınabilir) ve γ -(daN/dm^3) soğutucu sıvının özgül ağırlığıdır.

Zorunlu (yapay) soğutma yapılacaksa, bir vantilatör ve ek kanatlarla soğutma yapılabilir. Bu durumda $\alpha = (2,1 - 2,5) \cdot 10^3$ ($J/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$) alınabilir.

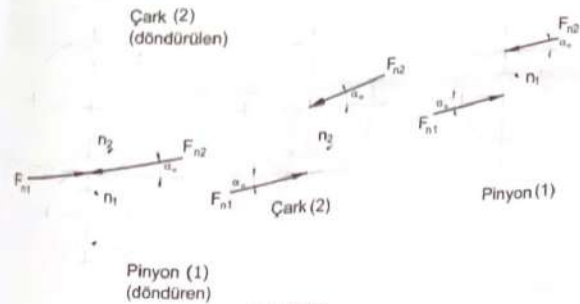
28.2.4. Dişli Çarkların Mil Yataklarına Etkiyen Kuvvetler

Eş çalışan dişli çiftinde bir dişe gelen diş kuvveti (F_t), etki - tepki prensibine göre her iki dişe aynı şiddette etkiyecektir (Şekil 28.20). Dişli çarka uygulanan döndürme momenti M_t , ise bunun oluşturacağı diş kuvveti F_t .

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_s} \quad \text{ve} \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha_s$$

olarak bileşenlerine ayırabilir. Bu durum Şekil 28.21'deki gibi gösterilebilir.

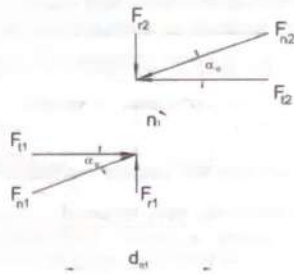
Dişli çarkın mil yataklarına etkiyen kuvvetler sadece radyal kuvvet şeklindedir. Mil yatakları arasındaki uzaklık f ise yatak kuvvetleri;



Şekil 28.20

a) Dişli çark yataklara göre tam ortada olduğunda,

$$F_s = F_t = \sqrt{\left(\frac{F_t}{2} \right)^2 + \left(\frac{F_t}{2} \right)^2}$$



Şekil 28.21

b) Dişli çark yataklara farklı uzaklıkta olduğunda,

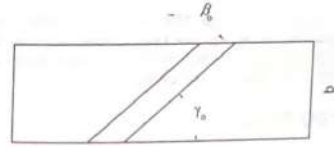
A ve B yataklarına etkiyen kuvvetler, F_x ve F_y kuvvetlerinin her yatağa düşen payı olarak moment yöntemi ile tespit edilir. Daha sonra bu kuvvetlerin birbirine dik (yatay ve düşey) düzlemler içinde olduğu göz önünde bulundurularak

$$F_x = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{x2})^2} \quad \text{ve} \quad F_y = \sqrt{(F_{y1})^2 + (F_{y2})^2}$$

eşitlikleri ile yataklardaki toplam radyal kuvvetler bulunur.

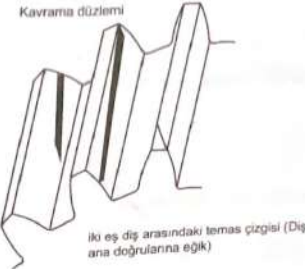
28.3. SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR

Düz dişlilerde, diş ana doğruları eksene paraleldir. Bu nedenle kavramaya giriş bir anda ve bütün diş genişliğince olmaktadır. Bu sebepten her diş çifti kavramaya geçtiğinde bir darbe (vuruş) meydana gelir ve sesli bir çalışma olur. Helisel dişlinin dişleri; silindirik üzerinde $\gamma_s = 90^\circ - \beta_s$ açısı kadar yükselerek bir helis çizerek (Şekil 28.22).



Şekil 28.22

Bu durumda helisel dişlinin diş yüzeyi, yan yana konan sonsuz adet düz dişlinin birbirine göre bir miktar kaydırılmış durumu olarak düşünülebilir. Bu sebepten helisel dişlilerde aynı anda birden fazla diş kavrama durumundadır, dolayısıyla kavrama oranı daha büyük ve dönme hareketi daha düzgündür. Ayrıca düz dişlilerde olduğu gibi, helisel dişlilerde bir dişin kavramaya başlaması ve kavramadan çıkması bütün diş genişliği boyunca aynı anda olmayıp yavaş yavaş olmaktadır (Şekil 28.23). Bu nedenle de büyük çevre hızlarında daha az gürültülü çalışma söz konusudur.



Şekil 28.23

Bu üstünlükleri yanında helisel dişlilerin üretimi düz dişlilere nazaran daha zordur. Çünkü eş çalışan dişlerde helis açılarındaki hatalar temas durumunu kötüleştirir.

Helisel dişlerdeki β açısına helis eğim açısı adı verilir. Mekanizmayı oluşturan her iki dişlinin dişlerinin eğim açıları eşit olmalıdır. Ancak dıştan temaslı dişli mekanizmalarda diş eğimleri birbirine ters, içten temaslı mekanizmalarda ise her ikisi de aynı yönlü olmalıdır.

Helisel diş çarkların boyutlarını ve diğer özelliklerini tanımlarken, dişli eksenine dik alın kesiti ve diş doğrultusuna dik normal kesit olmak üzere iki kesit göz önüne alınmalıdır. Helisel dişli çarkların normal kesitine karşılık gelen normal referans profili ve bu profile bağlı olan faktörler standarttır.

28.3.1. Eşdeğer Diş Sayısı

Helisel dişlinin bir eşdeğer düz dişli çarkından söz etmek mümkündür. Şöyle ki, helisel dişli, diş doğrultusuna dik bir düzlemle kesilirse (normal kesit) eksenleri

$$a_n = \frac{d_s}{2 \cos \beta_s} \quad \text{ve} \quad b_s = \frac{d_s}{2}$$

olan bir elips ortaya çıkar (Şekil 28.24). Bu elipsin C noktasındaki eğrilik yarıçapı olan r_c ile bir daire çizilir ve bunun üzerine helisel dişlinin t_s taksimatı ile dişler çizilirse bir düz dişli çark elde edilir. Teorik olan bu düz dişli çarka, helisel dişlinin eşdeğer düz dişlisi adı verilir. Bu eşdeğer düz dişli çarkın taksimat dairesi yarıçapı

$$r_c = \frac{a_s^2}{b_s} = \frac{r_s}{\cos^2 \beta_s}$$

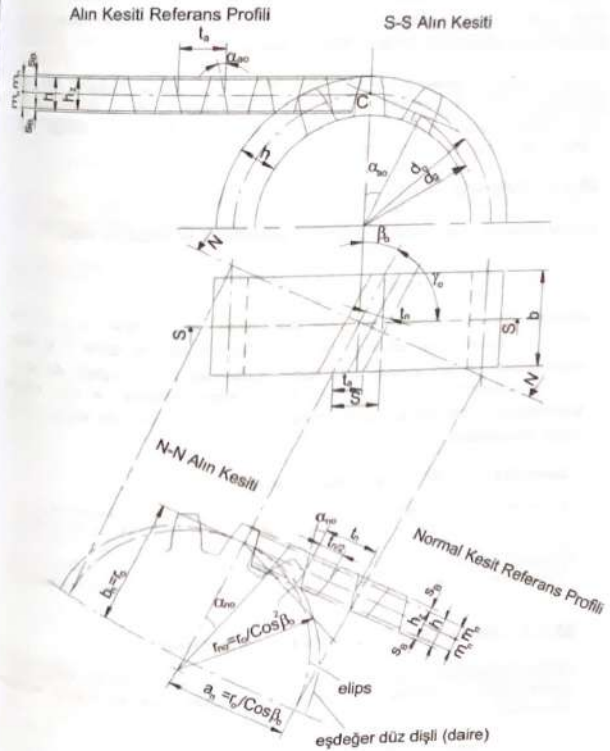
olarak tanımlanmıştır. Burada

$$r_s = \frac{z m_s}{2} \quad \text{ve} \quad r_c = \frac{z m_s}{2 \cos^2 \beta_s}$$

değerleri ile eşdeğer düz dişlinin diş sayısı

$$z_s = \frac{z}{\cos^2 \beta_s}$$

olarak bulunur



Helisel dişlerin normal kesitindeki normal taksimatı (t_n) alın kesitindeki alın taksimatı (t_a)'dan daha küçüktür. Buna karşılık gerçek alın diş sayısı (z) daha küçük olmakla beraber helisel dişlinin yapımında sanki (z_n) eşdeğer sayısı ile bir dişli çark imal ediliyor gibi hareket edilerek işlem yapılır.

Kısaca özetlemek gerekirse; teorik olarak helisel dişli yerine eşdeğer düz dişli alınır ve α_n yerine α , m yerine m_n , z_n ve z yerine de z_n ve z konulursa düz dişli mekanizmaları için elde edilmiş olan bütün bağıntılar helisel dişli mekanizmaları için de kullanılabilir.

28.3.2. Sınır Diş Sayısı

Helisel dişlilerde alttan kesilme olmaksızın erişebilecek en küçük diş sayısı

$$z_{min} = \frac{2 \cos^3 \beta}{\sin^3 \alpha_n} \text{ veya } z_{min} = z_n \cos^3 \beta_n$$

olmalıdır. Burada, eşdeğer düz dişli tanımından yararlanılarak, $z_{min} = 17$ ve $z_{min} = 14$ olarak alınır. Böylece helisel dişlilerde hakiki diş sayısı 1'e kadar inebilmektedir. Ancak yüksek hızlı türbin dişlilerinde küçük dişlinin diş sayısı $z_n \geq 25$ olmalıdır. Ayrıca yüksek hızlı mekanizmalarda $m_n < 6$ olması önerilmektedir. Silindirik düz dişli çarklarda pratik olarak sınır diş sayısı $z_n = 14$ olarak bilinmektedir.

Cetvel 28.9 $\alpha_n = 20^\circ$ için helisel dişli çarklarda z_{min} değerleri

β_n	0	13	20	23	30	32	35	40	45	47
z_{min}	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5

28.3.3. Helisel Dişli Çarklarda Kavrama Oranı

Helisel dişli çarkların taksimatı ve buna bağlı olarak modülü; alın ve normal kesitte olmak üzere iki şekilde göz önüne alınmaktadır. Alın ve normal kesitteki taksimatlar:

$$t_n = \pi m_n \quad \text{ve} \quad t_a = \pi m_a$$

şeklinde. Buna göre alın modülü m_a ile normal modül m_n arasında

$$\cos \beta = \frac{t_n}{t_a} = \frac{m_n}{m_a} \quad \text{veya} \quad m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_n}$$

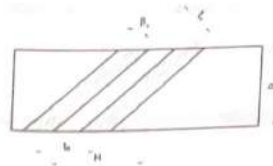
bağıntısı vardır. Normal referans profili standart olduğundan normal modül de standarttır.

Helisel dişlilerde dişlerin eğimlerinin (β_n) açısından dolayı temas uzunluğu; alın düzleminde,

$$H = b \tan \beta_n$$

değeri kadar daha büyüktür (Şekil 28.25). Bu (H) değerine atlama değeri denir. Bu sebepten helisel dişlilerde kavrama oranı düz dişlilere göre,

$$\varepsilon_a = \frac{H}{t_n} = \frac{b \tan \beta_n}{t_n} = \frac{b \sin \beta_n}{t_n} = \psi \sin \beta_n$$



Şekil 28.25

değerindeki atlama oranı kadar daha büyüktür. Böylece helisel dişli çarklarda toplam kavrama oranı

$$\varepsilon_{top} = \varepsilon_a + \varepsilon_n$$

şeklinde göz önüne alınır. Burada ε_n düz dişlilerde göz önüne alınan profil kavrama oranıdır. Ancak eşitlikte α_n yerine α yazılarak helisel dişliler için bu değer burada ayrıca hesaplanmalıdır. Helisel dişli çarklarda göz önüne alınabilecek profil kavrama oranı (ε_a) değerleri normal kavrama açısı (α_n) ve helis eğim açısına bağlı (β_n) olarak Cetvel 28.10'da verilmiştir.

Helisel dişli çarkın taksimat dairesi çapı

$$d_s = m_s z = \left(\frac{m_s}{\cos \beta_s} \right) z$$

eşitliği ile bulunur. Alın ve normal kesitlerdeki kavrama açıları farklıdır.

Cetvel 28.10 helisel dişlerde profil kavrama oranı ε_p değerleri

α_n	β_s			
	0°	15°	30°	45°
14,5°	2,10	2,01	1,71	1,26
17,5°	1,88	1,79	1,53	1,13
20°	1,73	1,65	1,41	1,05
25°	1,52	1,45	1,25	0,949

Alın kavrama açısı α_n ile normal kavrama açısı α_n arasında

$$\tan \alpha_n = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_s}$$

bağıntısı vardır. Burada standart kavrama açısı normal kavrama açısı α_n dir ve 20°'dir.

28.3.4. Helisel Dişli Çarkların Boyutları

Eğim açısı: β_s

Genel olarak normal ve yüksek randımanlı (örneğin türbin) dişli çarklarda 10°..20° arasında önerilmektedir. Motorlu taşıtlarda ve dar dişli çarklarda bu açı 30° ve hatta 45°'ye kadar alınabilmektedir. $\beta_s \geq 30^\circ$ alındığında çok büyük eksenel kuvvetler oluşacağından çavuş (veya ok) dişli şeklinde yapılması önerilir.

Taksimat dairesi çapı:

$$d_s = m_s z = \frac{m_s z}{\cos \beta_s}$$

Diş başı dairesi çapı:

$$d_a = d_s + 2m_s$$

Diş taban dairesi çapı:

$$d_i = d_s - 2,5m_s$$

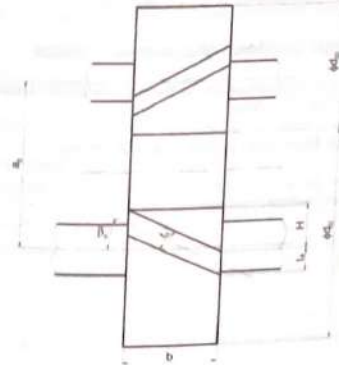
Taksimat dairesindeki diş kalınlığı (normal kesitte):

$$S_n = \frac{t_s}{2} = \frac{\pi m_s}{2}$$

Eksenler arası uzaklık:

$$a_s = \frac{d_{s1} + d_{s2}}{2} = \frac{m_s (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_s}$$

Dişin toplam ve ortak yüksekliği:



Şekil 28.26 Helisel dişli çifti ve bazı büyüklükleri

$$h = 2,25m_s \text{ ve } h_f = 2m_s$$

Diş başı ve diş taban yüksekliği:

$$h_1 = m_s \text{ ve } h_2 = 1,25 m_s$$

Diş başı boşluğu:

$$S_s = 0,25 m_s$$

Temel dairesi çapı:

$$d_s = d_s \cos \alpha_s$$

Genişlik sayısı:

$$\psi = \frac{b}{l_s}$$

İyi işlenmiş ve iki taraflı yataklanmış mekanizmalarda $\psi = 12 \div 14$ arasında ve sertleştirilmiş ve taşlanmış dişlilerde $\psi = 2 \div 5$ alınabilir.

28.3.5. Helisel Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı

Hesaplama yöntemi düz dişli çarklardakine benzer şekildedir. Ancak helis eğiminin etkileri burada göz önüne alınmalıdır.

28.3.5.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

Helisel dişlilerde, diş dibi mukavemeti bakımından normal düzlemdeki profil esas alınmıştır. Bu profil ise, yuvarlanma dairesi çapı

$$d_w = \frac{d_s}{\cos^3 \beta_s}$$

diş sayısı

$$z_s = \frac{z}{\cos \beta_s}$$

ve modülü m_s olan bir eşdeğer düz dişliye ait profildir. İki eş dişin ortak temas çizgisi, düz dişlilerde olduğu gibi eksene paralel değil, alın profillerinin birbirine göre yuvarlanma dairesi üzerinde bağlı olarak dönmüş olmaları nedeniyle, diş ana doğrultularına eğiktir. Düz dişlilerdeki gibi en tehlikeli yükleme durumunun tespiti olanaksızdır. Helisel dişlilerdeki normal modül (standart modül)

$$m_s = 6,3 \sqrt{\frac{k_s \cdot M_{H1} \cdot \gamma_s \cdot \cos \beta_s}{z_1 \cdot \sigma_m \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada γ_s -normal kesitteki eşdeğer diş sayısına (z_e) göre seçilecek form faktörü olup Cetvel 28.3'den alınacaktır.

28.3.5.2. Aşınmaya Göre Kontrol

Düz dişlilerde olduğu gibi, aşınmanın belirli bir sınırın altında kalması için, yüzey ezilmesi gerilmesinin üst sınırına göre tespit edilen modül eşitliği

$$m = 9,1 \sqrt{\frac{k_s \cdot M_{H1} \cdot E \cdot (1 \pm 1) \cdot \cos^4 \beta_s}{z_1^2 \cdot p_m \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \quad (mm)$$

şeklinde dir. Burada $p_m = (0,2 - 0,3) \cdot 10^3 \cdot HB$ (daN/cm^2) olması beklenir. Ancak bu değer Cetvel 28.6'dan da alınabilir. Eşdeğer elastiklik modülü

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

olarak çark ve pinyon malzemelerine göre hesaplanacaktır.

28.3.6. Helisel Dişli Çarka ve Yataklarına Etkiyen Kuvvetler

Helisel dişlilerde diş yüzeyine etkiyen kuvvet, normal düzlem üzerindeki kavrama doğrusu üzerindedir (Şekil 28.27 ve 28.28'de F_s). Bu diş kuvvetinin teğet düzlemindeki bileşeninin (F'_t) eksen doğrultusundaki bileşenine eksenel kuvvet (F_a), eksene dik doğrultudaki bileşenine ise teğetsel kuvvet (F_t) adı verilir.

Normal düzlem üzerinde eksene dik bileşene radyal kuvvet (F_r) denir. α_w normal kesitteki kavrama açısı olduğuna göre bu kuvvetlerin, bilinen teğetsel kuvvet,

$$F_r = \frac{2 M_t}{d_s}$$

büyüklüğüne göre eşitlikleri

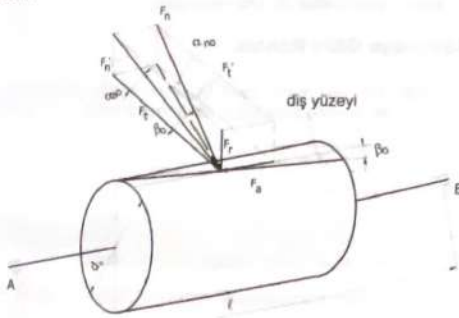
$$F'_t = F_s \cos \alpha_w$$

$$F_t = F_n \sin \alpha_n = F_t' \tan \alpha_n$$

$$F_r = F_t' \cos \beta_s = F_t \cos \alpha_n \cos \beta_s$$

$$F_a = F_t' \sin \beta_s = F_t \cos \alpha_n \sin \beta_s$$

şeklinde dir.



Şekil 28.27

Diğer taraftan

$$F_t = F_n \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_s}$$

$$F_r = F_t \tan \beta_s$$

olarak yazılabilir.

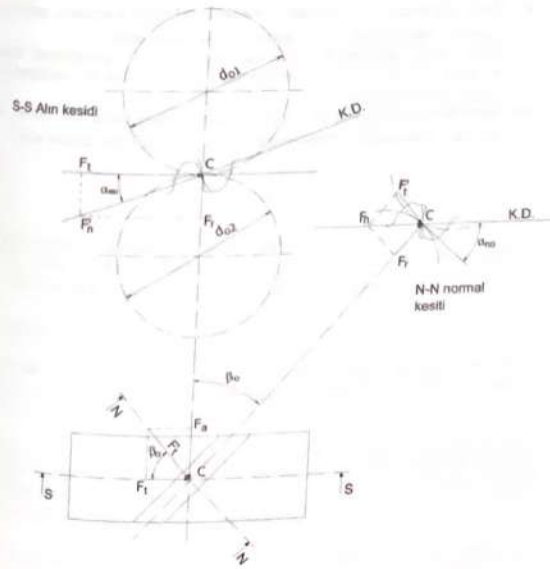
Helisel dişlilerde, F_t eksenel kuvveti nedeniyle yataklarda $F_t \cdot \frac{d}{2}$ değeri kadar bir moment meydana gelir. Yataklar arası uzaklık l ise, bu moment her bir yatağa

$$\pm F_t \cdot \frac{d}{2l}$$

kadar ek bir radyal kuvvet doğurur. Bu kuvvetin doğrultusu F_t ile aynıdır. Eğer yataklar dişli çarka göre simetrik ise, Şekil 28.27'ye göre, A yatağındaki radyal kuvvet

$$F_d = \sqrt{\left(\frac{F_t}{2} + F_r\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2}$$

ve B yatağındaki radyal kuvvet



Şekil 28.28

$$F_g = \sqrt{\left(\frac{F_t}{2} - F_r\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2}$$

şeklinde tesbit edilir. Diğer taraftan A ve B yataklarından birisi F_g kadar bir eksenel kuvvet daha taşıyacaktır.

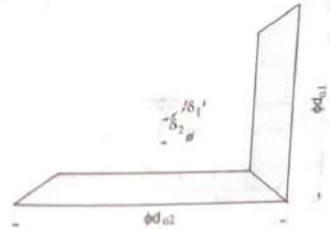
Helisel dişli çarkın yatakları mil üzerinde iki adet dişli varsa izlenecek yol:

- Düşey düzlemde eksenel (F_x) ve radyal (F_r) kuvvetler nedeniyle meydana gelen radyal kuvvetler her iki yatak için moment yolu ile tespit edilir.
- Yatay düzlemde (F_t) teğetsel kuvvetleri nedeniyle meydana gelen radyal kuvvetler her iki yatak için moment yolu ile tespit edilir.
- Daha sonra yataklardaki yatay ve düşey düzlem kuvvetlerinin bileşkesi alınarak (90° lik açı için vektörel toplam yapılarak) her bir yataktaki toplam radyal kuvvet bulunur.
- Eksenel kuvvet farkı (ΔF_x) yataklardan bir tanesinde (en büyük radyal kuvvetin bulunduğu yatakta) eksenel kuvvet olarak göz önüne alınır.

28.4. KONİK DİŞLİ ÇARKLAR

28.4.1. Tanım ve Özellikler

Eksenleri kesişen miller arasındaki güç ve hareket iletimini temin eden dişli çarklardır. Dönme esnasında tepe noktaları, eksenlerin kesişme noktasında olan iki koninin birbiri üzerinde kaymadan yuvarlanması şeklinde hareket ederler (Şekil 28.29)



Şekil 28.29

Konik dişli çarkların özellikleri şu şekilde sıralanabilir:

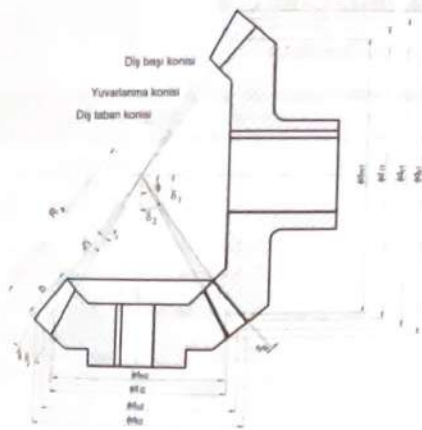
- Konik dişlilerin taksimat konilerinin yan açıları (δ_1 ve δ_2) toplamı, güç ileten miller arasındaki açığa (ϕ) eşit olmalıdır (Şekil 28.29), yani

$$\phi = \delta_1 + \delta_2$$

dir. Pratikte en çok rastlanan durum, mil eksenlerinin birbirine dik olması konumudur ($\phi = 90^\circ$). Ancak bunun dışındaki durumlarda çalışan mil grupları da mevcuttur.

- Taksimat konisi geometrisine bağlı olarak dişlilerin boyutları genişlik boyunca değişmektedir (Şekil 28.30 ve 31). Konik dişli çarkın en büyük (dış), en küçük (iç) ve ortalama taksimat daireleriyle tanımlanan dış modül (m_e), iç modül (m_i) ve ortalama modül (m_a) olarak üç ayrı modülü vardır.

Ancak bunlardan dış taksimat çapı (d_e) ve buna bağlı olarak dış modül (m_e) standarttır. Dişli çark dişinin dış kısmındaki yükseklik (h), baş yüksekliği (h_a) ve taban derinliği (h_f) standart modüle göre tespit edilir.



Şekil 28.30

Konik dişli çarkların taksimat daireleri çapları

$$d_{a1} = m_s z_1 \quad \text{ve} \quad d_{a2} = m_s z_2$$

ile ortalama genişliğine $(b/2)$ karşılık gelen ortalama taksimat daireleri çapları da

$$d_{m1} = m_s z_1 \quad \text{ve} \quad d_{m2} = m_s z_2$$

olduğuna göre taksimat daireleri ile ortalama taksimat daireleri arasında

$$d_{a1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 \quad \text{ve} \quad d_{a2} = d_{m2} + b \sin \delta_2$$

bağıntıları vardır. Böylece standart modül ile ortalama modül arasında da

$$m_s = m_n + \frac{b}{z_1} \sin \delta_1 = m_n + \frac{b}{z_2} \sin \delta_2$$

bağıntısı yazılır.

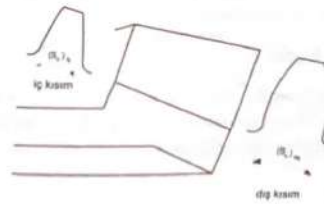
3. Konik dişli çark mekanizmasının çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{a2}}{d_{a1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

şekindedir. Burada

$$\phi = \delta_1 + \delta_2 \quad \text{ve} \quad \delta_2 = \phi - \delta_1$$

olduğuna göre



Şekil 28.31 Genişlik boyunca taksimat ve modülün değişmesi

$$i = \frac{\sin(\phi - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\sin \phi}{\tan \delta_1 - \cos \phi}$$

veya buradan

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \phi}{i + \cos \phi} \quad \text{ve} \quad \tan \delta_2 = \frac{i \sin \phi}{1 + i \cos \phi}$$

bağıntıları yazılır. En çok rastlanan durum olarak $\phi = \pi/2$ yazılırsa çevrim oranı

$$i = \frac{1}{\tan \delta_1} = \tan \delta_2$$

olarak bulunmuş olur.

4. Konik dişlileri karakterize eden diğer bir faktör de taksimat konisinin uzunluğudur. Bu büyüklük

$$R_s = \frac{d_{s1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{s2}}{2 \sin \delta_2}$$

şeklinde tespit edilir.

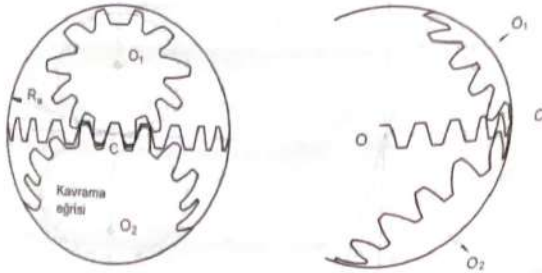
5. İmalat bakımından konik dişli çarka ait bir büyüklük olan taban ve baş açıları

$$\tan x_1 = \frac{h_1}{R_s} \quad \text{ve} \quad \tan x_2 = \frac{h_2}{R_s} = \frac{m}{R_s}$$

şeklinde ifade edilir. Özellikle taban açısı (x_1), konik diş açma tezgahlarının ayarlanması için gerekli bir büyüklüktür.

28.4.2. Kavrama Eğrisi

Eş çalışan konik dişli çarkların kavrama durumu, merkezi eksenlerin kesişme noktası O'dan bulunan ve yarıçapı koninin uzunluğu R_a 'ya eşit olan bir kürenin dış yüzeyinde incelenir. Dişler arasındaki temasın tespit edilmesine yarayan

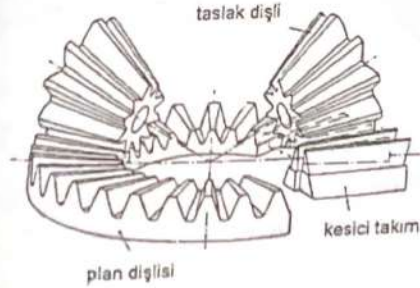


Şekil 28.32

düzlemler, konik dişlerde aynı merkezli küresel yüzeylerdir. Küresel yüzeylerden biri üzerinde eş çalışma esnasında gerçekleşecek şart, Şekil 28.32'ye göre, yuvarlanma konileri beraberinde yuvarlanmakta ve OC doğrusu boyunca temas etmektedir. Bu doğrunun küresel yüzeyle kesim noktası bu kesitteki ani dönme noktasıdır. Sabit açısal hızla dönme şartı, profillerin ortak normalinin (küre yüzeyi üzerinde küre merkezli daire yayı) bu noktadan geçmesi olacaktır. Temas noktasının küresel yüzey üzerindeki hareketi kavrama eğrisini vermektedir.

$\delta_1 = 90^\circ$ olan konik dişliye plan dişlisi adı verilir. Yani konik dişliler için taksimat yüzeyi bir düzlem olan kremayer plan dişlisi adı ile anılır. Bu dişli konik dişlilerin temel büyüklüklerini tanımlar ve bununla eş çalışan bütün konik dişliler kendi aralarında da eş çalışabilirler. Konik dişlilerin dişlerinin açılmasında kullanılan kesici takımlar da bu dişlinin diş şekline uygun yapılmıştır (Şekil 28.33).

Plan dişlisi konik dişlilerin temel büyüklüklerini tanımlamak üzere referans olarak alınmaktadır. z_1/z_2 oranının değişmesiyle koni açıları da değişeceğinden konik dişli çarkların eş çalışma özelliği (takım dişli olarak çalışmaları) şarta bağlı olmaktadır.



Şekil 28.33 Konik dişlinin plan dişlisi yardımıyla oluşturulması

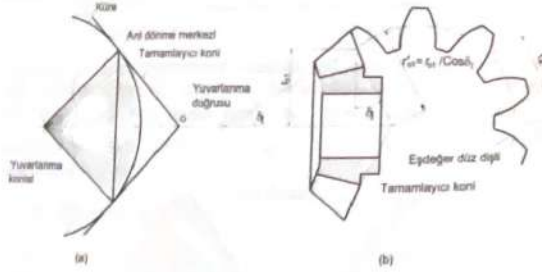
28.4.3. Eşdeğer Alın Dişlisi

Konik dişlilerde herhangi bir taksimat çapındaki profil için eşdeğer alın dişli tanımlanabilir. Tredgold yaklaşımı denilen bu yöntemde, tamamlayıcı koni adı verilen koninin tepe noktası (O) esas alınarak, tamamlayıcı koni üzerindeki diş profillerinin yuvarlanma doğrusuna dik düzlemde açınımla elde edilen alın dişliye ait profil söz konusudur (Şekil 28.34a).

Herhangi bir taksimat çapındaki ani dönme noktasında küreye teğet olan koni (tamamlayıcı koni) yüzeyini, diş yüksekliği mertebesinde bu noktanın iki tarafından oluşan küresel yüzeye eşdeğer almak yaklaşımın temel prensibidir (Şekil 28.34b). Plan dişlisi için tamamlayıcı koni silindirik haline girer. Açınımda ($r_s = \infty$) olan trapez bir profil elde edilir. Koninin açınımda koni yüzeyi üzerindeki diş profiline ait diş

yüksekliği, diş başı yüksekliği, diş taban derinliği gibi büyüklükler değişmez. Böylece diş profile ait diş başı dairesi çapı

$$d_s = 2r_s = d_a + 2m_s \cos \delta$$



Şekil 28.34

diş taban dairesi çapı

$$d = 2r_s = d_a - 2.5m_s \cos \delta$$

olur

$\delta_s = 90^\circ$ de elde edilen plan dişli aynı zamanda konik dişli için referans profilini de teşkil eder. Bu sebepten $d_{s1} = \infty$ için elde edilen referans profili düz dişli kremayer olur ve dolayısıyla düz dişlilerdeki eşitlikler, konik dişlinin eşdeğeri düz dişliye de aynen uygulanır. O halde

$$d'_{s1} = m_s z_{s1}$$

$$d'_{s2} = m_s z_{s2}$$

ve

$$d_{s1} = m_s z_1$$

$$d_{s2} = m_s z_2$$

ve ayrıca

$$d'_{s1} = \frac{d_{s1}}{\cos \delta_1}$$

ve

$$d'_{s2} = \frac{d_{s2}}{\cos \delta_2}$$

eşitlikleri yardımıyla

$$z_{s1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

ve

$$z_{s2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

olarak eşdeğer alın düz dişlinin diş sayıları bulunmuş olur.

Eşdeğer alın düz dişli göz önünde tutulduğunda ve alın düz dişlilerde $\alpha_s = 20^\circ$ için alt kesilmenin pratik olarak $z_{\min} = 14$ diş sayısında meydana geldiği hatırlandığında, konik dişlilerde alttan kesilme olmaksızın erişilebilecek en küçük diş sayısı

$$z'_{\min} = 14 \cos \delta_1$$

şeklinde tesbit edilir. Böylece konik dişlilerde alttan kesilme olmaksızın alınabilecek en küçük diş sayıları Cetvel 28.11'deki gibi alınabilir.

Yukarıda konik dişlilerin herhangi bir kesiti için eşdeğer düz dişlisinin bulunabileceğini görmüştük. Konik dişlilerde özellikle mukavemet ve yüzey basıncı bakımından ortalama kesitteki büyüklükler önemlidir. Ortalama kesitteki $(b/2)$ de taksimat dairesi çapları

Cetvel 28.11 Konik dişli çarkların en küçük diş sayıları

δ_1	$0^\circ \dots 21^\circ$	$22^\circ \dots 30^\circ$	$31^\circ \dots 37^\circ$	$38^\circ \dots 44^\circ$
$z'_{\min}$	14	13	12	11

$$d'_{s1} = \frac{d_{s1}}{\cos \delta_1} = \frac{z_1 m_s}{\cos \delta_1}$$

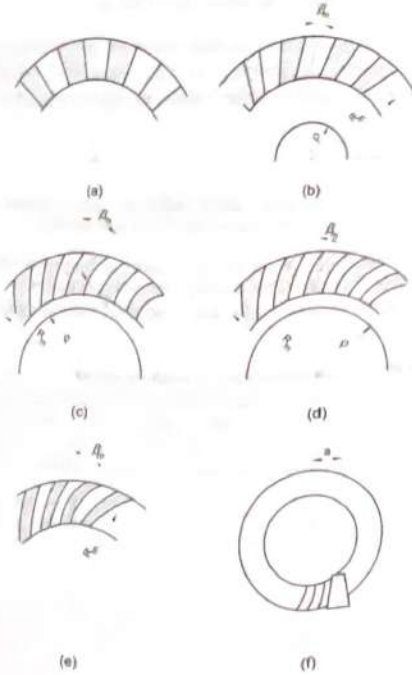
ve

$$d'_{s2} = \frac{d_{s2}}{\cos \delta_2} = \frac{z_2 m_s}{\cos \delta_2}$$

eşitlikleri ile bulunan eşdeğer alın düz dişlinin taksimat dairesi çapları olmaktadır.

28.4.4. Konik Dişli Çark Çeşitleri

Konik dişliyi imal eden kremayer, taksimat yüzeyi bir düzlem olan ($\phi = 90^\circ$) plan dişli olmaktadır. Bu plan dişli ile eş çalışan bütün konik dişliler kendi aralarında da eş çalışırlar. Eş çalışma esnasında konik dişlinin yuvarlanma konisi üzerindeki diş ana doğrularının, plan dişlisinin taksimat düzlemi üzerindeki izleri, konik dişlinin diş izleri olmaktadır. Yani konik dişlinin diş şekli, bu izlerin geometrik şekline göre isimlendirilir.



Şekil 28.35

Plan dişlisindeki dişlerin yönlerine göre konik dişliler düz ve eğrisel konik dişliler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Konik dişliler için yukarıda açıklanan hususlar düz konik dişliler için olup bunların diş ana doğruları radyaldır, yani doğrultuları dişlinin merkezinden geçmektedir (Şekil 28.35a). Eğrisel konik dişlilerde ise plan dişlisine ait yan eğrileri plan dişlisinin merkezine göre β eğim açısı kadar eğiktir.

Ancak açı dişli genişliği boyunca değiştiğinden eğrisel dişlileri tanımlamak için plan dişlinin ortalama yarıçapına (R_m) karşılık gelen ortalama (β_m) eğim açısı esas alınır. Buna göre Almanca kaynaklarda, plan dişlisine ait yan eğrileri, plan dişlisi ile eş merkezli bir daireye teğet olan dişlere helisel konik dişli (Şekil 28.35b); kavisli olan dişlere kavisin şekline göre daire yaylı (Şekil 28.35c), evolvent eğrili (Şekil 28.35d) ve episikloid eğrili (Şekil 28.35e) dişliler denilmektedir.

Konik dişlilerin özel bir durumu olan ve eksenleri kesişmeyen türlerine de Hypoid dişliler adı verilir (Şekil 28.35f).

28.4.5. Düz Konik Dişli Çarkların Boyutları

Taksimat dairesi çapı

$$d_s = m_s \cdot z$$

Eksenler arasındaki açı

$$\phi = \delta_1 + \delta_2$$

Taksimat konisinin açılıarı

$$\phi = 90^\circ \text{ için } \tan \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\phi < 90^\circ \text{ için } \tan \delta_1 = \frac{\sin \phi}{i + \cos \phi}$$

$$\phi > 90^\circ \text{ için } \tan \delta_1 = \frac{\sin(180^\circ - \phi)}{i - \cos(180^\circ - \phi)}$$

Taksimat konisinin uzunluğu

$$R_s = \frac{d_{s1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{s2}}{2 \sin \delta_2}$$

$\delta_1 = 90^\circ$ için bu değer aynı zamanda plan dişlisinin çapı olur.

Diş başı yüksekliği

$$h_t = m_s$$

Diş taban yüksekliği

$$h_i = (1 + 2)m_s \quad [h_i = (1,1 \dots 1,3)m_s]$$

Dişin toplam yüksekliği

$$h = 2,188m_s + 0,05 \quad [h = (2,1 \dots 2,3)m_s]$$

Ortak diş yüksekliği

$$h_s = 2m_s$$

Baş ve taban açıları

$$\tan \alpha_s = \frac{h_t}{R_s} = \frac{m_s}{R_s}$$

$$\tan \alpha_i = \frac{h_i}{R_s}$$

Diş başı daireesi çapları

$$d_{a,2} = d_{a,1} + 2h_{a,2} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Diş başı boşluğu

$$S_s = (0,1 \dots 0,3)m_s$$

Diş kalınlığı (taksimat daireesi üzerinde)

$$S_s = \frac{\pi m_s}{2}$$

Ortalama taksimat daireesi çapları

$$d_{m,2} = d_{a,2} - h \cdot \sin \delta_{1,2}$$

Diş taban daireeleri çapları

$$d_{a,2} = d_{a,1} - 2h_{i,2} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Kavrama açısı

$$\alpha_s = 20^\circ$$

Diş genişliği: dişlerin çok sivri olmaması ve dengeli yük taşıma yeteneğine sahip olabilmesi için diş genişlikleri sınırlandırılmış olup önerilen büyüklük

$$\frac{b \cdot \sin \delta_1}{r_{a1}} \leq 0,3 \quad \text{veya} \quad \frac{2h \cdot \sin \delta_1}{m_s \cdot z} \leq 0,3$$

şeklinde. Bu iki bağıntıdan bulunan en küçük değer konik dişlinin diş genişliği (b) olarak alınmalıdır.

Cetvel 28.12 $\phi = 90^\circ$ için önerilen pinyon diş sayısı ve $\psi = b/d_{a1}$ oranları

$i = z_2/z_1$	1	2	3	4	5	6,5
z_1	40	30	23	18	14	10
$\psi = b/d_{a1}$	0,212	0,336	0,474	0,615	0,75	0,75

Ortalama modül

$$m_s = \frac{d_m}{z} = \frac{\left(R_s - \frac{b}{2}\right)m_s}{R_s} \approx 0,8m_s$$

Konik dişli çark mekanizmasının verimi $\eta = 0,95 \div 0,97$ değerleri arasındadır.

28.4.6. Düz Konik Dişlilerin Mukavemet ve Aşınma Kontrolü

Düz konik dişlilerin hesabında ortalama modül (m_s) esas alınır. Böylece konik dişlinin boyutlandırılması; ortalama taksimat daireesi çapına karşılık gelen ($d_s / \cos \phi$) taksimat daireesi çapında, modülü (m_s) ve genişliği (b) olan iki eşdeğer dişlinin mukavemet ve aşınma hesabına dayanılarak yapılır. Sadece genişlik sayısı ($\psi = b/d_s$) büyüklüğü değişmektedir.

28.4.6.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

Ortalama modül

$$m_s = 8,6 \sqrt{\frac{k_s M_n \gamma' (1 - \psi \sin \delta_1)}{\sigma_{ms} z_1^3 \psi \varepsilon}} \quad (mm)$$

Burada: $\varepsilon = 1,5 - 2$ dinamik yük faktörü

$\varepsilon = 1$ kavrama oranı (emniyet bakımından küçük alınmaktadır)

γ' form faktörü ($z_{\beta} = z_1 / \cos \delta_1$, teorik diş sayısına bağlı olarak Cetvel 28.3'den alınabilir.)

28.4.6.2. Aşınmaya Göre Kontrol

Ortalama modül

$$m_s = 12,9 \sqrt{\frac{k_s M_n (1 \cos \delta_1 + \cos \delta_2) (1 - \psi \sin \delta_1) E}{p_{ms}^2 z_1^3 \psi \varepsilon}}$$

eşitliği ile hesap edilir. Böylece dişli çark çiftinin standart olan dış modülü

$$m_s = m_n + \left(\frac{b}{z_1} \right) \sin \delta_1$$

veya

$$\psi = b / d_n \quad \text{ve} \quad d_n = m_s z_1 \quad \text{yazılımı ile}$$

$$m_s = \frac{m_n}{(1 - \psi \sin \delta_1)}$$

şeklinde bulunur.

28.4.7. Konik Dişli Çarka ve Yataklarına Etkiyen Kuvvetler

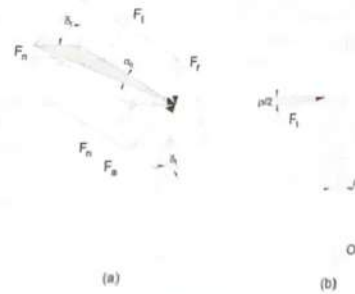
Konik dişlilerden birine ait yuvarlanma konisi göz önüne alınır ve diş genişliği boyunca yük dağılımının düzgün olduğu varsayılırsa bu kuvvetler Şekil 28.36a'da olduğu gibi gösterilebilir. F_n diş kuvveti iki bileşene ayrılarak

$$F_t = F_n \cos \alpha_s$$

$$F_r = F_n \sin \alpha_s \quad \text{veya} \quad F_s = F_n \tan \alpha_s$$

yazılır. F_n kuvveti de bileşenlerine ayrılarak

$$F_s = F_n \sin \delta_1 = F_t \tan \alpha_s \sin \delta_1$$



Şekil 28.36

$$F_s = F_n \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha_s \cos \delta_1$$

teğetsel ile eksenel (F_s) ve radyal (F_r) kuvvetleri bulunur. Diş ana doğrultularının (düz konik dişlilerde) koni tepesinden geçme şartı nedeniyle dişlerdeki eğim göz ardı edilirse (Şekil 28.36b'de ρ açısı) teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 M_n}{d_n}$$

dur. Yataklar arası uzaklık l olduğunda, F_s eksenel kuvveti nedeniyle yatağa

$$F_s = \pm \left(\frac{F_t F_{s0}}{l} \right)$$

kadar ek bir radyal kuvvet daha gelir. Eğer yataklar dişliye göre simetrik ise bir yatağa gelen toplam radyal kuvvet

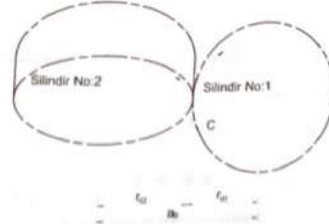
$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_t \pm F_s}{2} \right)^2 + \left(\frac{F_t}{2} \right)^2}$$

olacaktır.

28.5. SİLİNDİRİK SİRAL DIŞLI ÇARKLAR

Silindirik spiral dişli çarklar, eksenleri paralel olmayan ve kesişmeyen miller arasındaki güç ve hareket iletimini temin eden iki helisel dişliden başka bir şey değildir. Ancak buradaki dişli çarkların helis yönleri birbirinin aynı olmaktadır (her iki de sağ veya sola helis). Bu sebepten çalışma esnasında diş yüzeylerinde noktasal temas meydana gelir (Şekil 28.37'de C noktası). Bu durum ise dişli çark mekanizmasının yük taşıma yeteneğini büyük ölçüde azaltır.

Silindirik spiral dişli çark mekanizmalarında diş yüzeylerindeki kaymanın büyük olması nedeniyle, yuvarlanma mekanizmalarına göre, verim oldukça düşüktür. Dolayısıyla bu mekanizmalar güç iletiminden çok, hassas cihaz tekniğinde olduğu gibi, hareket iletiminde kullanılır. Sürtünme kaybının büyük oluşu, aşınmanın azaltılması, uygun malzeme çifti seçimi, yağlama şartlarına dikkat edilmesi gibi özel önlemler gerektirir.



Şekil 28.37

Mekanizmayı oluşturan dişlilerin eksenleri arasında

$$\phi = \beta_{s1} + \beta_{s2}$$

açı bağıntısı vardır (Şekil 28.38). Ancak kesişme açısı $\phi < 90^\circ$ veya $\phi = 90^\circ$ olabilmektedir. Ayrıca eksenler arasındaki açı $\beta_{s1} = \beta_{s2}$ olabileceği gibi $\beta_{s1} \neq \beta_{s2}$ de olabilmektedir.

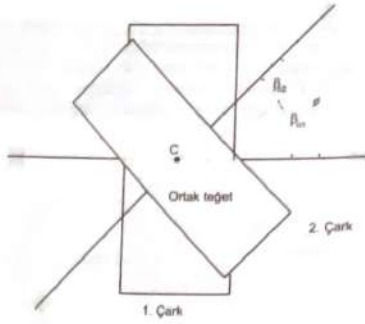
28.5.1. Geometrik Boyutlar Arasındaki Bağlılıklar

1. Dişli çarklar birer helisel dişli olduklarından normal (m_n) ve alın (m_a) modülleri ile normal (α_n) ve alın (α_a) kavrama açıları vardır. Bu mekanizmalarda da

normal kesitteki büyüklükler (m_s ve α_{ns}) standarttır. Ancak $\beta_{a1} \neq \beta_{a2}$ olduğu zaman, dişlilerin alın modülleri

$$m_{a1} = \frac{m_s}{\cos \beta_{a1}} \quad \text{ve} \quad m_{a2} = \frac{m_s}{\cos \beta_{a2}}$$

birbirine eşit değildir.



Şekil 28.38

2. Mekanizmada $v_1 = r_{a1} \omega_1$ küçük dişlinin çevre hızı $v_2 = r_{a2} \omega_2$ büyük dişlinin çevre hızı olsun. Şekil 28.39'da dikkatle bakılırsa v_1 ve v_2 hızlarının ortak teğet ($T-T'$) doğrultusundaki bileşenlerinin sıfırdan farklı olduğu ve bu doğrultuda büyük bir kayma hızı (v_k) meydana getirdikleri görülür. Mekanizmanın verimini büyük oranda etkileyen bu kayma hızı; Sinüs teoremine göre,

$$v_k = \frac{v_1 \sin \phi}{\cos \beta_{a1}} = \frac{v_2 \sin \phi}{\cos \beta_{a2}}$$

veya $\phi = 90^\circ$ ($\pi/2$) için

$$v_k = \frac{v_1}{\sin \beta_{a1}} = \frac{v_2}{\sin \beta_{a2}}$$

olarak hesaplanır.

v_1 ve v_2 çevre hızlarının normal bileşeni v_n , dişlilerin birbiri ile eş çalışabilmeleri için eşit olmalıdır. Hız üçgenine göre (Şekil 28.39d)

$$v_n = v_1 \cos \beta_{a1} = v_2 \cos \beta_{a2}$$

ve buradan

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\cos \beta_{a1}}{\cos \beta_{a2}}$$

bulunur. O halde mekanizmanın çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{a2} \cos \beta_{a2}}{r_{a1} \cos \beta_{a1}}$$

şeklinde hesap edilir. Son eşitlikten de görülebileceği gibi $d_{a1} = d_{a2}$ bile olsa $\beta_{a1} \neq \beta_{a2}$ olması halinde $i \neq 1$ olacaktır.

$\phi = 90^\circ$ konumundan $\cos \beta_{a1} = \sin \beta_{a1}$ olduğundan

$$i = \frac{r_{a2}}{r_{a1}} \tan \beta_{a1}$$

olar.

28.5.2. Dişlilerin Boyutları

Takvimat dairesi çapları

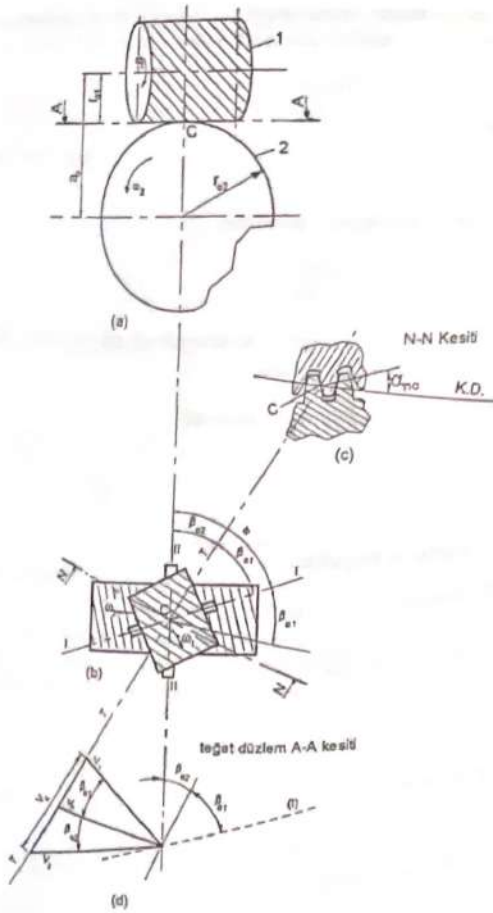
$$d_{a1} = m_{a1} z_1 = z_1 \frac{m_s}{\cos \beta_{a1}}$$

$$d_{a2} = m_{a2} z_2 = z_2 \frac{m_s}{\cos \beta_{a2}}$$

Diş bağı dairesi çapları

$$d_{b1,2} = d_{a1,2} + 2m_s$$

Eksenler arasındaki uzaklık



Şekil 28.39

$$a_s = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{m_s}{2} \left(\frac{z_1}{\cos \beta_{s1}} + \frac{z_2}{\cos \beta_{s2}} \right)$$

Dişli çarkların genişliği

$$b = (5 \dots 10) m_s$$

Ancak bu dişlilerde noktasal temas söz konusu olduğundan $b/t_s = \psi \leq 3$ alınması uygun olmaktadır.

28.5.3. Spiral Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı

Silindirik spiral dişli çark mekanizmalarında noktasal temas olması ve büyük kaymaların bulunması nedeniyle aşınma birinci derecede önem taşımaktadır. Dolayısıyla dişlilerin mukavemet hesabında da aşınma problemi temel sorun teşkil etmektedir. Mekanizmanın yük taşıma yeteneği

$$F_t = C_m b x m_s$$

olarak tanımlanabilir. Burada

$$F_t = \frac{2 M_{a1}}{d_{a1}} = \frac{2 M_{a1} \cos \beta_{a1}}{z_1 m_s}$$

$$b = \psi t_s = \psi \pi m_s \quad (\psi \leq 3)$$

şeklinde. Burada C_m -malzemenin ezilme emniyeti değeri olup malzeme çifti ve kayma hızına (v_k) bağlı olarak Cetvel 28.13'de verilmiştir.

Yukarıda verilen eşitlikler düzenlenirse, normal modül için

$$m_s = 6.3 \sqrt{\frac{k_s M_{a1} \cos \beta_{a1}}{z_1 C_m \psi}} \quad (mm)$$

bağıntısı yazılır. Burada M_{a1} - daNcm ve C_m - (daN/cm²) boyutunda alınmıştır.

Silindirik spiral dişli çarkların imalinde genel olarak küçük dişli (pinyon) için çelik malzeme, büyük dişli için ise dökme demir veya bronz gibi daha yumuşak malzemeler kullanılır. Küçük dişlinin diş sayısı $z \geq 12$ alınması önerilmektedir.

Cetvel 28.13 Malzeme çifti ve kayma hızına (v_k) bağlı olarak C_m (daN/cm^2) değerleri

Malzeme Çifti	Kayma hızı: v_k (m/s)							
	1	2	3	4	5	6	8	10
Çelik/Çelik Her ikisi de sertleştirilmiş	60	50	40	35	30	25	20	17
Sertleştirilmiş Çelik/Bronz	34	27	22	19	16	14	11	8
Dökme demir/Dökme demir	18	15	12	8	-	-	-	-
Sertleştirilmemiş Çelik/Bronz	25	20	16	14	12	10	8	-

28.5.4. Dişli Çark Çiftine Etkiyen Kuvvetler

Döndüren dişli çarktaki (1 nolu dişli) teğetsel kuvvet (Şekil 28.40)

$$F_t = \left(\frac{F_a \cdot \cos \alpha_w}{\cos \rho} \right) \cos(\beta_w - \rho)$$

Burada ρ -sürtünme açısı olup $\mu \approx 0,1$ için $\rho = 6^\circ$ alınabilir. Böylece $1/\cos \rho \approx 1$ yazılabileceğinden

$$F_t = F_a \cdot \cos \alpha_w \cdot \cos(\beta_w - \rho)$$

olur.

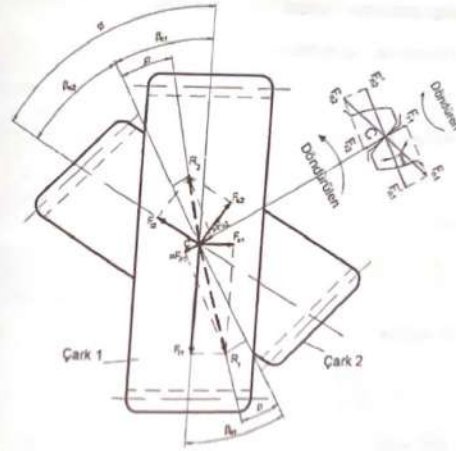
Eksenel kuvvet

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha_w \cdot \sin(\beta_w - \rho)$$

şeklindedir.

Benzer şekilde döndürülen dişli çarktaki (2 nolu dişli) teğetsel kuvvet

$$F_t = F_a \cdot \cos \alpha_w \cdot \cos(\beta_w + \rho)$$



Şekil 28.40

Eksenel kuvvet

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha_w \cdot \sin(\beta_w + \rho)$$

Sistemde $F_a = F_{a1} = F_{a2}$ şeklindedir. Ayrıca her iki dişliye radyal doğrultuda

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha_w$$

değerinde bir de radyal kuvvet etkimektedir.

Döndüren dişliye (1 nolu dişli) ait teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_{a1}}{d_{a1}} = \frac{2M_{a1} \cdot \cos \beta_{a1}}{m_a \cdot z_1}$$

olduğuna göre buna bağlı olarak yukarıdaki eşitliklerde belirtilen tüm kuvvetler kolayca hesaplanabilir.

28.5.5. Mekanizmanın Verimi

Döndüren dişli tarafından sarfedilen iş

$$W_1 = v_1 F_{t1}$$

Döndürülen dişliden alınan iş

$$W_2 = v_2 F_{t2}$$

Buradan verim

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{v_2 F_{t2}}{v_1 F_{t1}} = \frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{\cos(\beta_{a2} + \rho)}{\cos(\beta_{a1} - \rho)}$$

olacaktır. Bu eşitlikte

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{r_{a2} \omega_2}{r_{a1} \omega_1} = \frac{\cos \beta_{a1}}{\cos \beta_{a2}}$$

olduğuna göre verim

$$\eta = \frac{1 - (\tan \rho \tan \beta_{a2})}{1 + (\tan \rho \tan \beta_{a1})} = \frac{1 - \mu \tan \beta_{a2}}{1 + \mu \tan \beta_{a1}}$$

şeklinde de yazılabilir. $\phi = 90^\circ$ olması durumunda verim

$$\eta = \frac{\tan \beta_{a2}}{\tan(\beta_{a1} + \rho)}$$

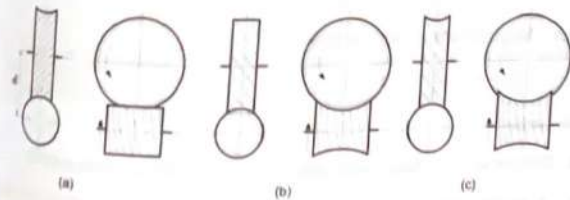
olmaktadır.

28.6. SONSUZ VİDA MEKANİZMASI

Sonsuz vida mekanizması; birbiri ile kesişmeyen ve paralel olmayan iki mil arasındaki güç ve hareket iletimini temin eden özel bir spiral dişli mekanizmasıdır. Genel olarak eksenler arası açı $\phi = 90^\circ$ dir. Esasen her ikisi de helisel dişliden oluşan bu mekanizmada, küçük dişlinin genişliği çapına göre çok büyük olduğundan dişler helis, yani vida şeklinde görülmektedir. Bu nedenle bu dişliye sonsuz vida adı verilmiştir. Spiral dişlilerdeki noktasal temas, çarklardan biri diğeri üzerine veya her ikisi birbiri üzerine sarılarak (globoid mekanizma) değiştirilmiş, böylece çizgisel temas nedeniyle spiral dişli çarklara göre daha büyük bir güç iletimi temin edilmiştir. Üç çeşit sonsuz vida mekanizması vardır:

- Sonsuz vida silindirik, dişli çark globoid (Şekil 28.41a)
- Sonsuz vida globoid, dişli çark alın dişli (Şekil 28.41b)
- Sonsuz vida ve dişli çark globoid (Şekil 28.41c)

şeklinde dir.



Şekil 28.41

En çok kullanılan sonsuz vida mekanizması, sonsuz vidanın silindirik çarkın ise globoid olduğu tiptir.

28.6.1. Sonsuz Vida Mekanizmasının Özellikleri

- Küçük dişlinin diş sayısı (ağız sayısı) 1 ile 4 arasında değişir. Genel olarak küçük dişli döndüren, büyük dişli döndürülendir. Bu durumda mekanizmanın çevrim oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

olarak yazılırsa, z , diş sayısına (ağız sayısına) bağlı olarak çevrim oranı 100'e kadar çıkabilir. Ancak genellikle silindirik sonsuz vida mekanizmalarında çevrim oranı 25 ile 30 arasında değişir.

2. Bir spiral dişli olan sonsuz vida ve çarkı arasında spiral dişlilerde olduğu gibi, kayma meydana gelmekte; dolayısıyla sistemin verimi azalmaktadır. Silindirik ve konik dişlilere nazaran verimleri daha düşüktür. Silindirik dişlilerde verim $\eta = 0,96 \dots 0,98$; konik dişlilerde $\eta = 0,95 \dots 0,97$ iken sonsuz vida mekanizmasında bu verim $\eta = 0,60 \dots 0,80$ arasında değişir. Hatta kilitlenen tiplerde $\eta = 0,25 \dots 0,40$ arasındadır. Bu sebepten sonsuz vida mekanizmalarında yüksek çalışma sıcaklıkları ve aşınma meydana gelir.

3. Sonsuz vidanın eğim açısı β_{s1} ve çarkın eğim açısı β_{s2} ise; sonsuz vidanın eğim açısı β_{s1} , çarkın eğim açısı β_{s2} den çok daha büyüktür. Bu açıların değerleri farklı olmakla beraber yönleri aynıdır. Sonsuz vidanın helis açısı β_s ile gösterilirse,

$$\beta_s = 90^\circ - \beta_{s2}$$

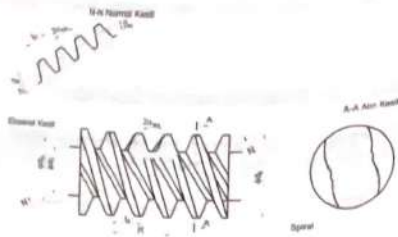
yazılır. Mekanizmada $\phi = 90^\circ$ olduğuna göre,

$$\beta_s = \beta_{s1}$$

olmaktadır.

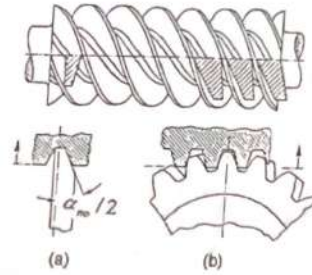
4. Silindirik sonsuz vidalar, imalat şekline bağlı olarak dört tip profile sahiptir.

a) **A sonsuz vida dişlisi:** Eksen düzleminde geçen kesitte profili trapez olan sonsuz vida tipidir (Şekil 28.42).



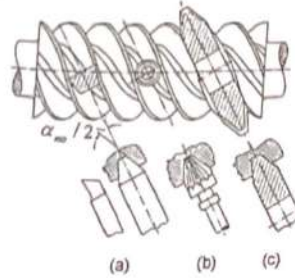
Şekil 28.42 Trapez profilili (A tipi) sonsuz vida dişlisi

Toma tezgahında sonsuz vida eksenini doğrultusunda hareket eden bir toma kalemi veya freze tezgahında çark şeklindeki kesici bir bıçakla imal edilen bir sonsuz vidadır (Şekil 28.43). Az kullanılan bir vida tipidir.



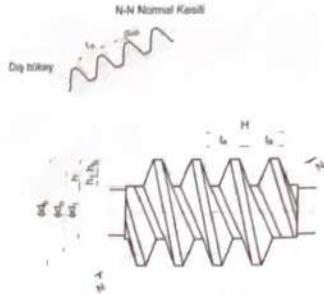
Şekil 28.43 A tipi sonsuz vida imali
(a) Toma kalemi ile, (b) Kesici bıçak ile

b) **N sonsuz vida dişlisi:** Eğer imalat esnasında bıçak, normal kesit düzleminde hareket ettirilirse, normal kesitteki vida adımları trapez şeklinde olur. Kesici takım olarak toma kalemi, parmak freze veya disk freze bıçağı kullanılır (Şekil 28.44).



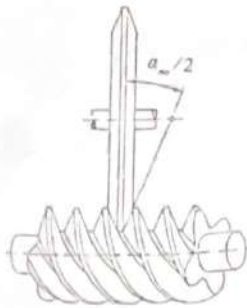
Şekil 28.44 N tipi sonsuz vida ve imali
(a) Toma kalemi ile, (b) Parmak freze ile
(c) Disk freze ile

c) **K sonsuz vida dişlisi:** Profili normal kesitte dış bükü, ekstenel kesitte ise iç bükü olan bir sonsuz vida tipidir (Şekil 28.45). Trapez profilili freze diski veya laş diski vida yivlerinde döndürülerek imal edilir (Şekil 28.46).

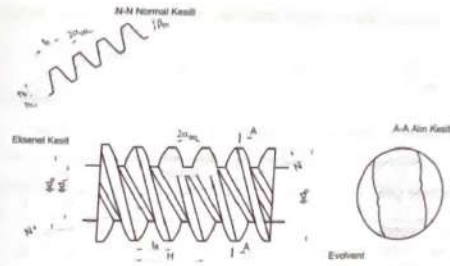


Şekil 28.45 Normal kesiti trapez olan (K tipi) sonsuz vida dişlisi

d) **E sonsuz vida dişlisi:** Sonsuz vida helis açısı $\beta_n = 87^\circ$ 'den 45° 'ye kadar değişen evolvent profilili helisel bir alın dişlisidir. MAAG veya azdırma yöntemi uygulanarak kremayer bıçağının yuvarlanmasıyla imal edilir. Normal kesit dış bükü, ekstenel kesit hiperbole benzer ve alın kesiti evolventtir (Şekil 28.47).



Şekil 28.46 K Sonsuz vida dişlisinin imali



Şekil 28.47 E sonsuz vida dişlisi (evolvent profili)

28.6.2. Boyutlar Arasındaki Bağlılıklar

Genel olarak sonsuz vidanın eksen düzlemi içindeki taksimatı, dolayısıyla eksen modülü (m_x) standarttır. Bazı özel durumlarda normal modül (m_n) de standart olarak alınmaktadır. Mekanizmanın boyutlandırılmasında aşınma birinci derecede rol oynar. Boyutlar hakkında ilk tahminler için şu denenmiş hesap şekli önerilmektedir

$$m_n = 4,3 \sqrt{\frac{k \cdot M_{11}}{C_{em} \cdot z_1}} \quad (mm)$$

Burada: $M_{11} = i \cdot \eta_1 \cdot M_{12}$ ($daNcm$) olarak çark eksenindeki döndürme momentidir. η_1 ise döndüren sonsuz vida, döndürülen çark olması durumundaki verimdir. Malzemenin ezilme emniyeti (C_{em}) değerleri ise malzeme çifti ve kayma hızına bağlı olarak Cetvel 28.14 'de verilmiştir.

Normal modül ile eksen modülü arasındaki ilişki

$$m_n = \frac{m_x}{\sin \beta_n}$$

Şeklindeir. Sonsuz vida mekanizmasında alın kavrama açısı ile normal kavrama açısı arasında

$$\tan \alpha_n = \frac{\tan \alpha_x}{\cos \beta_n}$$

İlişkisi vardır. Sonsuz vida ve çarkın taksimat daireesi çapları

$$d_{a1} = \frac{z_1 m}{\tan \beta_n} \quad \text{ve} \quad d_{a2} = z_2 m$$

Cetvel 28.14 Malzeme çiftleri için ezilme emniyeti (C_m) değerleri (daN/cm^2)

Malzeme çifti	Kayma hızı v_k (m/s)								
	1	2	3	4	5	6	8	10	15
Çark bronz, sonsuz vida taşlamış ve sertleştirilmiş çelik; dalma yağlama var	80	80	70	60	52	48	40	35	24
Çark bronz, sonsuz vida çelik, (doğal sertlikte-Fe60, Fe70 gibi) ve taşlanmamış	43	43	43	38	22	20	18	-	-

Cetvel 28.15 Sonsuz vida mekanizması için standart modül (m) değerleri (mm)

1,0	3,15	10,0
1,25	4,0	12,5
1,6	5,0	16,0
2,0	6,3	20,0
2,5	8,0	-

Cetvel 28.16 Otoblokajlı sonsuz vida mekanizmalarında önerilen bazı büyüklükler

β_n	$5^\circ \dots 6^\circ$	$10^\circ \dots 13^\circ$	$15^\circ \dots 17^\circ$	$19^\circ \dots 25^\circ$
$i = z_2/z_1$	30	20	15	10
z_1	1	2	3	4

Cetvel 28.17 Normal kavrama açısı (α_n) ile helis açısı (β_n) arasındaki ilişki

β_n	15° 'ye kadar	$15^\circ \dots 25^\circ$	$25^\circ \dots 35^\circ$	35° 'den büyük
α_n	20°	$22,5^\circ$	25°	30°

Diş başı daireesi çapları

$$d_{a1} = d_{a2} + 2h_{a1} \quad \text{ve} \quad d_{a2} = d_{a1} + 2h_{a2}$$

Diş taban daireesi çapları

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h_{f1} \quad \text{ve} \quad d_{f2} = d_{a2} - 2h_{f2}$$

Eksenler arası uzaklık

$$a = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{m}{2} \left(\frac{z_1}{\tan \beta_n} + z_2 \right)$$

Form sayısı:

Sonsuz vida mekanizmaları için önemli bir faktör de "Form Sayısı" dır. Bu sayı

$$F = \frac{d_{a1}}{m}$$

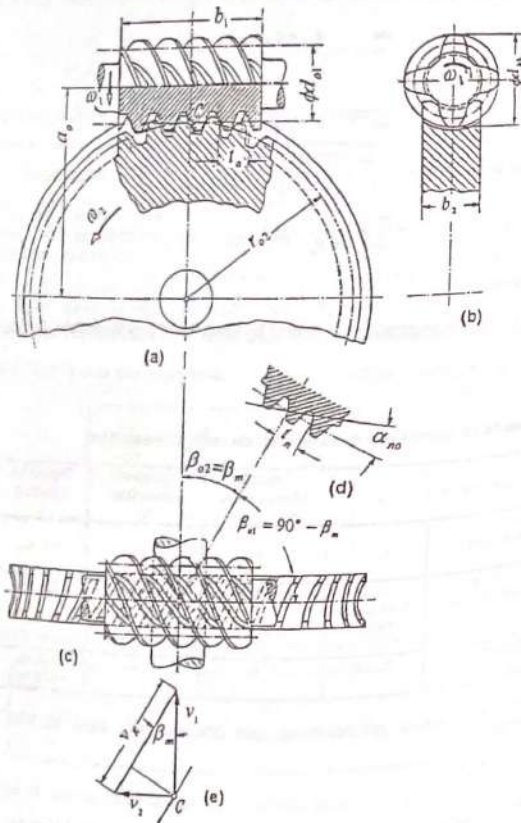
Cetvel 28.18 Sonsuz vida mekanizmalarında çeşitli diş yükseklikleri

Kullanma yeri	z_1	Dişbaşı yükseklikleri h_{a1} ve h_{a2}	Çalışma yükseklikleri h_s	Toplam diş yüksekliği h
Ayar mekanizması	1...2	1. m_n	2. m_n	2,2. m_n
Güç iletim mekanizmaları	1...2 3 ve daha fazla	1. m_n 0,9. m_n	2. m_n 1,8. m_n	2,2. m_n 2. m_n
Çihazlar ($m_n < 1,25$)	1...10	1. m_n	2. m_n	2,2. m_n +0,05 mm

şeklinde dir. Kolayca görülebileceği gibi ortalama helis açısı ile form sayısı arasında

$$\tan \beta_n = \frac{z_1}{F}$$

bağıntısı vardır. Küçük form sayıları büyük β_n açılarını verir. Ancak bu sonsuz vidalar eğilmeye karşı yeteri kadar rijit değildir. $F = 7+18$ arasında değişir. Otoblokajlı mekanizmalarda $F = 15+17$ arasındadır.



Şekil 28.48 Sonsuz vida mekanizmasındaki tanımlamalar ve boyutlar
a-eksenel kesit, b-yandan görünüş, c-üstten görünüş, d-normal
kesit, e-hız durumu

Çark genişliği

$$b_1 \approx 2,5 d_1 = 2,5 \pi m_s$$

Sonsuz vidanın diş açılan uzunluğu

$$b_1 \approx (12 \dots 16) m_s$$

28.6.3. Sonsuz Vida ve Çarka Etkiyen Kuvvetler

Döndüren sonsuz vida ve döndürülen çark olarak kabul edilirse kuvvet durumu spiral dişli mekanizmasına benzer. Ancak burada değerler β_n helis açısına göre hesaplanmalıdır. Şekil 28.49'a göre, sonsuz vidaya etkiyen kuvvetler:

Teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2 M_{H1}}{d_{a1}}$$

Eksenel kuvvet

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_n + \rho)}$$

Radyal kuvvet

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{(\tan \alpha_n \cos \rho)}{\sin(\beta_n + \rho)}$$

Bu eşitliklerde sürtünme açısı olup $\tan \rho = \mu$ olarak alınmalıdır. Malzeme çifti ve yağlama durumuna göre $\rho = 4^\circ \div 6^\circ$ arasında değişmektedir. Normal kavrama açısı standart olup $\alpha_n = 20^\circ$ dir.

Çarka etkiyen kuvvetler ise:

Teğetsel kuvvet:

$$F_{t2} = F_{t1}$$

Eksenel kuvvet:

$$F_{a2} = F_{a1}$$

Radyal kuvvet:

$$F_{r2} = F_{r1} \text{ (sonsuz vidadaki aynıdır)}$$

şeklinde. Diğer taraftan, Şekil 28.48'e göre

$$\tan \beta_s = \frac{v_2}{v_1} \text{ ve } F_{a1} = F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_s + \rho)}$$

olduğundan verim için

$$\eta_1 = \frac{\tan \beta_s}{\tan(\beta_s + \rho)}$$

eşitliği yazılabilir.

Döndüren eleman çark döndürülen sonsuz vida olması durumunda ise

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_s - \rho)}$$

olacağından verim

$$\eta_2 = \frac{\tan(\beta_s - \rho)}{\tan \beta_s}$$

olur.

İkinci verim eşitliğine göre, yani çarktan sonsuz vidaya güç akışı konumunda, $\beta_s = \rho$ olursa verim $\eta_2 = 0$ olur. Yani güç iletimi olanaksız olur. Bu durumda sonsuz vida mekanizması kilitlenmiştir. Bu tip mekanizmalara otoblokajlı mekanizmalar denir. Ancak $\beta_s < \rho$ olması durumunda güç iletimi söz konusu olur. $\beta_s \leq \rho$ olması konumunda enerji (güç) iletim yönündeki verim en çok, $\eta_1 \leq 50\%$ dir.

Çarktan sonsuz vidaya güç iletilmesi konumunda meydana gelen bu kilitlenme özelliğinden el ile çalıştırılan bazı kaldırma makinelerinde fren olarak yararlanılır. Motorla çalıştırılan sistemlerde otoblokaj yöntemi ile frenleme yapılmamalıdır.

Sonsuz vidadan çarka güç iletiminde en büyük verim $(\eta_1)_{\max}$: $\beta_s = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ değerinde meydana gelmektedir. Ancak vida mukavemeti bakımından bu değerin altındaki ($\beta_s = 18^\circ, 30^\circ$) değerler seçilir.

Sonsuz vida mekanizmalarındaki toplam verimi bulabilmek için, mil yataklarının verimini de göz önüne almak gerekmektedir. O halde

$$\eta_{\text{top}} = \eta_1 \cdot \eta_s \cdot \eta_c$$

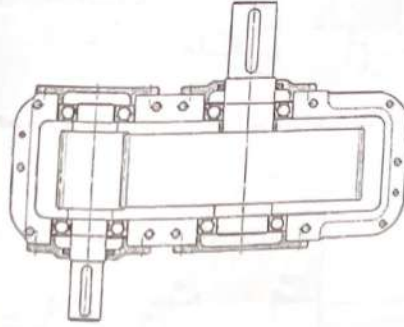
olacaktır. Burada η_s -sonsuz vida yataklarının verimi ve η_c -çark mili yataklarındaki verimi göstermektedir. Yatak verimleri

Kaymalı yataklarda : 0,92...0,95

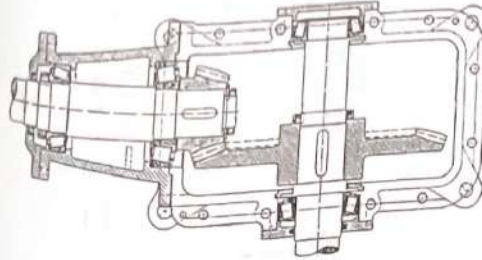
Yuvarlanmalı yataklarda : 0,98...0,99

olarak bilinmektedir.

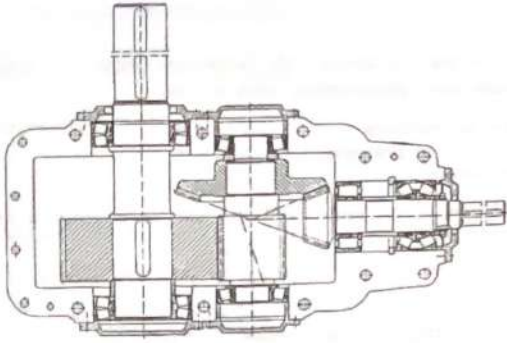
Şekil 28.50'den 28.55'e kadar çeşitli dişli çark mekanizmalarına ait montaj resimleri görülmektedir.



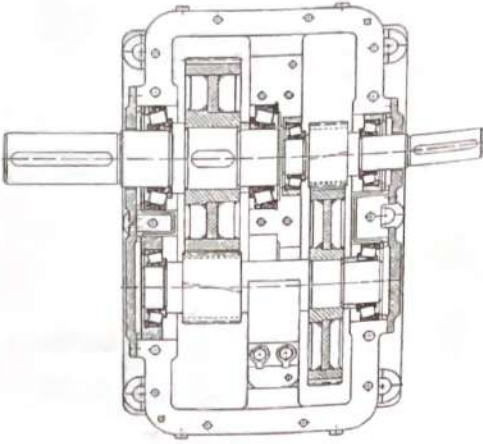
Şekil 28.50 Tek kademeli düz dişli çark mekanizması



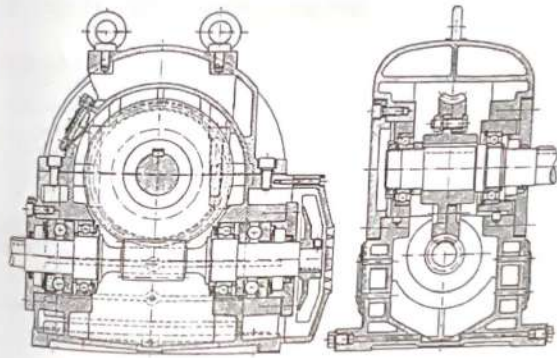
Şekil 28.51 Tek kademeli konik dişli çark mekanizması



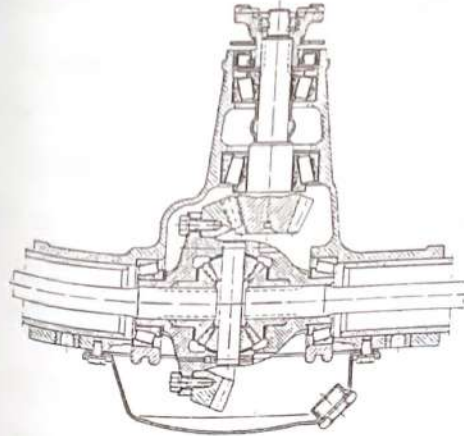
Şekil 28.52 Giriş-çıkış milleri aynı eksenli iki kademeli helisel dişli çark mekanizması



Şekil 28.53 İki kademeli konik-helisel dişli çark mekanizması



Şekil 28.54 Sonsuz vida mekanizması



Şekil 28.55 Binek otomobil diferansiyeli

29. DİŞLİ ÇARK PROBLEMLERİ

Problem 29.1

Bir devir sayısı $n_1 = 1440$ d/d ve çıkış devir sayısı $n_2 = 335$ d/d olan bir dişli mekanizmasının ilettiği güç 18 kW ' tır. 20MnCr5 malzemesinden yapılan dişlilerin yüzeyi sertleştirilmiştir. %25 emniyetle çalışması istenen dişli çiftinin:

- Modülünü hesaplayınız.
- Boyutlandırmasını yapınız.
- Kırılma tehlikesi olup olmadığını araştırınız.

Verilenler:

Dinamik yük faktörü $\xi = 1,25$, genişlik sayısı $\psi = 8$, elastiklik modülü $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$, emniyetli yüzey basıncı değeri $p_{em} = 150 \text{ daN/mm}^2$, eğilme emniyeti $\sigma_{em} = 23 \text{ daN/mm}^2$, döndüren dişlinin diş sayısı $z_1 = 16$, kavrama oranı $i = 4,3$, form faktörü $\gamma = 8,8$, $k = 1$.

Çözüm 29.1

4) Dişliler sertleştirilmiş olduğuna göre modül, aşınmaya yani yüzey basıncına göre hesaplanmalıdır. %25 emniyetli çalışma durumunda iletilen moment:

$$k M_{M1} = k \cdot 97400 \cdot \frac{P}{n_1} = 1,25 \cdot 97400 \cdot \frac{18}{1440} \cong 1522 \text{ daNcm}$$

Kavrama oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{335} \cong 4,3$$

4) Dişlilerin her ikisi de çelik malzemeden yapılmış olduğuna göre eşdeğer elastik modülü $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$ (Cetvel 28.5) alındığında dişlilerin aşınmaya göre modülü

$$m = 9 \sqrt{\frac{\xi \cdot k \cdot M_{M1} \cdot E \cdot (1+i)}{z_1^2 \cdot p_{em}^2 \cdot \psi \cdot i \cdot \gamma}} \quad (\text{mm})$$

$$\cong 9 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1 \cdot 1522 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot (1+4,3)}{(16)^2 \cdot (15000)^2 \cdot 8,4 \cdot 3 \cdot 1,3}} = 1,816 \text{ mm}$$

Standart modül olarak $m = 2 \text{ mm}$ seçilir (Cetvel 28.8).

b) Dişliğin boyutlandırılması

Diş sayıları	$z_1 = 16$ ve $z_2 = z_1 i = 16 \cdot 4,3 = 68,8 \approx 69$
Yuvarlanma dairesi çapları	$d_{a1} = m z_1 = 2,16 = 32 \text{ mm}$ $d_{a2} = m z_2 = 2,69 = 138 \text{ mm}$
Diş başı daireleri çapları	$d_{b1} = d_{a1} + 2,2m = 32 + 2,2 = 36 \text{ mm}$ $d_{b2} = d_{a2} + 2,2m = 138 + 2,2 = 142 \text{ mm}$
Diş taban daireleri çapları	$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m = 32 - 2,5 \cdot 2 = 27 \text{ mm}$ $d_{f2} = d_{a2} - 2,5m = 138 - 2,5 \cdot 2 = 133 \text{ mm}$
Diş adımı (hatve)	$t_a = \pi m = \pi \cdot 2 = 6,283 \text{ mm}$
Genişlik	$b_1 = b_2 = \psi J_a = \psi \pi m = 8 \pi \cdot 2 = 50,26 \approx 50 \text{ mm}$
Toplam diş yüksekliği	$h = 2,25m = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ mm}$
Diş kalınlığı	$s_a = \frac{t_a}{2} = 3,141 \text{ mm}$
Eksenler arası uzaklık	$a_u = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{32 + 138}{2} = 85 \text{ mm}$

c) Dişlerdeki kırılma, diş dibi mukavemetine bağlıdır. Diş dibi mukavemetine göre modül eşitliğinden

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \varepsilon \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot J_p}} \quad (\text{mm})$$

ve

$$\left(\frac{m}{6}\right)^3 = \frac{k \cdot \varepsilon \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot J_p}$$

Sayısal değerler yerine yazılırsa

$$\sigma_{em} = \left(\frac{6}{2}\right)^3 \cdot \frac{15221,25 \cdot 8,8}{16,81,3} = 2716,55 \text{ daN/cm}^2$$

Görüldüğü gibi $\sigma_s = 2716,55 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{em} = 2300 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan seçilen modül, dişlerin kırılması bakımından, yeterli değildir.

Kırılmaya (diş dibi mukavemetine) göre modül hesabı yapılırsa

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot k \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot J_p}} = 6,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 15221,25 \cdot 8,8}{16,2300 \cdot 8,1,3}} = 2,114 \text{ mm}$$

Böylece standart modül $m = 2,5 \text{ mm}$ alınmalıdır (Cetvel 28.8). Bu durumda dişli çarkın boyutları

$$\begin{aligned} d_{a1} &= 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ mm}, d_{a2} = 2,5 \cdot 69 = 172,5 \text{ mm} \\ d_{b1} &= 40 + 2,2 \cdot 2,5 = 45 \text{ mm}, d_{b2} = 172,5 + 2,2 \cdot 2,5 = 177,5 \text{ mm} \\ d_{f1} &= 40 - 2,5 \cdot 2,5 = 33,75 \text{ mm}, d_{f2} = 172,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 166,25 \text{ mm} \\ h &= 2,25 \cdot 2,5 = 5,625 \text{ mm} \\ t_a &= \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm} \\ s_a &= \frac{7,85}{2} = 3,93 \text{ mm} \\ a_u &= \frac{40 + 172,5}{2} = 106,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

dur.

Problem 29.2

$P = 8,5 \text{ BG}$ güç ileten $i = 3,5$ çevrim oranlı elektrovincin I. kademesi evolvent profil standart düz dişli mekanizmasıdır. Giriş devir sayısı 1350 d/d olduğuna göre dişli çarkların boyutlandırarak etki eden kuvvetleri hesaplayınız.

Verilenler:

Çarpe faktörü $k = 1,25$, dinamik yük faktörü $\varepsilon = 1,1$, genişlik sayısı $\psi = 8$, kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,2$, çark ve pinyon malzemeleri Fe60 ($\sigma_{em} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ ve $P_m = 4000 \text{ daN/cm}^2$) ve pinyonun diş sayısı $z_1 = 18$ 'dir.

Çözüm 29.2

a) Dişli çarkların boyutları
Standart dişlilerde $\alpha_n = 20^\circ$ olup $z_1 = 18$ için Cetvel 28.3'den $\gamma = 8,4$ alınır. İletilen moment

$$M_{b1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{8,5}{1350} = 451 \text{ daNcm}$$

a.1) Diş dibi mukavemetine göre modül

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \varepsilon \cdot M_{b1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot J_p}} = 6,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 451 \cdot 8,4}{18 \cdot 1400 \cdot 8,1,2}} = 1,67 \text{ mm}$$

a.2) Ağınlmaya göre modül

Her iki dişlinin malzemesi çelik olduğundan $E = 2,110^6 \text{ daN/cm}^2$ alınır (Cetvel 28.5). Bilinen büyüklükler modül eşitliğinde yerine yazılırsa

$$m = 9 \sqrt{\frac{k \xi M_b E (i+1)}{z_1^2 P_{em} i \psi \varepsilon_p}} = 9 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 451 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (3,5+1)}{(18)^2 \cdot (4000)^2 \cdot 3,5 \cdot 8,1,2}} = 2,905 \text{ mm}$$

bulunur. Buradan standart modül olarak $m = 3 \text{ mm}$ seçilir ve böylece dişli çiftinin boyutlar şu şekilde oluşur.

	Pinyon	Çark
Diş sayısı, z	18	63
Modül, $m \text{ (mm)}$	3	3
Diş adımı (taksimat), $t_a \text{ (mm)}$	9,424	9,424
Genişlik, $b \text{ (mm)}$	75,4	75,4
Yuvarlanma daireesi çapı, $d_o \text{ (mm)}$	54	189
Diş başı daireesi çapı, $d_a \text{ (mm)}$	60	195
Diş taban daireesi çapı, $d_f \text{ (mm)}$	46,5	181,5
Toplam diş yüksekliği, $h \text{ (mm)}$	6,75	6,75
Eksenler arası uzaklık, $a_o \text{ (mm)}$	121,5	

b) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler
Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{M_{b1}}{d_{a1}/2} = \frac{2,451}{5,4} = 167 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_r = F_t \tan \alpha_p = 167 \cdot \tan 20^\circ = 61 \text{ daN}$$

Problem 29.3

Modülü 4 mm, genişliği 40 mm ve diş sayısı 18 olan bir dişli çarkın dişlileri işletme esnasında kırılmıştır. Dişli çark dökme demirden (DDL-25) yapılmış olduğuna göre ne kadarlık bir momentle yüklenmiştir?

Verilenler: Darbe faktörü $k = 1,5$; dinamik yük faktörü $\xi = 1,25$ ve kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,3$.

Cözüm 29.3

Dişli çarkın dişlileri kırıldığına göre diş dibi mukavemeti esas alınmalıdır. Modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \xi M_b \gamma}{z \sigma_{em} \psi \varepsilon_p}} \text{ (mm)}$$

Burada $z = 18$ için $\gamma = 8,4$ (Cetvel 28.3), DDL-25 için $\sigma_{em} = 550 \text{ daN/cm}^2$

(Cetvel 28.6) $\psi = \frac{b}{\pi m} = \frac{40}{\pi \cdot 4} = 3,2$ olduğuna göre dişli çarka etkiyen moment

$$M_b = \left(\frac{m}{6}\right)^3 \cdot \frac{z \sigma_{em} \psi \varepsilon_p}{k \xi \gamma} = \left(\frac{4}{6}\right)^3 \cdot \frac{18 \cdot 550 \cdot 3,2 \cdot 1,3}{1,5 \cdot 1,25 \cdot 8,4} = 775 \text{ daNcm}$$

olur.

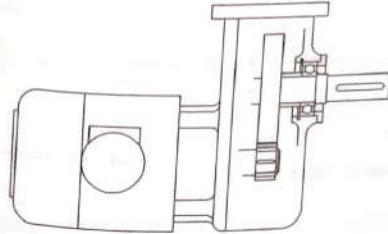
Problem 29.4

Şekil 29.4'de görülen motorlu redüktörün dişlilerinin yanakları sertleştirilerek C22 yerine C10 malzemesi kullanılacaktır.

- Dişlilerin genişliğini, eğilme zorlanmasına göre, hesaplayınız.
- Bu dişlilerin yüzey ezilmesine olan emniyetini bulunuz.

Verilenler:

Diş sayıları $z_1 = 19$ ve $z_2 = 80$; modül $m = 2,5 \text{ mm}$; teğetsel kuvvet $F_t = 325 \text{ daN}$; kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,25$; malzeme emniyeti değerleri $p_{em} = 13500 \text{ daN/cm}^2$ ve $\sigma_{em} = 1150 \text{ daN/cm}^2$; işletmede darbe ve vuruntu yoktur.



Şekil 29.4

Cözüm 29.4

a) Eğilme sonucu dişlilerin kırılması söz konusu olacağından, diş dibi mukavemeti kontrol edilmelidir. Buna göre modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \xi M_H \gamma}{z_1 \sigma_{em} \psi \varepsilon_p}} \quad (\text{mm})$$

Burada $k=1$, ve $\xi=1$, $m=2,5 \text{ mm}$, $z_1=19$ için $\gamma=8,25$ (Cetvel 28.3'ten doğrusal dönüşümle) ve $d_{a1}=m z_1=2,5 \cdot 19=47,5 \text{ mm}$ için

$$M_H = F_t \frac{d_{a1}}{2} = 325 \cdot \frac{47,5}{2} = 772 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre genişlik sayısı

$$\psi = \left(\frac{6}{m} \right)^3 \frac{k \xi M_H \gamma}{z_1 \sigma_{em} \varepsilon_p} = \left(\frac{6}{2,5} \right)^3 \frac{1 \cdot 1 \cdot 772 \cdot 8,25}{19 \cdot 1150 \cdot 1,25} = 3,22$$

Böylece dişli çarkın genişliği

$$b = \psi \cdot \pi \cdot m = 3,22 \cdot \pi \cdot 2,5 = 25,3 \text{ mm}$$

olmalıdır.
b) Dişli çark malzemesi çelik olduğundan eşdeğer elastiklik modülü $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$, Çevrim oranı

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{19} = 4,21$$

olduğundan yüzey ezilmesine göre modül yazılarak

$$m = 9 \sqrt{\frac{k \xi M_H E (i+1)}{z_1^2 \rho^2 \psi \varepsilon_p}}$$

gerekli yüzey basıncı değeri

$$p = \sqrt{\left(\frac{9}{m} \right)^3 \frac{k \xi M_H E (i+1)}{z_1^2 \rho^2 \psi \varepsilon_p}} = \sqrt{\left(\frac{9}{2,5} \right)^3 \frac{1 \cdot 1 \cdot 772 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (4,21+1)}{(19)^2 \cdot 4,21 \cdot 3,22 \cdot 1,25}} = 8026,26 \text{ daN/cm}^2$$

Böylece bu dişli çiftindeki ezilme emniyeti katsayısı

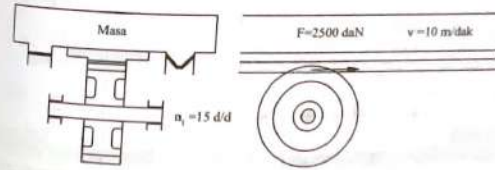
$$S = \frac{p_{em}}{p} = \frac{13500}{8026,26} = 1,68$$

olur.

Problem 29.5

Bir planya masası bir kremayer dişlisi ile ileri – geri hareket ettirilmektedir (Şekil 29.5). Kremayeri döndüren düz dişlinin modülü $m=4 \text{ mm}$ ve kavrama açısı $\alpha_c=20^\circ$ dir. Masanın $v=10 \text{ m/dak}$ lık bir hızla ileri – geri hareket edebilmesi için dişlinin $n=15 \text{ d/d}$ lık bir hızla dönmesi gerekmektedir. Buna göre:

- Kremayeri döndüren dişlinin temel boyutlarını hesaplayınız.
- Plyana masasının hareketi için 2500 daN luk bir itme kuvveti gerektiğine göre sistemi çalıştıran motorun gücü ne olmalıdır? Mekanizmanın toplam verimi $\eta_{top}=0,85$ dir.



Şekil 29.5

Cözüm 29.5

a) Plyana masasının hızı

$$v = \frac{\pi d_o n}{60} \quad (\text{m/s})$$

Burada

$$v = 10 \text{ m/dak} = 0,167 \text{ m/s}$$

olduğuna göre dişlinin yuvarlanma dairesi çapı

$$d_o = \frac{60 \cdot v}{\pi n} = \frac{60 \cdot 0,167}{\pi \cdot 15} = 0,212 \text{ m} = 212 \text{ mm}$$

Diş sayısı

$$z = d_o / m = 212 / 4 = 53$$

Diş başı dairesi çapı

$$d_b = d_o + 2 \cdot m = 212 + 2 \cdot 4 = 220 \text{ mm}$$

Diş tabanı dairesi çapı

$$d_t = d_o - 2 \cdot 5 \cdot m = 212 - 2 \cdot 5 \cdot 4 = 202 \text{ mm}$$

Diş adımı (taksimat)

$$t_o = \pi \cdot m = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$$

Diş genişliği ($\psi = 6$ kabul edilirse) $b = \psi f_p = 6.12,566 = 75,4 \text{ mm}$

b) Dişli eksenindeki döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot \frac{d_n}{2} = 2500 \cdot \frac{21,2}{2} = 26500 \text{ daNcm}$$

Dişli eksenindeki güç

$$P' = \frac{n M_b}{71620} = \frac{15.26500}{71620} = 5,55 \text{ BG}$$

ve motorun gücü

$$P = \frac{P'}{\eta_{\text{top}}} = \frac{5,55}{0,85} = 6,53 \text{ BG}$$

olmalıdır.

Problem 29.6

Bir dişli çarka etkiyen diş kuvveti $F_n = 400 \text{ daN}$ dur. Sıfır dişlisi olan bu çarkın diş sayısı $z = 20$, modülü $m = 10 \text{ mm}$ ve genişliği $b = 40 \text{ mm}$, emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 1,25 \text{ daN/mm}^2$, darbe faktörü $k = 1,25$, dinamik yük faktörü $\epsilon = 1,1$, kavrama oranı $\epsilon_p = 1,3$ ve form faktörü $\gamma = 8,1$ şeklindedir. Buna göre:

- Dişli çarka etki eden döndürme momenti ne kadardır?
- Bu dişli çark $n = 900 \text{ d/d}$ ile dönerken ne kadarlık bir güç taşıyabilir?

Çözüm 29.6

a) Dişli çarka etkiyen döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot r_n = F_n \cdot \cos \alpha_n \cdot r_n$$

Burada

$$r_n = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{10 \cdot 20}{2} = 100 \text{ mm}$$

olduğundan dişli çark eksenindeki döndürme momenti

$$M_b = 400 \cdot \cos 20,10 = 3759 \text{ daNcm}$$

olur.

b) Modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \epsilon \cdot M_b \cdot \gamma}{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}} \text{ (mm)}$$

Burada $\psi = \frac{b}{t} = \frac{40}{\pi \cdot 10} = 1,27$ değeri için dişli çarkın taşıyabileceği en büyük moment

$$M_b = \left(\frac{m}{6}\right)^3 \cdot \frac{z \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \epsilon_p}{k \cdot \epsilon \cdot \gamma} = \left(\frac{10}{6}\right)^3 \cdot \frac{20 \cdot 1250 \cdot 1,27 \cdot 1,3}{1,25 \cdot 1,1 \cdot 8,1} = 17157 \text{ daNcm}$$

ve en büyük güç

$$P = \frac{n M_b}{71620} = \frac{900 \cdot 17157}{71620} = 215,6 \text{ BG}$$

olmaktadır.

Problem 29.7

Şekil 29.7'de görülen pinyon dişli mili ile yekpare (tek parça halinde) olarak imal edilmiştir. Bu milin emniyetle çalışabilmesi için:

- En büyük diş kuvveti ne kadar olmalıdır?
- $m = 2,5 \text{ mm}$, $z = 20$, $n = 715 \text{ d/d}$ ve $\alpha_n = 20^\circ$ olduğuna göre, bu dişli çark kaç (kW) güç iletebilir? (Malzeme C45 - $\sigma_{em} = 4,5 \text{ daN/mm}^2$).

Çözüm 29.7

a) Dişli çarka etkiyen normal diş kuvveti (F_n) mili eğmeye zorlayacaktır.

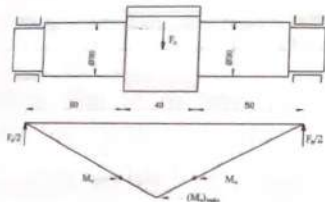
Mildeki eğilme gerilmesi

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

Burada $W_e = \frac{\pi (3)^3}{32} = 2,65 \text{ cm}^3$ olduğuna göre eğilme momenti

$$M_e = W_e \cdot \sigma_{em} = 2,65 \cdot 450 = 1193 \text{ daNcm}$$

olar. Diğer taraftan şekle göre dişli çark, yatakların tam ortasındadır. Ancak eğilme momentinin diş genişliğince en büyük değerde etki ettiği varsayılırsa



Şekil 29.7

$$M_s = \frac{F_s \cdot 5}{2}$$

yazılır ve buradan en büyük diş kuvveti (normal kuvvet)

$$F_n = \frac{2 \cdot M_s}{5} = \frac{2 \cdot 1193}{5} = 477,2 \text{ daN}$$

b) Teğetsel kuvvet

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_s = 477,2 \cdot \cos 20^\circ = 448,4 \text{ daN}$$

Diğer taraftan teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_b}{d_o}$$

eşitliğinde $d_o = m \cdot z = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ mm}$ olduğuna göre döndürme momenti

$$M_b = F_t \cdot \frac{d_o}{2} = 448,4 \cdot \frac{50}{2} = 1121 \text{ daNcm}$$

ve iletilen güç

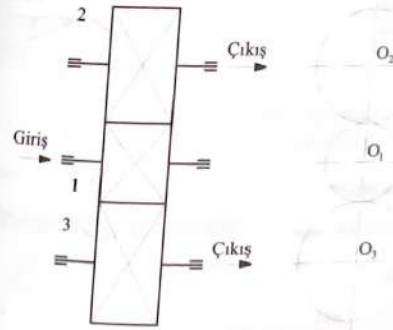
$$P = \frac{n \cdot M_b}{97400} = \frac{715 \cdot 1121}{97400} = 8,23 \text{ kW}$$

olmaktadır.

Problem 29.8

Şekil 29.8'deki dişli takımı için verilenler: $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 21$, $\alpha_n = 20^\circ$, $b = 30 \text{ mm}$, $k = 1,25$, $\xi = 1,1$, $\gamma = 8$, $\epsilon_p = 1,25$, $n_1 = 800 \text{ d/d}$, $n_2 = 600 \text{ d/d}$, $n_3 = 400 \text{ d/d}$, $M_{b2} = 640 \text{ daNcm}$ ve $M_{b3} = 1400 \text{ daNcm}$ dir.

- $\eta_{12} = \eta_{13} = 0,98$ olduğuna göre, giriş milindeki güç en az ne kadar olmalıdır?
- A ve B yatakları arasındaki uzaklık 170 mm ve dişliler tam ortada yataklanmış olduğuna göre yataklara gelen kuvvetleri bulunuz.
- 1 nolu dişli çarkın diş dibine etkiyen en büyük gerilmeleri hesaplayınız.



Şekil 29.8

Çözüm 29.8

a) Giriş milindeki güç

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{12}} + \frac{P_3}{\eta_{13}}$$

Burada

$$P_2 = \frac{M_{b2} \cdot n_2}{71620} = \frac{640 \cdot 600}{71620} = 5,36 \text{ BG}$$

$$P_3 = \frac{M_{b3} \cdot n_3}{71620} = \frac{1400 \cdot 400}{71620} = 7,8 \text{ BG}$$

olduğuna göre

$$P_1 = \frac{5,36}{0,98} + \frac{7,8}{0,98} = 13,43 \text{ BG}$$

olur.

b) Çevrim oranları

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{800}{600} = 1,34$$

$$i_2 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{800}{400} = 2$$

Diş sayıları

$$z_2 = z_1 i_1 = 21 \cdot 1,34 = 28$$

$$z_3 = z_1 i_2 = 21 \cdot 2 = 42$$

Yuvarlanma daireleri yarıçapları

$$d_{a1} = 21,4 = 84 \text{ mm}, d_{a2} = 28,4 = 112 \text{ mm} \text{ ve } d_{a3} = 42,4 = 168 \text{ mm}$$

Teğetsel kuvvetler

$$F_{a1} = \frac{M_{a1}}{d_{a1}/2} = \frac{2.640}{11,2} = 114,3 \text{ daN}$$

$$F_{a3} = \frac{M_{a3}}{d_{a3}/2} = \frac{2.1400}{16,8} = 166,7 \text{ daN}$$

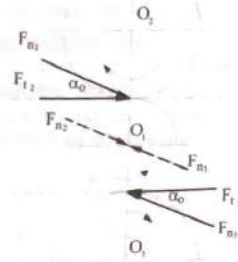
Dişle gelen normal kuvvet doğrudan yataklara etkiyeceğine göre,

$$F_{a1} = \frac{F_a}{\cos \alpha_a} = \frac{114,3}{\cos 20} = 121,6 \text{ daN}$$

ve

$$F_{a3} = \frac{F_a}{\cos \alpha_a} = \frac{166,7}{\cos 20} = 177,4 \text{ daN}$$

Bu iki kuvvet aynı düzlemde fakat zıt yönlüdür. Dişliler yatakların tam ortasında olduğundan yatak kuvvetleri



$$F_a = F_s = \frac{177,4 - 121,6}{2} \approx 28 \text{ daN}$$

olur.

Diğer bir yoldan:
Radyal kuvvetler

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_a = 114,3 \cdot \tan 20 = 41,6 \text{ daN}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_a = 166,7 \cdot \tan 20 = 60,7 \text{ daN}$$

Yataklara etkiyen kuvvetler

$$F_a = F_s = \sqrt{\left(\frac{F_{a1} - F_{a2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_{a3} - F_{a2}}{2}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{60,7 - 41,6}{2}\right)^2 + \left(\frac{166,7 - 114,3}{2}\right)^2} \approx 28 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

c) Diş dibi mukavemetine göre modül eşitliği

$$m = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \sigma_b \cdot M_b \cdot \gamma}{z \cdot \sigma \cdot \psi \cdot \epsilon_p}}$$

olup buradan

$$\sigma = \left(\frac{6}{m}\right)^3 \cdot \frac{k \cdot \sigma_b \cdot M_b \cdot \gamma}{z \cdot \psi \cdot \epsilon_p}$$

Yazılır. Ayrıca $\psi = \frac{b}{t} = \frac{b}{\pi \cdot m} = \frac{30}{\pi \cdot 4} = 2,4$ olduğuna göre gerilmeler

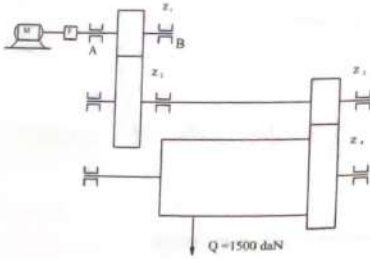
$$\sigma_{12} = \left(\frac{6}{4}\right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 640,8}{21,2 \cdot 4 \cdot 1,25} = 377,14 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{13} = \left(\frac{6}{4}\right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 1400,8}{21,2 \cdot 4 \cdot 1,25} = 825 \text{ daN/cm}^2$$

Problem 29.9

Şekil 29.9'daki vinç yardımıyla yük 1 m/s hızla yukarı kaldırılmaktadır. Kullanılan düz dişlilerin diş sayıları $z_1 = 18$, $z_2 = 81$, $z_3 = 20$ ve $z_4 = 80$ olup sistemin toplam verimi (tambur dahil) $\eta_t = 0,88$ dir. Kullanılan tamburun çapı 180 mm olduğuna göre:

- Sistemi çalıştıran motorun gücü ne olmalıdır? (Tambur çapı 180 mm dir.)
- Dişlilerin modülü 4 mm ve kavrama açısı $\alpha_o = 20^\circ$ olduğuna göre giriş mili yataklarına etkileyen kuvvetleri hesaplayınız. z_1 dişlisi tam ortada yataklanmıştır.



Şekil 29.9

Cözüm 29.9

- Yükü yukarı kaldırmak için gerekli güç (tamburda)

$$P_T = \frac{Q \cdot v}{75} = \frac{1500 \cdot 1}{75} = 20 \text{ BG}$$

Bir başka şekilde, tambur devir sayısı

$$n_T = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_T} = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0,18} = 106,1 \text{ d/d}$$

ve tamburdaki moment

$$M_{BT} = Q \cdot \frac{D_T}{2} = 1500 \cdot \frac{18}{2} = 13500 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre tamburdaki güç

$$P_T = \frac{M_{BT} \cdot n_T}{71620} = \frac{13500 \cdot 106,1}{71620} = 20 \text{ BG}$$

Motorun gücü

$$P_M = \frac{P_T}{\eta_t} = \frac{20}{0,88} = 22,73 \text{ BG} = 16,7 \text{ kW}$$

olmaktadır.

1. nolu dişlideki teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{B1}}{d_{B1}}$$

$$\text{Burada } n_M = n_T \cdot J_{\text{top}} = 106,1 \cdot \frac{81 \cdot 80}{18 \cdot 20} = 1910 \text{ d/d için}$$

$$M_{B1} = 97400 \cdot \frac{P_M}{n_M} = 97400 \cdot \frac{16,7}{1910} = 852 \text{ daNcm}$$

Yuvanma daireesi çapı $d_{B1} = m \cdot z_1 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm}$ ve böylece teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 852}{7,2} = 236,7 \text{ daN}$$

Normal diş kuvveti

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_o} = \frac{236,7}{\cos 20} = 252 \text{ daN}$$

Dişli çark çiftinde $F_{n1} = F_{n2}$ olacağından ve bu normal diş kuvveti doğrudan mil yataklarına etkiyeceğinden, yatak kuvvetleri (dişli çark tam ortada yataklanmış)

$$F_A = F_B = \frac{F_{n1}}{2} = \frac{252}{2} = 126 \text{ daN}$$

Problem 29.10

Bir taşıyıcı kurma makinasını çalıştıran motorun devir sayısını düşürmek için kullanılan 3 kademeli redüktörün şematik görünümü Şekil 29.10'daki gibidir. Gerekli olan

güç 33,5 BG olup giriş devir sayısı $n_1 = 950$ d/d ve çıkış devir sayısı $n_4 = 22,6$ d/d'dir. Redüktörde birinci kademenin çevrim oranı 4,6 ve $z_1 = 18$, ikinci kademenin çevrim oranı 3,5, modülü 3,5 mm ve $z_3 = 22$ 'dir.

- Birinci kademedeki dişlilerin modülünü, kırılma tehlikesine karşı hesaplayınız. Dişli çiftinin malzemesi Fe42/DDI25 (Fe42 için $\sigma_{cm} = 1000 \text{ daN/cm}^2$, $p_{cm} = 3300 \text{ daN/cm}^2$), darbesiz çalışma söz konusu olup dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$, genişlik sayısı $\psi = 10$, form faktörü $\gamma = 8,4$ ve kavrama oranı $\epsilon_p = 1,35$ 'dir.
- 2 ve 3 nolu millerin dönme sayılarını bulunuz.
- Üçüncü kademenin çevrim oranını bulunuz.
- Üçüncü kademe dişlilerinin modülü $m_3 = 4,5 \text{ mm}$ ve 4 nolu dişli ile 6 nolu dişlinin yuvarlanma (taksimat) dairesi çaplarının eşit olması durumunda z_5 ve z_6 dişlilerinin diş sayıları ne olur?
- 3 ve 4 nolu dişliler ile 3 nolu mil yataklarına etkiyen kuvvetleri hesaplayınız. Şekildeki dönme yönünü esas alarak bu dişlilerin kavrama durumunda ve yataklardaki kuvvetlerin yönünü şekil çizerek gösteriniz.

Cözüm 29.10

- Dişlilerin kırılmaması için yeterli diş dibi mukavemetine sahip olması gerekir. Bu durumda modül eşitliği

$$m = 6 \sqrt[3]{\frac{k_\xi M_H \gamma}{z_1 \cdot \sigma_{cm} \psi \epsilon_p}} \quad (\text{mm})$$

burada $M_H = 71620 \cdot \frac{P}{n} = 71620 \cdot \frac{33,5}{950} = 2525,55 \text{ daNcm}$ olduğuna göre

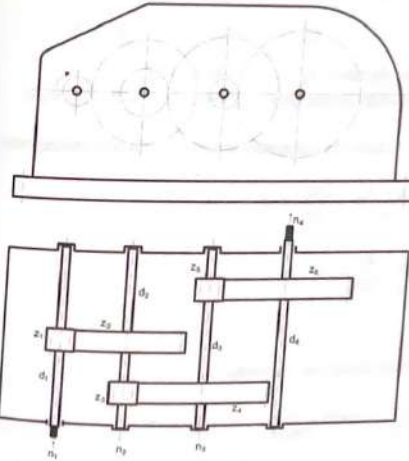
$$m = 6 \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 2525,55 \cdot 8,4}{18 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 1,35}} = 2,747 \quad (\text{mm})$$

Standart modül $m = 3 \text{ mm}$ alınır (Cetvel 28.8).

- 2 nolu milin dönme sayısı

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{950}{4,6} = 206,52 \text{ d/d}$$

- 3 nolu milin dönme sayısı



Şekil 29.10

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{206,52}{3,5} = 59 \text{ d/d}$$

- Redüktörün toplam çevrim oranı

$$i_{top} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{950}{22,6} = 42$$

Ayrıca $i_{top} = i_{12} \cdot i_{34}$ olduğuna göre buradan

$$i_{34} = \frac{i_{top}}{i_{12}} = \frac{42}{4,6 \cdot 3,5} = 2,6$$

veya

$$i_{36} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{59}{22,6} = 2,6$$

bulunur.

d) 4 nolu dişlinin diş sayısı $z_4 = z_3 i_{34} = 22,3,5 = 77$

Yuvarlanma (taksimat) daireesi çapı: $d_{o4} = m_2 \cdot z_4 = 3,5,77 = 269,5 \text{ mm}$

6 nolu dişlinin yuvarlanma (taksimat) daireesi çapı da aynı olacağından

$$z_6 = \frac{d_{o4} = d_{o6}}{m_3} = \frac{269,5}{4,5} \approx 60$$

ve

$$z_5 = \frac{z_6}{i_{36}} = \frac{60}{2,6} \approx 23$$

olur.

e) 2 nolu mildeki döndürme momenti

$$M_{b2} = 71620 \cdot \frac{P}{n_2} = 71620 \cdot \frac{33,5}{206,52} = 11617,6 \text{ daNcm}$$

Ayrıca $d_{o3} = m_2 \cdot z_3 = 3,5,22 = 77 \text{ mm}$ olup böylece teğetsel ve radyal kuvvetler

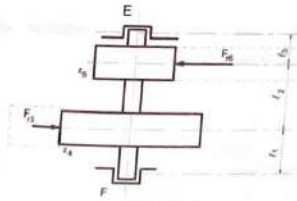
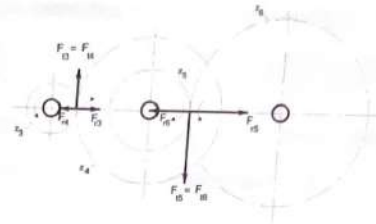
$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{b2}}{d_{o3}} = \frac{2 \cdot 11617,6}{7,7} = 3017,55 \text{ daN}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_o \quad \alpha_o = 20^\circ \text{ standart sıfır dişli}$$

$$F_{r3} = 3017,55 \cdot \tan 20^\circ = 1098,3 \text{ daN}$$

3 nolu mildeki döndürme momenti

$$M_{b3} = 71620 \cdot \frac{33,5}{59} = 40665,6 \text{ daNcm}$$



Şekil 29.10a

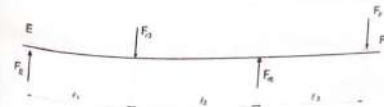
$$d_{o5} = m_3 \cdot z_5 = 4,5,23 = 103,5 \text{ mm}$$

5 nolu dişliedeki teğetsel ve radyal kuvvetler

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{b3}}{d_{o5}} = \frac{2 \cdot 40665,6}{10,35} = 7858 \text{ daN}$$

$$F_{r5} = F_{t5} \cdot \tan \alpha_o = 7858 \cdot \tan 20^\circ = 2860 \text{ daN}$$

Burada $F_{r5} = F_{r6}$ olduğu unutulmamalıdır. Böylece E ve F yataklarına etkiyen kuvvetler



F yatağındaki toplam kuvvet, $\Sigma M_E = 0$ için,

$$F_{r3} \cdot \ell_1 - ((\ell_1 + \ell_2) F_{r6}) + F_F (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0 \text{ eşitliğinden}$$

$$F_F = \frac{F_{r6}(\ell_1 + \ell_2) - F_{r3} \ell_1}{\ell_1 + \ell_2 + \ell_3}$$

E yatağındaki toplam kuvvet ($\Sigma Y = 0$)

$$F_E - F_{r3} + F_{r6} - F_F = 0 \text{ eşitliğinden}$$

$$F_E = F_{r3} - F_{r6} + F_F$$

olarak hesaplanır. Ancak burada F_E ve F_F kuvvetlerinin yönü F_{r3} ve F_{r6} kuvvetlerinin büyüklüğüne bağlı olarak değişebilir.

Problem 29.11

Bir helisel dişli çiftinde $n_1 = 1500$ d/d_1 , $P = 40$ BG, $z_1 = 16$, $i = 6$, $m_n = 4,5$ mm (standart modül) ve $\beta_n = 20^\circ$ olduğuna göre:

- Dişli çiftini boyutlandırınız.
- Sınır diş sayısını bulunuz.
- Dişli çiftine etki eden kuvvetleri hesaplayınız.

Cözüm 29.11

a) Dişli çiftinin boyutları

Alın modülü

$$m_n = \frac{m_s}{\cos \beta_n} = \frac{4,5}{\cos 20} = 4,789 \text{ mm}$$

Diş sayıları

$$z_1 = 16 \text{ ve } z_2 = i z_1 = 6 \cdot 16 = 96$$

Burada $z_2 = 95$ alındı. Taksimat dairesi çapları

$$d_{a1} = m_n z_1 = 4,789 \cdot 16 = 76,62 \text{ mm ve } d_{a2} = m_n z_2 = 4,789 \cdot 95 = 454,96 \text{ mm}$$

Diş başı dairesi çapları

$$d_{b1} = d_{a1} + 2 m_n = 76,62 + 2 \cdot 4,5 = 85,62 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{a2} + 2 m_n = 454,96 + 2 \cdot 4,5 = 463,96 \text{ mm}$$

Diş taban dairesi çapları

$$d_{t1} = d_{a1} - 2 \cdot 1,25 m_n = 76,62 - 2 \cdot 1,25 \cdot 4,5 = 65,37 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = d_{a2} - 2 \cdot 1,25 m_n = 454,96 - 2 \cdot 1,25 \cdot 4,5 = 443,71 \text{ mm}$$

Alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_n = \frac{\tan \alpha_s}{\cos \beta_n} = \frac{\tan 20}{\cos 20} = 0,3873$$

Buradan $\alpha_n = 22,19^\circ (= 22^\circ 11' 24'')$ olur. Temel dairesi çapları

$$d_{e1} = d_{a1} \cdot \cos \alpha_n = 76,62 \cdot \cos 22,19 = 70,95 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = d_{a2} \cdot \cos \alpha_n = 454,96 \cdot \cos 22,19 = 421,26 \text{ mm}$$

Genişlik

$b = \psi \cdot \pi \cdot m_n$ eşitliğinde $\psi = 12$ alınırsa (iyi işlenmiş ve iki tarafı yataklanmış dişli)

$$b = 12 \cdot \pi \cdot 4,5 = 169,65 \text{ mm}$$

Eksenler arası uzaklık

$$a_n = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{76,62 + 454,96}{2} = 265,79 \text{ mm}$$

b) Sınır diş sayısı

Düz dişlilerde (helisel dişlinin eşdeğeri olan düz dişlide)

teorik sınır diş sayısı $z_e = 17$

pratik sınır diş sayısı $z_e = 14$

olduğuna göre, pratik sınır diş sayısı göz önüne alınarak,

$$z_{\min} = z_e \cdot \cos^3 \beta_n = 14 \cdot (\cos 20)^3 = 11,616$$

olur.

c) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler

$$M_{B1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{40}{1500} = 1910 \text{ daNm}$$

Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{B1}}{d_{B1}} = \frac{2 \cdot 1910}{7,662} = 498,6 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_o = 498,6 \cdot \tan 20 = 181,5 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_o}{\cos \beta_o} = 498,6 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 20} = 193 \text{ daN}$$

Problem 29.12

Bir helisel dişli mekanizmasında 960 d/d 'da iletilen güç 4 kW 'tır. Mekanizmada dişli çarkların eksenleri arasındaki mesafenin 108 mm'den büyük olmaması istenmektedir. Buna göre;

- Dişlilerin diş sayısı ne olmalıdır?
- İmal edilecek dişlilerin taslak boyutları ne olmalıdır?
- Dişli çark çiftinin kavrama oranı nedir?
- Dişlilere etkiyen kuvvet ne kadardır?

Verilenler: Modül $m_n = 2,5 \text{ mm}$, eğim açısı $\beta_o = 15^\circ$, çevrim oranı $i = 4,05$ ve genişlik sayısı $\psi = 10$.

Çözüm 29.12

a) Alın modülü

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_o} = \frac{2,5}{\cos 15^\circ} = 2,588 \text{ mm}$$

Eksenler arası uzaklık: $a_o = m_s \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$ ve çevrim oranı $i = \frac{z_1}{z_2}$ eşitlikleri yardımıyla

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_o}{m_s (i + 1)} = \frac{2 \cdot 108}{2,588 (4,05 + 1)} = 16,52$$

$$z_1 = 16 \text{ alınırsa } z_2 = 16 \cdot 4,05 = 64,8 \approx 65 \text{ olur.}$$

b) Dişli çarkların taslak (ham dişli) boyutları; talaş alma ve tolerans durumları da göz önünde bulundurularak diş üstü çapı ve genişlikleri esas alınarak hazırlanmalıdır. Diş üstü çapları

$$d_{B1} = d_{a1} + 2 \cdot m_n = m_n \cdot z_1 + 2 \cdot m_n = 2,588 \cdot 16 + 2 \cdot 2,5 = 46,4 \text{ mm}$$

$$d_{B2} = d_{a2} + 2 \cdot m_n = 2,588 \cdot 65 + 2 \cdot 2,5 = 173,22 \text{ mm}$$

Genişlik:

$$b_1 = b_2 = \psi \cdot r_n = 10 \cdot \pi \cdot 2,5 = 78,54 \text{ mm}$$

D) halde taslak dişli çarklar $d'_{B1} = 50 \text{ mm}$, $d'_{B2} = 175 \text{ mm}$ çaplarındaki silindirik malmazeden $b'_1 = b'_2 = 80 \text{ mm}$ genişlikte kesilerek hazırlanmalıdır.

c) Helisel dişli çarklarda profil ve atlama karama oranları birlikte göz önüne alınmalıdır. Bu durumda kavrama oranı eşitliği

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_r + \varepsilon_n = \frac{\sqrt{(d_{B1})^2 - (d_{e1})^2} + \sqrt{(d_{B2})^2 - (d_{e2})^2} - 2 \cdot a_o \cdot \sin \alpha_o}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_o} + \frac{6 \cdot \sin \beta_o}{\pi \cdot m_n}$$

belirlenir. Burada standart normal kavrama açısı $\alpha_o = 20^\circ$ olduğundan alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_o = \frac{\tan \alpha_o}{\cos \beta_o} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 0,3768 \text{ ve } \alpha_o = 20,64^\circ$$

Böylece temel dairesi çapları

$$d_{e1} = d_{B1} \cdot \cos \alpha_o = m_n \cdot z_1 \cdot \cos \alpha_o = 2,588 \cdot 16 \cdot \cos 20,64 = 38,748 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = 2,588 \cdot 65 \cdot \cos 20,64 = 157,42 \text{ mm}$$

olduğuna göre profil kavrama oranı

$$\varepsilon_r = \frac{\sqrt{(46,4)^2 - (38,748)^2} + \sqrt{(173,22)^2 - (157,42)^2} - 2 \cdot 108 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot \pi \cdot 2,5 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\varepsilon_r = \frac{25,52 + 72,27 - 73,87}{14,76} = 1,62$$

Atlama kavrama oranı:

$$\varepsilon_a = \frac{6,5 \sin \beta_b}{\pi m_s} = \psi \sin \beta_b = 10 \sin 15^\circ = 2,588$$

Toplam kavrama oranı:

$$\varepsilon_{av} = \varepsilon_r + \varepsilon_a = 1,62 + 2,588 = 4,208 \text{ mm}$$

d) Dişli çarktaki döndürme momenti

$$M_{B1} = 97400 \cdot \frac{P}{n} = 97400 \cdot \frac{4}{960} = 405,8 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre dişli çarka etkiyen teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 M_{B1}}{d_{a1}} = \frac{2 \cdot 405,8}{0,2588 \cdot 16} = 196 \text{ daN}$$

ve dişli çarka etkiyen diş kuvveti (normal kuvvet)

$$F_s = \frac{F_t}{(\cos \alpha_m \cos \beta_s)} = \frac{196}{\cos 20^\circ \cos 15^\circ} \approx 216 \text{ daN}$$

olmaktadır.

Problem 29.13

$P = 22,4 \text{ BG}$ kapasitesindeki tek kademeli bir helisel dişli mekanizmasında giriş devir sayısı $n_1 = 1400 \text{ d/d}$ ve çıkış devir sayısı $n_2 = 560 \text{ d/d}$ dir. Takım tezgahları ana tahrik mekanizması türünden olan ve sıfır dişlilerinden oluşan mekanizmayı projelendiriniz ($\alpha_s = 12,5 \text{ mm}$).

Çözüm 29.13

a) Dişlilerin temel boyutları
Seçilen değerler ve yapılan kabuller:

Pinyon diş sayısı: $z_1 = 22$

Helis eğim açısı: $\beta_o = 22,5^\circ$

Darbe faktörü: $k = 1,25$

Dinamik yük faktörü: $\xi = 1,1$

Malzeme: (Cetvel 28.6) Pinyon Fe50 ve çark DDL-25

Fe50 için (Cetvel 28.6): $\sigma_{em} = 1200 \text{ daN/cm}^2$

$$p_{em} = 3400 \text{ daN/cm}^2$$

Kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,53$ ($\beta_o = 22,5^\circ$ için-Cetvel 28.10)

Form faktörü $\gamma_n = 7,9$ ($z_1 = z_2 / \cos^3 \beta_o$ için-Cetvel 28.3)

Genişlik sayısı $\psi = 12$ (iki taraflı yataklanmış ve iyi işlenmiş helisel dişli)

Elastiklik modülü $E = 1,59 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ (Fe / DDL için-Cetvel 28.5)

Pinyon milindeki döndürme momenti

$$M_{B1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{22,4}{1400} = 1146 \text{ daNcm}$$

a1) Diş dibi mukavemetine göre modül hesabı

$$m_{d1} = 6,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{B1} \cdot \gamma_n \cdot \cos \beta_o}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} = 6,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 1146 \cdot 7,9 \cdot \cos 22,5^\circ}{22 \cdot 1200 \cdot 12 \cdot 1,53}} = 1,72 \text{ mm}$$

a2) Aşınmaya göre modül hesabı

$$m_{a2} = 9,3 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{B1} \cdot E \cdot (i+1) \cdot \cos^4 \beta_o}{z_1^2 \cdot p_{em}^2 \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} = 9,3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 1146 \cdot 1,59 \cdot 10^6 \cdot (2,5+1) \cdot (\cos 22,5^\circ)^4}{(22)^2 \cdot (3400)^2 \cdot 2,5 \cdot 12 \cdot 1,53}} = 2,63 \text{ mm}$$

Eşlikte çevrim oranı $i = n_1/n_2 = 1400/560 = 2,5$ dir.

Böylece standart modül olarak (normal modül) $m_n = 3 \text{ mm}$ seçilir. Alın modülü

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_s} = \frac{3}{\cos 22,5^\circ} = 3,247 \text{ mm}$$

Alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_{ao} = \frac{\tan \alpha_{ao}}{\cos \beta_o} = \frac{\tan 20}{\cos 22,5} = 0,3939 \text{ ve } \alpha_{ao} = 21,5^\circ$$

a.3) Temel boyutlar

	Pinyon	Çark
Diş sayısı, z	22	55
Taksimat dairesi çapı, d_o (mm)	71,44	178,6
Diş başı dairesi çapı, d_b (mm)	77,44	184,6
Diş taban dairesi çapı, d_i (mm)	63,94	171,1
Temel dairesi çapı, d_f (mm)	66,47	166,17
Standart (normal) modül, m_s (mm)	3	
Genişlik, b (mm)	113	
Taksimat, t_s (mm)	9,42	
Diş başı boşluğu, S_b (mm)	0,75	
Eksenler arası uzaklık, a_o (mm)	125	

b) Mil çapı

Pinyon dişli ile giriş mili tek parça olarak imal edilecektir. Ön boyutlandırmada, Fe50 mil malzemesi için, giriş mili çapı

$$d_1 = 134,4 \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 134,4 \sqrt[3]{\frac{22,4}{1400}} = 33,87 \text{ mm}, \quad d_1 = 35 \text{ mm}$$

olur. Çıkış mili çapı (Fe50 malzemesi)

$$d_2 = 134,4 \sqrt[3]{\frac{P}{n_2}} = 134,4 \sqrt[3]{\frac{22,4}{560}} = 46 \text{ mm}, \quad d_2 = 50 \text{ mm}$$

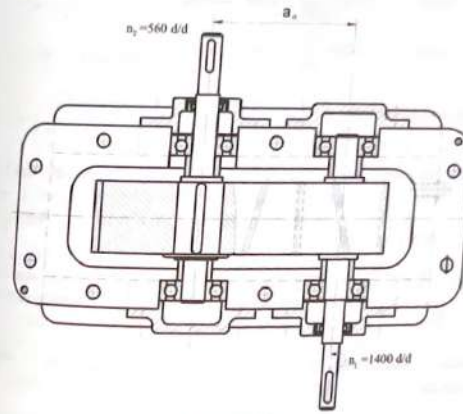
alınır.

c) Yatak kuvvetleri

Bulunan boyutlara göre, Şekil 29.13 'deki gibi bir toplu resim çizildiğinde, yataklar arası uzaklık $\ell = 270 \text{ mm}$ alınabilir.

Dişli çarkların yataklara göre simetrik olarak yerleştirildiğini varsayalım. Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_{st}}{d_{st}} = \frac{2 \cdot 1146}{7,144} = 321 \text{ daN}$$



Şekil 29.13

Radial kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_{ao}}{\cos \beta_o} = 321 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 22,5} = 126,5 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_s = F_t \cdot \tan \beta_o = 321 \cdot \tan 22,5 = 133 \text{ daN}$$

F_s eksenel kuvveti nedeniyle oluşan radial kuvvet

$$F'_r = F_s \cdot \frac{d_{st}}{\ell} = 133 \cdot \frac{7,144}{2,27} = 17,6 \text{ daN}$$

En büyük eğilmenin teğetsel kuvvet etkisinde oluşacağı açıktır.

$$(M_e)_{maks} = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = \frac{321}{2} \cdot \frac{27}{2} = 2167 \text{ daNcm}$$

Burulma momentleri

$$M_{B1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{22,4}{1400} = 1146 \text{ daNcm}$$

$$M_{B2} = 71620 \cdot \frac{P}{n_2} = 71620 \cdot \frac{22,4}{560} = 2865 \text{ daNcm}$$

A yatağındaki radyal kuvvet

$$F_A = \sqrt{\left(\frac{F_c}{2} + F_r\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{126,5}{2} + 17,6\right)^2 + \left(\frac{321}{2}\right)^2} = 180 \text{ daN}$$

B yatağındaki radyal kuvvet

$$F_B = \sqrt{\left(\frac{F_c}{2} - F_r\right)^2 + \left(\frac{F_t}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{126,5}{2} - 17,6\right)^2 + \left(\frac{321}{2}\right)^2} = 167 \text{ daN}$$

Benzer olarak C yatağındaki radyal kuvvet $F_C = F_A = 180 \text{ daN}$ ve D yatağındaki radyal kuvvet de $F_D = F_B = 167 \text{ daN}$ olur.

d) Bileşik zorlanmaya göre mil çapı hesabı

Giriş mili: en büyük eğilme momenti $M_g = 2167 \text{ daNcm}$ ve burulma momenti $M_{B1} = 1146 \text{ daNcm}$ olduğuna göre eşdeğer moment

$$M_{eq} = \sqrt{M_g^2 + \frac{1}{2} M_{B1}^2} = \sqrt{(2167)^2 + \frac{1}{2} (1146)^2} = 2313,6 \text{ daNcm}$$

Fe50 mil malzemesi için $\sigma_{esm} = 630 \text{ daN/cm}^2$ (Cetvel 19.1- Cilt 1) alınabileceğine göre, mil çapı

$$d_1 = \sqrt{\frac{32 M_{eq}}{\pi \sigma_{esm}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 2313,6}{\pi \cdot 630}} = 3,344 \text{ cm}$$

Böylece standart çap $d_1 = 35 \text{ mm}$ alınır.

Çıkış mili: en büyük eğilme momenti $M_g = 2167 \text{ daNcm}$ ve burulma momenti $M_{B2} = 2865 \text{ daNcm}$ için eşdeğer moment

$$M_{eq} = \sqrt{(2167)^2 + \frac{1}{2} (2865)^2} = 2966,5 \text{ daNcm}$$

Mil çapı (Fe50 malzemesi için)

$$d_2 = \sqrt{\frac{32 \cdot 2966,5}{\pi \cdot 630}} = 3,633 \text{ cm}$$

Buradan standart mil çapının $d_2 = 40 \text{ mm}$ alınmasının yeterli olduğu görülür. Bu durumda ön boyutlandırma yaparken sadece burulmaya göre bulduğumuz mil çaplarının esas alınmasının uygun olacağı ortadadır.

e) Yatak seçimi

Mekanizmada sabit bilyalı yataklar kullanılacaktır. Yatak seçimi yapılırken en büyük radyal kuvveti taşıyan A ve C yatakları aynı zamanda $F_r = 133 \text{ daN}$ luk eksenel kuvveti de taşıyor kabul edilerek hesap yapılacaktır. Sonuçta B yatağı, A yatağının ve D yatağı da C yatağının aynısı olarak alınmalıdır.

Giriş mili yatağı (A ve B yatakları);

$d_1 = 35 \text{ mm}$ mil çapı için SKF yatak kataloğundan,

$D = 80 \text{ mm}$

$B = 21 \text{ mm}$

$C = 2550 \text{ daN}$

$C_o = 1800 \text{ daN}$

dan 6307 nolu yatağı seçelim. Bu yatakta

$$\frac{F_r}{C_o} = \frac{133}{1800} = 0,073$$

$$\frac{F_r}{C_o} = 0,07 \text{ değeri için } e = 0,27$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_a}{F_A} = \frac{133}{180} = 0,74 > e = 0,27$$

O halde dinamik eşdeğer yük için katalogdan $X = 0,56$ ve $Y = 1,6$ alınır. Böylece

$$F = X F_r + Y F_a = 0,56 \cdot 180 + 1,6 \cdot 133 = 313,6 \text{ daN}$$

Yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^e \quad (\text{milyon devir})$$

Burada $e = 3$ (bilyalı yatak) olduğuna göre

$$L = \left(\frac{2550}{313,6} \right)^3 = 537,6 \text{ milyon devir}$$

veya

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{537,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 1400} = 6400 \text{ saat}$$

Çıkış mili yatağı (C ve D yatakları);

$d_2 = 50 \text{ mm}$ için yine SKF yatak kataloğundan,

$D = 80 \text{ mm}$

$B = 16 \text{ mm}$

$C = 1660 \text{ daN}$

$C_s = 1330 \text{ daN}$

olan 6010 nolu yatağı seçelim. Bu yatakta

$$\frac{F_a}{C_s} = \frac{133}{1330} = 0,1$$

Böylece $\frac{F_a}{C_s} = 0,13$ için $e = 0,31$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{133}{180} = 0,74 > e = 0,31$$

O halde $X = 0,56$ ve $Y = 1,4$ olur. Dinamik eşdeğer yük

$$F = 0,56 \cdot 180 + 1,4 \cdot 133 = 287 \text{ daN}$$

Yatağın ömrü

$$L = \left(\frac{1660}{287} \right)^3 = 193,5 \text{ milyon devir}$$

ve

$$L_h = \frac{193,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 560} = 5760 \text{ saat}$$

olur.

İ) Feder hesabı

Sadece çıkış mili üzerinde feder bulunmaktadır. Feder malzemesi olarak Fe60 seçilirse $\tau_{em} = 300 \text{ daN/cm}^2$ ve göbek (dişli çark) malzemesi DDL-25 için

$p_{em} = 500 \text{ daN/cm}^2$ alınır (Cilt I-Cetvel 15.4 ve 15.5). $d_2 = 50 \text{ mm}$ mil çapı için (Cilt I-Cetvel 15.3) $b \cdot h = 14,9 \text{ mm} \cdot \text{mm}$, $t_1 = 5,5 \text{ mm}$ ve $t_2 = 2,9 \text{ mm}$

Mildeki teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{62}}{d_2} = \frac{2 \cdot 2865}{50} = 1146 \text{ daN}$$

1.1) Federin kesilmesine göre

$$\tau_s = \frac{F_t}{b \cdot t} \leq \tau_{em}$$

Buradan feder uzunluğu olarak

$$t \geq \frac{1146}{14 \cdot 300} = 2,73 \text{ cm}$$

bulunur.

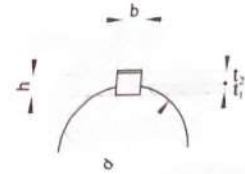
1.2) Göbeğin ezilmesine göre

$$p_{es} = \frac{F_t}{L \cdot t_2} \leq p_{em}$$

Böylece federin uzunluğu

$$t \geq \frac{1146}{0,29 \cdot 500} = 7,9 \text{ cm}$$

Sonuç olarak feder uzunluğunu $t = 100 \text{ mm}$ seçebiliriz. Bu değer dişli çarkın genişliğinden ($b = 113 \text{ mm}$) daha küçük olduğu için uygundur.



Problem 29.14

İki helisel dişliden oluşan bir redüktörde dişli malzemeleri Fe70 ve DDL-25 olup pinyonun diş sayısı $z_1 = 18$, helis eğim açısı $\beta_o = 15^\circ$, genişlik $b = 60 \text{ mm}$, standart modül $m_n = 4 \text{ mm}$, pinyon devir sayısı $n_1 = 700 \text{ d/d}$ ve çevrim oranı $i = 4,5$ 'dir. İşletme esnasında büyük dişli çarkın dişlerinden birisi kırılmıştır. Buna göre:

- Mekanizmanın ilettiği gücü bulunuz ($\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{4}$ alınacaktır).
- Büyük dişliye etkiyen kuvvetleri bulunuz ve şekil çizerek gösteriniz.

Bilinenler: Darbe faktörü $k = 1,25$; dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$; kavrama oranı $x_p = 1,65$ ve mekanizmanın verimi $\eta = 0,94$ dır.

Çözüm 29.14

a) Burada kırılan çark (büyük dişli) olduğuna göre, çarkın diş dibi mukavemeti esas alınmalıdır. Çark malzemesinin emniyeti

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{4} = \frac{25}{4} = 6,25 \text{ daN/mm}^2$$

Çarkın diş sayısı

$$z_2 = i z_1 = 4,5 \cdot 18 = 81$$

Genişlik sayısı

$$\psi = \frac{b}{\pi m_n} = \frac{60}{\pi \cdot 4} = 4,77$$

Eşdeğer diş sayısı

$$z_{e2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_o} = \frac{81}{(\cos 15^\circ)^3} = 89,87$$

Doğrusal dönüşümle Cetvel 28.3'ten $\gamma_n = 6,4$ alınır. Böylece çarktaki döndürme momenti

$$M_b = \left(\frac{m_n}{6} \right)^3 \cdot \frac{z_2 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot x_p}{k \cdot \xi \cdot \gamma_n \cdot \cos \beta_o} = \left(\frac{4}{6} \right)^3 \cdot \frac{18 \cdot 6,25 \cdot 4,77 \cdot 1,65}{1,25 \cdot 1,1 \cdot 6,4 \cdot \cos 15^\circ} = 13889 \text{ daNm}$$

Mekanizmanın ilettiği güç

$$P = \frac{M_{b2} \cdot n_2}{71620 \cdot \eta}$$

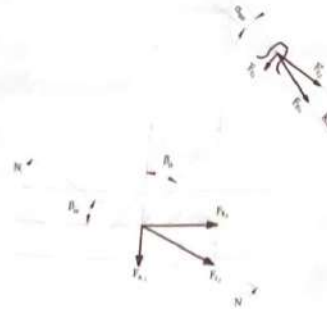
Burada $n_2 = n_1 / i = 700 / 4,5 = 155,6 \text{ d/d}$ olduğuna göre

$$P = \frac{13889 \cdot 155,6}{71620 \cdot 0,94} = 32,1 \text{ BG}$$

b) Büyük dişliye etkiyen kuvvetler

$d_{a2} = 4,81 = 324 \text{ mm}$ olduğuna göre teğetsel kuvvet

$$F_{t2} = \frac{M_{b2}}{r_{o2}} = \frac{13889}{16,2} = 857,3 \text{ daN}$$



Şekil 29.14 Dişli çarka etkiyen kuvvetler

Eksenel kuvvet

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_o = 857,3 \cdot \tan 15^\circ = 230 \text{ daN}$$

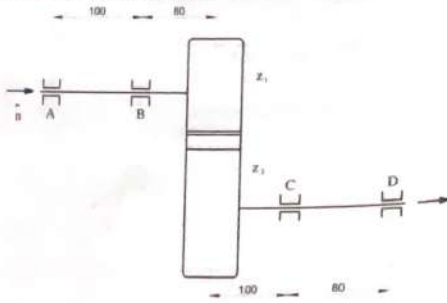
Radial kuvvet

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\tan \alpha_{en}}{\cos \beta_o} = 857,3 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 323 \text{ daN}$$

Problem 29.15

Şekil 12.12'de şematik olarak görülen helisel dişli çark mekanizmasında $z_1 = 20$, $\alpha_{no} = 20^\circ$, $\beta_o = 26^\circ$, $m_n = 4 \text{ mm}$, $b = 60 \text{ mm}$, $i = 2,15$; $n_1 = 1600 \text{ d/d}$, $P = 12 \text{ kW}$, $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$, $\sigma_{em} = 9 \text{ daN/mm}^2$, $P_{em} = 28 \text{ daN/mm}^2$, $k = 1,25$; $\xi = 1,1$; $\varepsilon_p = 1,63$ ve $\gamma_n = 7,8$ değerleri bilinmektedir.

- a) Bir dişe gelen normal kuvveti bulunuz ve pinyon dişlinin diş dibi ile diş yüzeyi mukavemetini kontrol ediniz.
b) A ve B yataklarına etkiyen kuvvetleri bulunuz. Giriş milindeki eğilme ve burulma momenti diyagramlarını çiziniz.



Şekil 29.15

Cözüm 29.15

- a) Döndürme momenti

$$M_{B1} = 97400 \cdot \frac{P}{n_1} = 97400 \cdot \frac{12}{1600} = 730,5 \text{ daNcm}$$

Yuvarlanma dairesi çapı

$$d_{e1} = \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_1 = \frac{4}{\cos 26} 20 = 89 \text{ mm}$$

Dişe etkiyen teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_{B1}}{d_{e1}} = \frac{2 \cdot 730,5}{8,9} = 164,15 \text{ daN}$$

ve normal kuvvet (diş kuvveti)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{no} \cos \beta_o} = \frac{164,15}{\cos 20 \cos 26} = 194,35 \text{ daN}$$

Diş dibi mukavemeti kontrolü:

$$\sigma = \left(\frac{6}{m_n} \right)^3 \cdot \frac{k \xi M_{B1} \gamma_n \cos \beta_o}{z_1 \psi \varepsilon_p}$$

$$\text{Burada } \psi = \frac{b}{\pi m_n} = \frac{60}{\pi \cdot 4} = 4,8 \text{ olup}$$

$$\sigma = \left(\frac{6}{4} \right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 730,5 \cdot 7,8 \cos 26}{20 \cdot 4,8 \cdot 1,63} = 152 \text{ daN/cm}^2$$

Burada $\sigma = 152 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{em} = 900 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan uygundur.

Diş yüzeyinin ezilme kontrolü:

$$p = \sqrt[3]{\left(\frac{9}{m_n} \right)^3 \cdot \frac{k \xi M_{B1} E (i+1) \cos^4 \beta_o}{z_1^2 i \psi \varepsilon_p}} = \sqrt[3]{\left(\frac{9}{4} \right)^3 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,1 \cdot 730,5 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (2,15+1) \cdot (\cos 26)^4}{(20)^2 \cdot 2,15 \cdot 4,8 \cdot 1,63}} = 2709,3 \text{ daN/cm}^2$$

ve böylece $p_{em} = 2709,3 \text{ daN/cm}^2 < p_{em} = 2800 \text{ daN/cm}^2$ olduğu için uygundur.

- b) Dişli çiftine etkiyen kuvvetler:

Teğetsel kuvvet $F_t = 164,15 \text{ daN}$

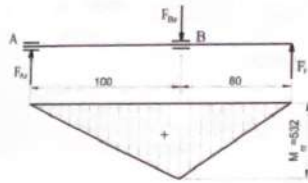
Radyal kuvvet $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} / \cos \beta_o = 164,15 \cdot \tan 20 / \cos 26 = 66,5 \text{ daN}$

Eksenel kuvvet $F_a = F_t \cdot \tan \beta_o = 164,15 \cdot \tan 26 = 80 \text{ daN}$

- k) Düşey düzlemde $-F_r$ kuvveti etkisi

$$\sum M_A = 0 \text{ yazılımından}$$

$$F_{Bt} = F_r \cdot \frac{180}{100} = 66,5 \cdot \frac{180}{100} = 119,7 \text{ daN}$$

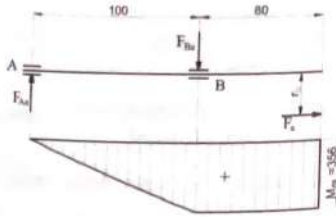


$$F_{At} = F_{Bt} - F_r = 53,2 \text{ daN}$$

Eğilme momenti

$$M_{et} = F_r \cdot 8 = 66,5 \cdot 8 = 532 \text{ daNcm}$$

b.2) Düşey düzlemde - F_r kuvveti etkisi



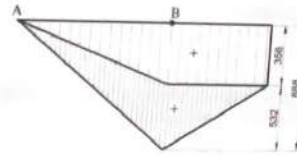
$$r_{et} = m_a z_1 (2 \cos \beta_a) = 4,20 (2 \cos 26) = 44,5 \text{ mm için}$$

$$-F_{At} = F_{Bt} = \frac{F_r r_{et}}{100} = \frac{80,44,5}{100} = 35,6 \text{ daN}$$

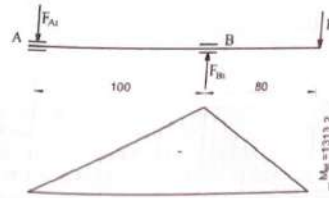
Eğilme momenti

$$M_{et} = F_r r_{et} = 80,44,5 = 356 \text{ daNcm}$$

Düşey düzlemde eğilme momentleri toplamı



b.3) Yatay düzlemde - F_r kuvveti etkisi



$$\sum M_a = 0 \text{ yazılımından}$$

$$F_{Bt} = F_r \cdot \frac{180}{100} = 164,15 \cdot \frac{180}{100} = 295,5 \text{ daN}$$

$$F_{At} = F_{Bt} - F_r = 131,35 \text{ daN}$$

Eğilme momenti

$$M_{et} = F_r \cdot 8 = 164,15 \cdot 8 = 1313,2 \text{ daNcm}$$

b.4) Toplam eğilme momenti

$$M_t = \sqrt{(M_{et} + M_{et})^2 + (M_{et})^2} = \sqrt{(532 + 356)^2 + (1313,2)^2} = 1585,26 \text{ daNcm}$$

Yataksız etkiyen radyal kuvvetler

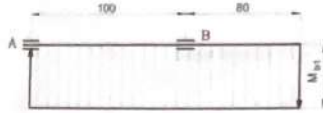
$$F_A = \sqrt{(F_{At} + F_{At})^2 + (F_{At})^2} = \sqrt{(53,2 + 35,6)^2 + (131,35)^2} = 158,5 \text{ daN}$$

$$F_B = \sqrt{(F_{Bt} + F_{Bt})^2 + (F_{Bt})^2} = \sqrt{(119,7 + 35,6)^2 + (295,5)^2} = 334 \text{ daN}$$

Giriş milindeki burulma momenti

$$M_M = 730,5 \text{ daNm}$$

olup bu moment güç giriş-çıkış mesafesince düzgün olarak etki etmektedir. Bu durumda burulma momenti diyagramı aşağıdaki gibi olur.



Problem 29.16

Bir binek otomobilinin 4 hız kademeli vites kutusuna ait dişli grubu düzeni Şekil 29.16'da görüldüğü gibidir. Dişli grubunun birinci kademesi silindirik düz dişli, diğer kademeleri silindirik helisel dişlilerden oluşmaktadır. Düz dişlilerin diş sayıları $z_1 = 16$ ve $z_2 = 61$ olup modülü 4 mm 'dir. Vites kutusundaki hız oranları (dişli grupları arasındaki çevrim oranları) birinci vitesten dördüncü vitese kadar, sırasıyla, $i_1 = 3,8125$, $i_2 = 2,1154$, $i_3 = 1,3$ ve $i_4 = 1,0$ şeklindedir.

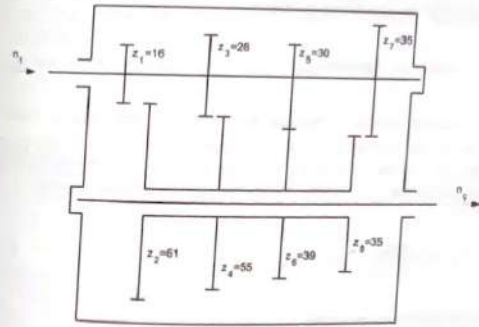
- Vites kutusu giriş milinin dönme sayısı 3000 d/d olduğu durumda araba 3. vitese giderken çıkış milinin devir sayısı ne olur?
- Standart (normal) modülü $m_n = 3,5 \text{ mm}$ olan 2. grup dişlilerin helis eğim açısı ve eşdeğer diş sayıları nedir?
- Aracın motor gücü 65 BG olup dönme sayısı 3000 d/d iken vites kutusu çıkışında elde edilecek en büyük döndürme momenti hangi dişli grubu ile elde edilir ve büyüklüğü nedir?
2. grupta bulunan helisel dişlilerin dişlerinin kırılmadan çalışabilmesi için malzemesinin nasıl seçilmesi gerektiğini söyleyiniz. Dinamik yük faktörü $\xi = 1,1$, darbe faktörü $k = 1,5$, diş genişlik sayısı $\psi = 5$ ve profil kavrama oranı $\varepsilon_p = 1,46$ alınacaktır.

Çözüm 29.16

3. vites konumunda çıkış milinin dönme sayısı

$$n_3 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{3000}{1,3} = 2307,7 \text{ d/d}$$

- Şekil 29.16'dan da görüldüğü gibi eksenler arası uzaklık bütün dişli grupları için aynıdır. Silindirik düz dişli için bu değer



Şekil 29.16

$$a_1 = m_n \frac{z_1 + z_2}{2} = 4 \cdot \frac{16 + 61}{2} = 154 \text{ mm}$$

İkinci grup dişli (helisel dişli) için bu uzaklığı yazarsak

$$a_{n2} = a_n = \frac{m_n}{\cos \beta_{n2}} \cdot \frac{z_3 + z_4}{2}$$

Bundan

$$\cos \beta_{n2} = \frac{m_n (z_3 + z_4)}{2 a_n} = \frac{3,5 (26 + 55)}{2 \cdot 154} = 0,92$$

bu böylece helis eğim açısı $\beta_{n2} = 23^\circ$ bulunur. Eşdeğer diş sayıları

$$z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta_{n2}} = \frac{26}{(\cos 23^\circ)^3} = 33,33$$

$$z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta_{n2}} = \frac{55}{(\cos 23^\circ)^3} = 70,5 \text{ olmaktadır.}$$

c) Güç ileten millerde döndürme momenti

$$M_n = 71620 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{daNcm})$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Burada kayıplar göz ardı edilirse (verim $\eta = 1$ alınarak) en büyük momentin en küçük devir sayısında oluşacağı açıktır. Vites kutusundaki hız oranları göz önüne alındığında en büyük döndürme momentinin birinci dişli grubunda (1. viteste) meydana geldiği görülür. Böylece 1. vitesteki dönme sayısı

$$n_n = \frac{n_1}{i_1} = \frac{3000}{3.8125} = 786.88 \text{ d/d}$$

ve en büyük döndürme momenti

$$M_n = 71620 \cdot \frac{65}{786.88} = 5916.15 \text{ daNcm}$$

olmaktadır.

d) Dişlerin kırılmaması için diş dibi mukavemetinin yeterli olması gerekir. Bu durumda normal modül

$$m_n = 6 \sqrt{\frac{\xi k M_{n2} \cos \beta_{n2}}{z_2 \sigma_F \psi_F}} \quad (\text{mm})$$

Burada

$$M_{n2} = 71620 \cdot \frac{P}{n_2} = 71620 \cdot \frac{15.54}{3000} = 3282.6 \text{ daNcm}$$

olduğuna göre

$$\sigma_F = \left(\frac{6}{m_n} \right)^3 \cdot \frac{k \xi M_{n2} \cos \beta_{n2}}{z_2 \psi_F} = \left(\frac{6}{3.5} \right)^3 \cdot \frac{1.5 \cdot 1.3282.6 \cdot \cos 23^\circ}{26.5146} = 132.26 \text{ daN/cm}^2$$

Görüldüğü gibi diş dibi mukavemetinin yeterli olması yani dişlerin kırılmadan çalışabilmesi için kullanılan malzemenin eğilme emniyet gerilmesi en az $\sigma_{F, \text{em}} = 132.26 \text{ daN/cm}^2$ olmalıdır. Ancak vites kutusu dişlileri için genellikle şartlandırılan malzemeler sınıfından seçim yapılmalıdır. Bu nedenle burada da en azından bir sementasyon çeliği (örneğin C15 çeliği) kullanılması uygun olacaktır.

Problem 29.17

Eksenleri arasındaki açı $\phi = 90^\circ$ olan evolvent profilili ($\alpha_n = 20^\circ$) standart bir düz konik dişli çiftindeki devir sayılarının oranı $n_1/n_2 = 600/300$ ve taşınan güç $P = 12 \text{ BG}$ dür. İşletme darbesiz olup $k = 1$, dinamik yük faktörü $\xi = 1.5$, pinyon dişlinin diş sayısı $z_1 = 19$, dişlilerin malzemesi C15 olduğuna göre (dişliler sement edilmiştir):

- Dişli mekanizmasının ana boyutlarını hesaplayınız.
- Büyük dişli yataklarına etkiyen radyal ve eksenel kuvvetlerin büyüklüğünü bulunuz. Yataklar arası uzaklık $\ell = 130 \text{ mm}$ ve dişli çark, yataklara göre simetrik yerleştirilmiştir.

Çözüm 29.17

a) Mekanizmanın ana boyutları

$$\text{C15 malzemesi için} \quad \sigma_{F, \text{em}} = 1250 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_{\text{em}} = 15000 \text{ daN/cm}^2$$

Çevrim oranı $i = \frac{600}{300} = 2$ ve $\phi = 90^\circ$ için (Çetvel 28.12) genişlik oranı

$\psi = b/d_{a2} = 0.336$, Kavrama oranı $\varepsilon = 1$ (emniyet bakımından). Çevrim oranı $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$, eşitliğinden büyük dişlinin diş sayısı $z_2 = i z_1 = 2 \cdot 19 = 38$. Ayrıca

$\phi = 90^\circ$ için $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \delta_1}$ eşitliğinden konik yarı açıları

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{1}{2} = 0.5 \text{ ve } \delta_1 = 26.565^\circ$$

$$\phi = \delta_1 + \delta_2 \text{ eşitliğinden } \delta_2 = 63.435^\circ \text{ olur.}$$

Döndürme momenti

$$M_{n1} = 71620 \cdot \frac{P}{n_1} = 71620 \cdot \frac{12}{600} = 1432.4 \text{ daNcm}$$

Etkiyeç diş sayısı

$$z_a = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{\cos 26,565} = 21,24$$

Böylece Cetvel 28.3'ten doğrusal dönüşümle $\gamma' = 8,3$ bulunur.

a.1) Diş dibi mukavemetine göre modül hesabı, Ortalama modül

$$m_a = 8,6 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{H1} \cdot \gamma' \cdot (1 - \psi \cdot \sin \delta_1)}{\sigma_m \cdot z_1^2 \cdot \psi \cdot \varepsilon}} \\ = 8,6 \sqrt{\frac{1,15 \cdot 1432,4 \cdot 8,3 \cdot (1 - 0,336 \cdot \sin 26,565)}{1250 \cdot (19)^2 \cdot 0,336}} = 3,991 \text{ mm}$$

a.2) Aşınmaya göre ortalama modül

$$m_a = 12,9 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{H1} \cdot (i \cdot \cos \delta_1 + \cos \delta_2) \cdot (1 - \psi \cdot \sin \delta_1) \cdot E}{(p_m)^2 \cdot z_1^2 \cdot \psi \cdot \varepsilon}} \\ = 12,9 \sqrt{\frac{1,15 \cdot 1432,4 \cdot (2,0894 + 0,447) \cdot (1 - 0,336 \cdot 0,447) \cdot 2,1 \cdot 10^4}{(15000)^2 \cdot (19)^2 \cdot 2,0336 \cdot 1}} = 6,96 \text{ mm}$$

Böylece diş modül

$$m_a = \frac{m_a}{1 - \psi \cdot \sin \delta_1} = \frac{6,96}{1 - 0,336 \cdot \sin 26,565} = 8,19 \text{ mm}$$

Standart modülün 10 mm seçilmesi halinde boyutlar fazla büyük olacağından $m_a = 8 \text{ mm}$ seçilmesi önemli bir sakınca yaratmayacaktır.

a.3) Dişlilerin boyutları

	Pinyon	Çark
Diş sayısı, z	19	38
Standart (diş) modül, m_s (mm)		8
Ortalama modül, m_a (mm)		6,96
Diş taksimat dairesi çapı, d_s (mm)	152	304
Diş başı dairesi çapı, d_a (mm)	166,31	311,15
Diş taban dairesi çapı, d_f (mm)	143,41	299,70
Ortalama taksimat dairesi çapı, d_m (mm)	129,19	258,38
Genişlik, b (mm)		51

Yuvarlanma konileri tepe yarı açıları
Malzeme (semente edilmiş)

26,565°

63,435°

C15

b) Büyük dişli yataklarına etkiyen kuvvetler:
Teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{H1}}{d_{a1}} = \frac{2 \cdot 1432,4}{12,919} = 222 \text{ daN}$$

Büyük dişliye etki eden radyalkuvvet

$$F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha_s \cdot \cos \delta_2 = 222 \cdot \tan 20 \cdot \cos 63,435 = 36 \text{ daN}$$

Büyük dişliye etkiyen eksenel kuvvet

$$F_{a1} = F_t \cdot \tan \alpha_s \cdot \sin \delta_1 = 222 \cdot \tan 20 \cdot \sin 63,435 = 72,3 \text{ daN}$$

F_{a1} eksenel kuvvetinin oluşturduğu radyal kuvvet

$$F_{r1} = \pm \frac{F_{a1} \cdot r_{a2}}{\ell} = \pm \frac{72,3 \cdot 258,38}{2,130} = \pm 72 \text{ daN}$$

Dişli çark, yataklara göre tam ortada olduğuna göre, A yatağındaki radyal kuvvet

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_{r2}}{2} + F_{r1}\right)^2 + \left(\frac{F_{a1}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{36}{2} + 72\right)^2 + \left(\frac{222}{2}\right)^2} = 143 \text{ daN}$$

B yatağındaki radyal kuvvet

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_{r2}}{2} - F_{r1}\right)^2 + \left(\frac{F_{a1}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{36}{2} - 72\right)^2 + \left(\frac{222}{2}\right)^2} = 123,4 \text{ daN}$$

Ayrıca $F_{a1} = 72,3 \text{ daN}$ luk eksenel kuvvet A veya B yataklarından birisi tarafından taşınacaktır.

Problem 29.18

Bir konik dişli çarkta diş genişliği 50 mm, diş sayısı 19, diş üstü çapı 104,48 mm dir. Bu çarkın diş dibi emniyet gerilmesi 13,5 daN/mm² olup 1435 d/d ile çalışan $\alpha_s = 20^\circ$ çevrim oranlı bir mekanizmada kullanılmaktadır. Diğer bilinenler: $\delta_1 = 90^\circ$; $k = 1,25$; $\xi = 1,1$ ve $c = 1$ dir. Bu çarkın emniyetle taşıyabileceği en büyük moment ve güç ne kadardır?

Çözüm 29.18

Diş üstü dairesi çapı

$$d_s = d_a + 2h_s \cdot \cos \delta_i$$

Burada $d_a = m_s \cdot z$, $h_s = m_s$, $i = 1/\tan \delta_i$ ve

$$\tan \delta_i = \frac{1}{i} = \frac{1}{3} = 0,3333; \delta_i = 18,435^\circ$$

olduğuna göre diş modül (standart modül)

$$m_s = \frac{d_s}{z + 2 \cdot \cos \delta_i} = \frac{104,48}{19 + 2 \cdot \cos 18,435} = 5 \text{ mm}$$

Ortalama modül

$$m_s = \frac{d_s}{z_i} = \frac{d_{a1} - b \cdot \sin \delta_i}{z_i} = m_s - \frac{b \cdot \sin \delta_i}{z_i} = 5 - \frac{50 \cdot \sin 18,435}{19} = 4,168 \text{ mm}$$

Dişli çarkın diş dibi mukavemeti bakımından ortalama modül

$$m_s = 8,6 \sqrt{\frac{k \cdot F_t \cdot M_1 \cdot \gamma' \cdot (1 - \psi \cdot \sin \delta_i)}{\sigma_m \cdot z_i^2 \cdot \psi \cdot E}}$$

Burada $z_s = \frac{z}{\cos \delta_i} = \frac{19}{\cos 18,435} = 20$ olup Cetvel 28.3'ten $\gamma' = 8,1$ alınır. Ayrıca $i = 3$ için $\psi = 0,474$ (Cetvel 28.11) olduğu görülür. Böylece döndürme momenti

$$M_1 = \left(\frac{4,168}{8,6} \right)^3 \cdot \frac{(19)^3 \cdot 1350 \cdot 0,474 \cdot 1}{1,25 \cdot 1,1 \cdot 8,1 \cdot (1 - 0,474 \cdot \sin 18,435)} = 2777,45 \text{ daNm}$$

ve iletilen güç

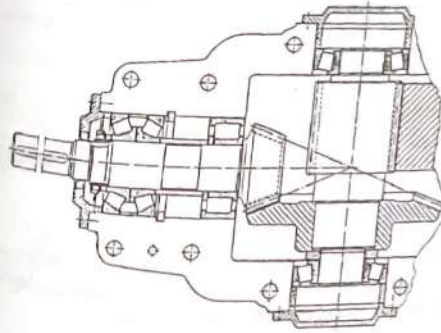
$$P = \frac{M_1 \cdot n}{71620} = \frac{2777,45 \cdot 1435}{71620} = 55,65 \text{ BG veya } P = 40,92 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Problem 29.19

Bir dişli kutusunun ilk kademesini oluşturan düz konik dişli çark çiftinin çevrim oranı 2,722'dir. İletilen güç 13,2 kW, giriş milinin devir sayısı 1420 d/d, pinyonun diş sayısı 18, dinamik yük faktörü $\xi = 1,25$, darbe faktörü $k = 1,25$ ve genişlik sayısı $\psi = 0,474$ olarak bilinmektedir. Dişli çark malzemesi C15 sementasyon çeligi olup diş yüzeyi sertleştirilmiştir.

- Koni tepelerinin kesişme açısı $\phi = 90^\circ$ olduğuna göre koni yarı açılarını hesaplayınız. Büyük dişlinin diş sayısı nedir?
- Güç iletiminde yüzey basıncı dolayısıyla aşınma önemli rol oynadığına göre standart modül olarak $m_s = 6 \text{ mm}$ yeterli midir?
- Dişli çiftinin genişliğini bulunuz. Özelliklerini tartışınız.
- Dişli çarkın yatakları arasındaki uzaklık $\ell_1 = 200 \text{ mm}$ ve ilk yatağın dişli orta noktasına uzaklığını $\ell_2 = 60 \text{ mm}$ alarak yatak kuvvetlerini hesaplayınız ve bir şekil üzerinde gösteriniz.



Şekil 29.19

Çözüm 29.19

a) Koni yarı açıları

$$\tan \delta_i = \frac{1}{i} = \frac{1}{2,722} = 0,367374 \text{ ve } \delta_i = 20,17^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90 - 20,17 = 69,83^\circ$$

Büyük dişlinin diş sayısı

$$z_2 = i, z_1 = 2,722.18 \approx 49$$

b) Yüzey basıncına (ezilmeye) göre ortalama modül eşitliği

$$m_n = 12,9 \sqrt{\frac{k \cdot \xi \cdot M_n (i \cdot \cos \delta_1 + \cos \delta_2) (1 - \psi \sin \delta_1) E}{p_m^2 z_1^3 i \psi \varepsilon}}$$

Burada

$$M_n = 97400 \cdot \frac{P}{n} = 97400 \cdot \frac{13,2}{1420} = 905,4 \text{ daNcm}$$

Çelik malzeme için $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$ ve konik dişlide, emniyet bakımından, kavrama oranı $\varepsilon = 1$ alınabilir.

Diğer taraftan ortalama modül

$$m_n = m_n (1 - \psi \sin \delta_1) = 6 (1 - 0,474 \sin 20,17) = 5,02 \text{ mm}$$

olduğuna göre dişlerdeki yüzey basıncı değeri

$$p_m = \sqrt{\left(\frac{12,9}{5,02}\right)^2 \cdot \frac{1,25 \cdot 1,25 \cdot 905,4 (2,722 \cos 20,17 + \cos 69,83) (1 - 0,474 \sin 20,17) 2,1 \cdot 10^4}{18^3 \cdot 2,722 \cdot 0,474 \cdot 1}}$$

$$p_m = 17,110^1 = 17104 \text{ daN/cm}^2$$

C15 malzemesinin emniyetli yüzey basıncı değeri $p_m = 15000 \text{ daN/cm}^2$, bu durumda $p_m = 17104 \text{ daN/cm}^2 > p_m = 15000 \text{ daN/cm}^2$ olduğundan verilen modüle göre boyutlandırılan dişli yeterli emniyetle çalışamazlar.

C15 malzemesinden yapılan dişlinin modülü

$$m_n = 12,9 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1,25 \cdot 905,4 (2,722 \cos 20,17 + \cos 69,83) (1 - 0,474 \sin 20,17) 2,1 \cdot 10^4}{(15000)^2 (18)^3 \cdot 2,722 \cdot 0,474 \cdot 1}}$$

$$= 5,479 \text{ mm}$$

Standart modül

$$m_s = \frac{m_n}{1 - \psi \sin \delta_1} = \frac{5,479}{1 - 0,474 \sin 20,17} = 6,549 \text{ mm}$$

O halde standart modül olarak $m_s = 8 \text{ mm}$ seçilmelidir.

c) Dişli çarkın genişliği için

$$b \cdot \frac{\sin \delta_1}{r_{a1}} \leq 0,3$$

olmalıdır. Aksi halde genişlik arttıkça dişlerin sivrilmesi artar ve dengeli yük taşıyamaz.

$$d_{a1} = m_s \cdot z_1 = 8 \cdot 18 = 144 \text{ mm olduğuna göre}$$

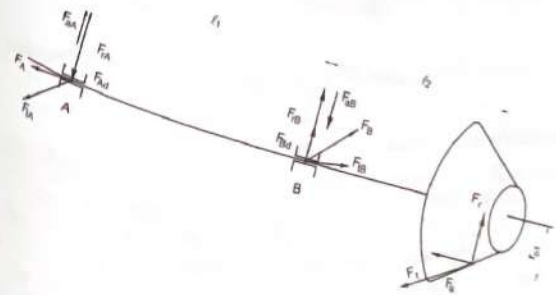
$$b \leq 0,3 \cdot \frac{72}{\sin 20,17} = 62,64 \text{ mm}$$

Ancak verilen genişlik sayısına göre $\psi = \frac{b}{d_{a1}} = 0,474$ eşitliğinden dişlinin genişliği

$$b = 0,474 \cdot 144 = 68,256 \text{ mm}$$

biraz fazla olduğu görülür. Sonuç olarak diş genişliğinin küçük olan değerde seçilmesi ve genişlik sayısının daha küçük olması gerektiği görülür.

d) Yatak kuvvetleri hesabı



Şekil 29.19 Konik dişliye ve yataklarına etkiyen kuvvetler

Dişli genişliği $b = 60 \text{ mm}$ alınırsa ortalama taksimat dairesi çapı

$$d_{a1} = d_{a2} - 2b \cdot \sin \delta_1 = 144 - 2 \cdot 60 \cdot \sin 20,17 = 102,6 \text{ mm}$$

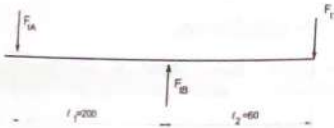
Buna göre diş kuvvetinin bileşenleri

$$F_{a1} = \frac{2 \cdot M_{a1}}{d_{a1}} = \frac{2 \cdot 905,4}{102,6} = 176,5 \text{ daN}$$

$$F_{a1} = F_{a1} \cdot \tan \alpha_s \cdot \sin \delta_1 \quad (\alpha_s = 20^\circ - \text{standart kavrama açısı}) \\ = 176,5 \cdot \tan 20 \cdot \sin 20,17 = 22 \text{ daN}$$

$$F_{t1} = F_{a1} \cdot \tan \alpha_s \cdot \cos \delta_1 = 176,5 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 20,17 = 60,3 \text{ daN}$$

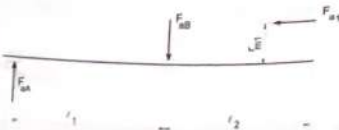
Yatay düzlemde F_{t1} kuvveti etkisi



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{l_2}{l_1} = 176,5 \cdot \frac{60}{200} = 53 \text{ daN}$$

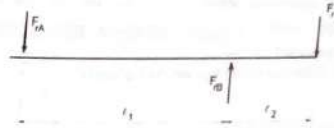
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1} = 176,5 \cdot \frac{260}{200} = 229,5 \text{ daN}$$

Düştü düzlemde F_{a1} kuvveti



$$F_{a1} = -F_{a2} = F_{a1} \cdot \frac{r_{a1}}{r_{a2}} = 22 \cdot \frac{51,3}{200} = 5,6 \text{ daN}$$

Düştü düzlem F_{a1} kuvveti



$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{l_2}{l_1} = 60,3 \cdot \frac{60}{200} = 18 \text{ daN}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1} = 60,3 \cdot \frac{260}{200} = 78,4 \text{ daN}$$

Düştü düzlemde A ve B yataklarına etkiyen radyal kuvvetler

$$F_{a1} = F_{a1} - F_{a2} = 18 - 5,6 = 12,4 \text{ daN}$$

$$F_{a1} = F_{a1} - F_{a2} = 78,4 - 5,6 = 72,8 \text{ daN}$$

A yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_A = \sqrt{(F_{a1})^2 + (F_{a2})^2} = \sqrt{(53)^2 + (12,4)^2} = 54,4 \text{ daN}$$

B yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_B = \sqrt{(F_{a1})^2 + (F_{a2})^2} = \sqrt{(229,5)^2 + (72,8)^2} = 240,8 \text{ daN}$$

Problem 29.20

Bir çelik bantlı konveyöre ait redüktör Şekil 29.20'deki gibi düzenlenmiştir. Redüktörün birinci kademesi $z_1 = 18$, $z_2 = 63$, standart (diş) modülü 3 mm ve genişliği 20 mm konik dişlilerden, ikinci kademesi $z_3 = 20$, $z_4 = 97$ ve normal modülü $m_n = 4 \text{ mm}$ olan silindirik helisel dişlilerden ve üçüncü kademesi $z_5 = 19$, $z_6 = 106$ ve modülü 4 mm olan silindirik düz dişlilerden oluşmaktadır. Çapı 400 mm olan tamburdaki bantın çekme hızı $0,375 \text{ m/s}$ ve çekme kuvveti 1500 daN 'dur. Buna göre,

a) Redüktörü döndürecek motorun devir sayısı ne olmalıdır?

b) Helisel dişli grubu ile düz dişli grubunun eksen mesafesi eşit olursa helisel dişlinin eğim açısı (β_s) ne olur?

c) Konik dişlilerin koni yarı açıları ve taksimat konilerinin dış çaplarını hesaplayınız?

d) Konik dişli grubunun verimi $\eta_1 = 0,97$, helisel dişli grubunun verimi $\eta_2 = 0,98$, düz dişli grubunun verimi $\eta_3 = 0,96$ ve her bir mile ait (iki adet) yuvarlanmalı yatağın verimi $\eta_4 = 0,99$ olduğuna göre konveyörü çalıştıracak motorun gücü ne olmalıdır?

e) II nolu mildeki eksenel kuvvet ne kadardır?

Çözüm 29.20

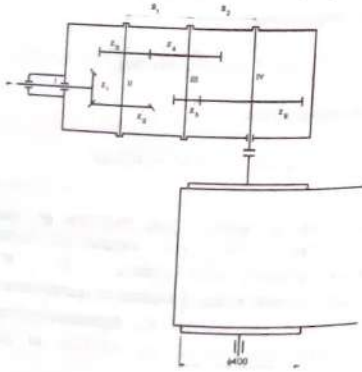
a) Redüktörün toplam çevrim sayısı

$$i_{\text{top}} = i_1 i_2 i_3 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{63}{18} \cdot \frac{97}{20} \cdot \frac{106}{19} = 94,72$$

Tambur milinin (II' nolu mil) devir sayısı

$$n_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,375}{\pi \cdot 0,4} = 17,9 \text{ d/d}$$

O halde motorun devir sayısı (I nolu milin dönme sayısı)



Şekil 29.20

$$n_2 = i_1 n_1 = 94,72 \cdot 17,9 = 1695,5 \text{ d/d}$$

b) Düz dişli grubunun eksenler arası mesafesi

$$a_2 = \frac{m}{2} (z_3 + z_4) = \frac{4}{2} (19 + 106) = 250 \text{ mm}$$

Helisel dişli grubunun eksenleri arasındaki uzaklık

$$a_1 = \frac{m_n}{\cos \beta_o} \cdot \left(\frac{z_3 + z_4}{2} \right)$$

Bu iki uzaklık eşit olduğuna göre, yani $a_1 = a_2$ için

$$\cos \beta_s = \frac{m_s}{2 a_2} (z_3 + z_4) = \frac{4}{2 \cdot 250} (20 + 97) = 0,936 \text{ ve } \beta_s = 20,6^\circ$$

çöz.

c) Konik dişlilerin çevrim oranı

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{63}{18} = 3,5$$

ve diğer taraftan $i_1 = \frac{1}{\tan \delta_1}$ olduğuna göre küçük dişlinin koni yarı açısı

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{3,5} = 0,2857 \text{ ve } \delta_1 = 15,945^\circ$$

Ayrıca $\phi = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ için

$$\delta_2 = 90 - 15,945 = 74,055^\circ$$

Taksimat konilerinin dış çapları

$$d_{a1} = m_s z_1 = 3,18 = 54 \text{ mm ve } d_{a2} = m_s z_2 = 3,63 = 189 \text{ mm}$$

d) Tambur milindeki döndürme momenti

$$M_1 = F \cdot \frac{D}{2} = 1500 \cdot \frac{40}{2} = 30000 \text{ daNcm}$$

Tambur milindeki güç

$$P_1 = \frac{n_1 M_1}{97400} = \frac{17,9 \cdot 30000}{97400} = 5,513 \text{ kW}$$

Yatakların toplam verimi

$$\eta_s = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = (\eta_1)^4 = (0,99)^4 = 0,96$$

Redüktörün toplam verimi

$$\eta_r = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,876$$

Böylece motorun gücü

$$P_m = \frac{P_1}{\eta_r} = \frac{5,513}{0,876} \approx 6,3 \text{ kW}$$

olmalıdır. Diğer bir yoldan

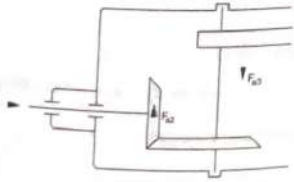
$$M_1 = 30000 \text{ daNcm ise } M_m = \frac{M_1}{i \cdot \eta_1} = \frac{30000}{94,72 \cdot 0,876} = 361,55 \text{ daNcm}$$

ve buradan motor gücü

$$P_m = \frac{n_m M_m}{97400} = \frac{1695,5 \cdot 361,55}{97400} = 6,3 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

e) II nolu mildeki aksel kuvvetin hesabı



Kirik dişli çiftine etkiyen kuvvetler:

Ortalama taksimat dairesi çapı $d_{m1} = d_{a1} - b \cdot \sin \delta_1 = 54 - 20 \cdot \sin 15,945 = 48,5 \text{ mm}$ ve döndürme momenti $M_{s1} = M_m = 361,55 \text{ daNcm}$ değerleri ile teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{s1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 361,55}{48,5} = 149 \text{ daN}$$

Standart dişlilerde kavrama açısı $\alpha_s = 20^\circ$ olduğuna göre aksel kuvvet

$$F_{a1} = 149 \cdot \tan 20 \cdot \sin 15,945 \approx 15 \text{ daN}$$

ve radyal kuvvet

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_s \cdot \cos \delta_1 = 149 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 15,945^\circ = 52 \text{ daN}$$

olup aksel kuvvet

$$F_{a2} = F_{r1} = 52 \text{ daN}$$

dur.

Helisel dişli çiftine etkiyen kuvvetler:

Döndürme momenti $M_{s2} = i \cdot \eta_1 \cdot M_{s1} = 3,5 \cdot 0,97 \cdot 361,55 = 1227,5 \text{ daNcm}$ ve taksimat

daire çapı $d_{m2} = \frac{m_z}{\cos \beta_s} \cdot z_2 = \frac{4}{\cos 20,6} \cdot 20 = 85,46 \text{ mm}$ değerleri ile teğetsel kuvvet

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{s2}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 1227,5}{85,46} = 287,3 \text{ daN}$$

Aksel kuvvet

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_s = 287,3 \cdot \tan 20,6 = 108 \text{ daN}$$

ve radyal kuvvet

$$F_{r2} = F_{a2} \cdot \frac{\tan \alpha_m}{\cos \beta_s} = 287,3 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 20,6} = 111,7 \text{ daN}$$

Şekilden de görülebileceği gibi kuvvetler zıt yönde etkidüğinden II nolu mildeki eksenel kuvvet

$$F_a = F_{a3} - F_{a2} = 108 - 52 = 56 \text{ daN}$$

Problem 29.21

10 kW güç iletecek olan bir sonsuz vida mekanizmasında giriş devir sayısı $n_1 = 1000 \text{ d/d}$ ve çıkış devir sayısı $n_2 = 50 \text{ d/d}$ dir. Hareket sonsuz vidadan çarka olduğuna göre mekanizmayı boyutlandırınız. Sonsuz vida sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik malzemeden olup çark malzemesi bronzdur.
Verilenler: Darbe faktörü $k = 1,25$, sonsuz vida ile çark dişleri arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0,06$ ve $\alpha_m = 20^\circ$ alınacaktır.

Cözüm 29.21

a) Mekanizmanın boyutları:

Çevrim oranı $i = n_1/n_2 = 1000/50 = 20$

Sonsuz vida ağız sayısı $z_1 = 2$ seçilirse sonsuz vidanın helis açısı $\beta_s = 12^\circ$ alınabilir (Cetvel 28.16). Diğer taraftan, sonsuz vida ve çark malzemeleri için $v_1 = 5 \text{ m/s}$ kabul edilirse $C_m = 52 \text{ daN/cm}^2$ olur (Cetvel 28.13).

Sonsuz vida milindeki döndürme momenti

$$M_{s1} = 97400 \cdot \frac{P}{n_1} = 97400 \cdot \frac{10}{1000} = 974 \text{ daNcm}$$

Mekanizmanın toplam verimi $\eta_1 = 0,80$ kabul edilirse çark milindeki döndürme momenti

$$M_{s2} = i M_{s1} \eta_1 = 20 \cdot 974 \cdot 0,80 = 15584 \text{ daNcm}$$

Çarkın diş sayısı

$$z_2 = i z_1 = 20 \cdot 2 = 40$$

Böylece mekanizmanın eksen modülü

$$m_s = 4,3 \sqrt[3]{\frac{k M_{s2}}{C_m z_2}} = 4,3 \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 15584}{52 \cdot 40}} = 9,0638 \text{ mm}$$

Standart modül olarak $m_s = 10 \text{ mm}$ seçilir.
Yuvarlanma dairesi çapları

$$d_{a1} = \frac{z_1 \cdot m_s}{\tan \beta_m} = \frac{2 \cdot 10}{\tan 12} = 94 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = m_s \cdot z_2 = 10 \cdot 40 = 400 \text{ mm}$$

Sonsuz vidanın uzunluğu

$$b_1 = 13 \cdot m_s = 13 \cdot 10 = 130 \text{ mm}$$

Çarkın genişliği

$$b_2 = 2,5 \cdot r_2 = 2,5 \cdot \pi \cdot 10 = 78,5 \text{ mm} \text{ ve } b_2 = 80 \text{ mm alınabilir.}$$

Eksenler arası uzaklık

$$a_s = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{94 + 400}{2} = 247 \text{ mm}$$

Sonsuz vida yatakları arasındaki uzaklık

$$\ell_s = 1,5 a_s = 1,5 \cdot 247 = 370,5 \text{ mm}$$

Çark yatakları arasındaki uzaklık

$$\ell_m = a_s = 247 \text{ mm}$$

b) Mekanizma veriminin kontrolü

Sistem, döndüren sonsuz vida ve döndürülen çark şeklindedir. $\tan \rho = \mu = 0,06$ ve $\rho = 3,43^\circ$ olduğuna göre verim

$$\eta_1 = \frac{\tan \beta_m}{\tan(\beta_m + \rho)} = \frac{\tan 12}{\tan(12 + 3,43)} = 0,78$$

İlk kabul edilen verim $\eta_1 = 0,80$ olduğuna göre emniyet bakımından uygundur. Çünkü M_{s2} momenti daha büyük seçilmiş ve dolayısıyla daha büyük bir modül ile boyut hesaplanmıştır.

c) Kayma hızı kontrolü:
Çevre hızı

$$v_1 = \frac{\pi d_{s1} n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,094 \cdot 1000}{60} = 4,92 \text{ m/s}$$

Kayma hızı

$$v_i = \frac{v_i}{\cos \beta_n} = \frac{4,92}{\cos 12} = 5,03 \text{ m/s}$$

Başlangıçta seçilen değere uygundur.

d) Mekanizmaya etkiyen kuvvetler: Sonsuz vida
Teğetsel kuvvet

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{t1}} = \frac{2 \cdot 974}{9,4} = 207 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_n + \rho)} = \frac{207}{\tan(12 + 3,43)} = 759,5 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_{r1} = F_{a1} \cdot \frac{\tan \alpha_m \cdot \cos \rho}{\sin(\beta_n + \rho)} = 207 \cdot \frac{\tan 20 \cdot \cos 3,43}{\sin(12 + 3,43)} = 281 \text{ daN}$$

Sonsuz vida çarkındaki kuvvetler:

$$\text{Teğetsel kuvvet : } F_{t2} = F_{t1} = 759,5 \text{ daN}$$

$$\text{Eksenel kuvvet : } F_{a2} = F_{a1} = 207 \text{ daN}$$

$$\text{Radyal kuvvet : } F_{r2} = F_{r1} = 281 \text{ daN olarak birbirine eşittir.}$$

Problem 29.22

Bir sonsuz vida dişli grubunda dişli çark $M_t = 2600 \text{ daNcm}$ lik bir momentle zorlanmakta ve 30 d/d ile dönmektedir. Sonsuz vida grubunun toplam verimi $\eta_1 = 0,80$ olduğuna göre;

- Dişli kutusunu en az kaç beygir gücündeki bir motorla çalıştırmak gerekir?
- Sonsuz vida iki ağızlı ve karşı çark $z_2 = 60$ dişli olduğu takdirde motorun devir sayısı ne olmalıdır?
- Şematik olarak motor, sonsuz vida ve karşı dişliyi montaj durumunda çizerek gösteriniz.

Cözüm 29.22

a) Sonsuz vida çarkındaki döndürme momenti $M_t = 2600 \cdot \frac{P'}{n_1}$ eşitliğinden çark eksenindeki güç

$$P' = \frac{M_{t1} \cdot n_1}{71620} = \frac{2600 \cdot 30}{71620} = 1,089 \text{ BG}$$

ve motorun gücü

$$P = \frac{P'}{\eta_1} = \frac{1,089}{0,80} = 1,36 \text{ BG} = 1 \text{ kW}$$

b) Çevrim oranı

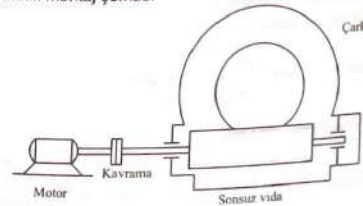
$$i = \frac{n_{\text{motor}}}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

eşitliğinden motorun devir sayısı

$$n_{\text{motor}} = 30 \cdot \frac{60}{2} = 900 \text{ d/d}$$

bulunur.

c) Sistemin şematik montaj şeması



Şekil 29.22

Problem 29.23

Çıkış devir sayısı $n_2 = 38 \text{ d/d}$ olan bir sonsuz vida mekanizması ile $P = 18 \text{ kW}$ güç iletilmektedir. Sonsuz vida üç ağızlı olup dişli çarkın diş sayısı $z_2 = 90$ 'dır. Çark bronz ve sonsuz vidası taşlanmış ve sertleştirilmiş çelik malzemeden ($C_{\text{br}} = 60 \text{ daN/cm}^2$) yapılmış olan mekanizmanın 1,5 misli emniyetle çalışması

istenmektedir. Sonsuz vida ile çark dişleri arasındaki sürtünme katsayısı 0,08 olup verim 0,74 olarak bilinmektedir. Buna göre;

- Helis açısını hesaplayınız.
- Sonsuz vida ve dişli çarkın yuvarlanma dairesi çaplarını bulunuz.
- Sonsuz vida ve dişli çarkın yataklarına etkiyen kuvvetleri hesaplayınız.

Sonsuz vida yatakları arasındaki uzaklık $\ell_1 = 400 \text{ mm}$, dişli çarkın yatakları arasındaki uzaklık $\ell_2 = 300 \text{ mm}$ olup yataklama simetrik olarak yapılmıştır ($\alpha_w = 20^\circ$).

Cözüm 29.23

- a) Mekanizmanın verimi (hareket sonsuz vidadan çarka olduğu durumda)

$$\eta_1 = \frac{\tan \beta_w}{\tan(\beta_w + \rho)}$$

Burada ρ sürtünme açısı olduğundan göre $\tan \rho = \mu = 0,08$ 'dir. Ayrıca küçük açılar için $\tan(\beta_w + \rho) \approx \tan \beta_w + \tan \rho$ yaklaşımı kullanılırsa

$$\tan \beta_w = \tan \rho \cdot \frac{\eta_1}{1 - \eta_1} = 0,08 \cdot \frac{0,74}{1 - 0,74} = 0,22769$$

ve helis açısı $\beta_w = 12,83^\circ$ bulunur.

- b) Sonsuz vida milinin dönme sayısı $n_1 = i \cdot n_2 = 30,38 = 1140 \text{ d/d}$ olduğuna göre mil eksenindeki döndürme momenti

$$M_{s1} = 97400 \cdot \frac{P}{n_1} = 97400 \cdot \frac{18}{1140} = 1537,9 \text{ daNcm}$$

Çark eksenindeki döndürme momenti

$$M_{s2} = 97400 \cdot \frac{P}{n_2} = 97400 \cdot \frac{18}{38} \cdot 0,74 = 34141 \text{ daNcm}$$

$$\text{veya } M_{s2} = i \eta_1 \cdot M_{s1} \\ = 30 \cdot 0,74 \cdot 1537,9 = 34141 \text{ daNcm}$$

Emniyet katsayısı $k = 1,5$, malzemenin emniyetli ezilme baskısı değeri $C_w = 60 \text{ daN/cm}^2$ ve çarkın diş sayısı $z_2 = 90$ olduğundan mekanizmanın eksen modülü

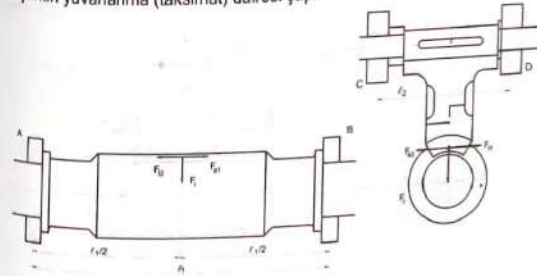
$$m_e = 4,3 \sqrt{\frac{k \cdot M_{s2}}{C_w \cdot z_2}} (\text{mm}) = 4,3 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 34141}{60 \cdot 90}} = 9,1 \text{ mm}$$

Buradan standart modül olarak $m_e = 10 \text{ mm}$ alınır (Bak.Cetvel 28.15).

Sonsuz vidanın yuvarlanma (taksimat) dairesi çapı

$$d_{s1} = \frac{z_1 \cdot m_e}{\tan \beta_w} = \frac{3 \cdot 10}{0,22769} = 131,76 \text{ mm}$$

Dişli çarkın yuvarlanma (taksimat) dairesi çapı



Şekil 29.23

$$d_{s2} = m_e \cdot z_2 = 10 \cdot 90 = 900 \text{ mm}$$

- c.1) Diş kuvveti bileşenleri
Teğetsel kuvvet

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{s2}}{d_{s2}} = \frac{2 \cdot 1537,9}{131,76} = 233,4 \text{ daN}$$

Eksenel kuvvet

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_{a1} + \rho)} = \frac{233,4}{0,22769 + 0,08} = 758,6 \text{ daN}$$

Radyal kuvvet

$$F_{r1} = F_{a1} \cdot \frac{\tan \alpha_{a1} \cdot \cos \rho}{\sin(\beta_{a1} + \rho)} = 233,4 \cdot \frac{\tan 20 \cdot \cos 4,57}{\sin(12,83 + 4,57)} = 283,2 \text{ daN}$$

Burada $F_{t1} = F_{a2} = 233,4 \text{ daN}$

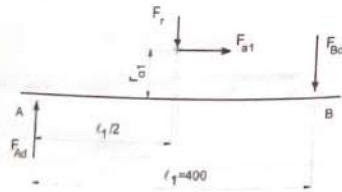
$$F_{a1} = F_{r2} = 758,6 \text{ daN}$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_r = 283,2 \text{ daN}$$

c.2) Sonsuz vida mili yataklarına etkiyen kuvvetler

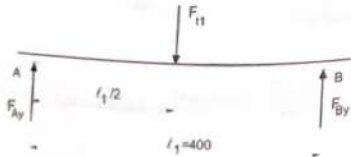
Düşey düzlemde - F_{a1} ve F_r kuvvetleri nedeniyle

$$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2} - F_{a1} \cdot \frac{r_{a1}}{\ell_1} = \frac{283,2}{2} - 758,6 \cdot \frac{65,88}{400} = 16,65 \text{ daN}$$



$$F_{Bd} = \frac{F_{r1}}{2} + F_{a1} \cdot \frac{r_{a1}}{\ell_1} = \frac{283,2}{2} + 758,6 \cdot \frac{65,88}{400} = 266,54 \text{ daN}$$

Yatay düzlemde - F_{r1} kuvveti nedeniyle



$$F_{a2} = F_{r1} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{233,4}{2} = 116,7 \text{ daN}$$

A yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_A = \sqrt{F_{a2}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{(116,7)^2 + (116,7)^2} = 117,9 \text{ daN}$$

B yatağındaki toplam radyal kuvvet

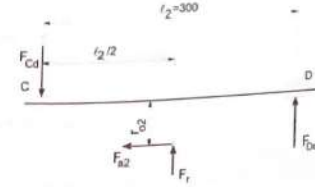
$$F_B = \sqrt{F_{a2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{(266,54)^2 + (116,7)^2} = 291 \text{ daN}$$

Ayrıca A veya B yataklarından biri $F_{a1} = 758,6 \text{ daN}$ 'lık bir eksenel kuvveti karşılamak durumundadır.

c.3) Dişli çark mili yataklarına etkiye kuvvetler

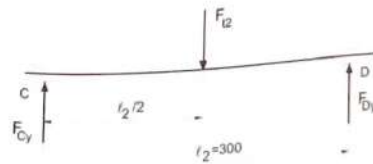
Düşey düzlemde - F_{a2} ve F_r kuvvetleri nedeniyle

$$F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2} + F_{a2} \cdot \frac{r_{a2}}{\ell_2} = \frac{283,2}{2} + 233,4 \cdot \frac{450}{300} = 491,7 \text{ daN}$$



$$F_{Bd} = F_{a2} \cdot \frac{r_{a2}}{\ell_2} - \frac{F_{r2}}{2} = 233,4 \cdot \frac{450}{300} - \frac{283,2}{2} = 208,5 \text{ daN}$$

Yatay düzlemde - F_{r2} kuvveti nedeniyle



$$F_{C_0} = F_{D_0} = \frac{F}{2} = 379,3 \text{ daN}$$

C yatağına etkiyen toplam radyal kuvvet

$$F_C = \sqrt{F_{Ct}^2 + F_{C_0}^2} = \sqrt{(491,7)^2 + (379,3)^2} = 621 \text{ daN}$$

D yatağındaki toplam radyal kuvvet

$$F_D = \sqrt{F_{Dt}^2 + F_{D_0}^2} = \sqrt{(208,5)^2 + (379,3)^2} \cong 433 \text{ daN}$$

Ayrıca C veya D yataklarından birisi $F_{a2} = 233,4 \text{ daN}$ 'luk bir eksenel kuvveti taşımaktadır.

30. DÜZELTİLMİŞ DİŞLİLER

Günümüzde evolvent profilili dişliler, dişli mekanizmalarının temel elemanları durumundadır. Ancak standart kavrama açısında ve standart büyüklüklerdeki evolvent dişliler; günümüz teknolojisinin artan yüksek güç iletme ve işletme emniyeti isteklerine cevap veremez olmuştur. Bu nedenle yeni dişli sistemlerinin araştırılmasına başlanmıştır. Bu arada mevcut sistemler üzerinde bazı değişiklikler yapmak suretiyle belirli isteklere cevap verebilen dişliler ve mekanizmalar yapmanın mümkün olduğu görülmüştür. Bu tip dişlilere genel olarak düzeltilmiş dişliler adı verilmektedir.

Başlangıçta düzeltme daha çok alttan kesme olayını önlemek ve bu suretle de daha küçük diş sayılarına inmek için yapılan bir işlem olarak kullanılıyordu. Teknikteki gelişmelere paralel olarak bu gün düzeltme; özellikle yüksek güçlü mekanizmalarda, örneğin planet mekanizmalarında, zorunlu bir yöntem haline gelmiştir. Çünkü uygun düzeltme yöntemleri ile dişlilerin yük taşıma yeteneklerini 1,2 ile 2 misli arttırmak mümkün olmuştur. Planet mekanizmalarında ise montaj şartlarını yerine getirmek ancak düzeltme sayesinde gerçekleştirilmektedir.

Dişli çarklarda düzeltme yapmanın sebeplerini kısaca şu şekilde özetleyebiliriz:

1. Altan kesmeyi önlemek
2. Montaj şartlarını iyileştirmek
3. Küçük diş sayılarına gidebilmek
4. Mukavemeti arttırmak

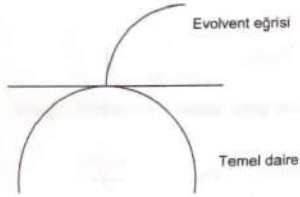
30.1. Düzeltme İlkeleri

Hangi yöntemle düzeltme yapılırsa yapılsın hepsinde de göz önüne alınması gereken bazı hususlar vardır. Bunları kısaca aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

1. Bir evolvent dişli çiftinde diş başı yükseklikleri (h_a) sınırlıdır. Dişlilerin diş başı yükseklikleri kavrama doğrusunu temel noktaları (n ve N) dışında kesemez (Şekil 30.1). Bu şarta göre diş başı yüksekliklerinin en büyük değeri

$$(h_{a_1})_{\max} \leq m \left(\left(\frac{z_1}{2} \cos \alpha_s \right)^2 + \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \sin \alpha_s \right)^2 - \frac{z_1}{2} \right)$$

3. Düzeltme yapılırken aktif profilin mümkün mertebe büyük ve uygun bölgede bulunması temin edilmelidir. Evolvent eğrisinin diş profili olarak çalışan kısmına aktif profil adı verilir (Şekil 30.2). Evolventin temel daireye yakın bölgelerinin eğrilik yarıçapları çok küçüldüğü için bu bölgelerin kavramaya girmesi durumunda Hertz gerilmeleri çok büyük olacaktır. Ayrıca bu noktalarda kayma hızı da yüksek olduğundan aşınma büyük olmaktadır.



Şekil 30.2

4. Yüksek güç ileten ve hızlı dişli çark mekanizmalarında düzeltme ya eş diş dibi mukavemeti yönünde veya en az aşınma meydana getirecek yönde geliştirilecektir. Ayrıca dişlerin semantasyon veya nitrasyon işlemi görüp görmediği de düzeltme üzerinde büyük rol oynar. Sertleştirilmiş dişlerde diş başı kalınlığı 0,25 m'den daha küçük olmamalıdır. Hatta küçük dişlerde bu değer en az 0,4 m alınmalıdır.

30.2. Düzeltme Yöntemleri

Tarihi gelişmeye bağlı olarak çeşitli düzeltme yöntemleri denenmiştir. Bunlar

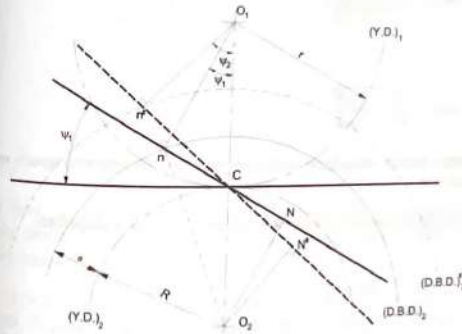
1. Kavrama açısını değiştirmek,
2. Diş yüksekliğini değiştirmek,
3. Diş kalınlıklarını değiştirmek,
4. Profil kaydırmak,

şeklinde sıralanabilir. Bunlardan en çok kullanılan profil kaydırma yöntemidir. Ancak sınırlı da olsa kullanılan diğer yöntemler hakkında da kısa bir bilgi verilmesi uygun olacaktır.

30.2.1. Kavrama Açısını Değiştirmek

Evolvent dişli çiftinde büyük dişlinin diş başı dairesi kavrama doğrusunu hiç bir zaman temel noktası (Şekil 30.3'de n noktası) dışında kesmemelidir. Aksi takdirde

büyük dişlinin diş başı küçük dişlinin aktif profilini keser ve diş dibini zayıflatır (alttan kesme olayı).



Şekil 30.3

Kavrama açısı ψ_1 iken ψ_1 değerine çıkarıldığında dişli çarkın temel dairesinin çapı küçülecektir ve böylece kavrama doğrusu ile temel noktası arasındaki açıklık azalacaktır. Ters işlem yapılarak açı küçültülmüş olsaydı evolvent temel dairesi küçülecekti ve böylece temastaki profiller ise evolventten başka bir eğri olacaktı. Bu durum dişli çarkta alttan kesmeye sebep olmaktadır.

Bu değerdeki açı ψ_1 olsun. O halde

$$\overline{Cn} = \overline{O_1C} \sin \psi_1 \\ = r \sin \psi_1$$

$$\overline{O_1n} = R + a$$

Yazılır. Diğer taraftan $\angle O_1Cn = 90^\circ + \psi_1$ olduğuna göre $\triangle O_1Cn$ üçgeninde Cosinüs teoremi yazılırsa

$$(R + a)^2 = R^2 + r^2 \sin^2 \psi_1 + 2 \cdot r \cdot R \cdot \sin^2 \psi_1 \\ = R^2 + \sin^2 \psi_1 (r^2 + 2 \cdot r \cdot R)$$

buradan

$$\sin^2 \psi_1 = \frac{a^2 + 2a.R}{r^2 + (2r.R)}$$

veya

$$\sin \psi_1 = \sqrt{\frac{a^2 + 2a.R}{r^2 + (2r.R)}}$$

olarak alttan kesme olmaksızın seçilebilecek en küçük kavrama açısını veren değer bulunmuş olur.

Sınır durumda diş sayıları arasındaki bağıntı; $h_s = y.m$ eşitliğinden,

$$z_1 = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \cdot \sin \alpha_s\right)^2}{y - \left(\frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha_s\right)}$$

şeklindedir.

Büyük dişlinin diş sayısı $z_2 = \infty$ olursa, yani kremayer kesici bıçağı durumunda bu eşitlik

$$z_1 \geq \frac{2.y}{\sin^2 \alpha_s} = z_{\min}$$

olur. Standart dişlerde $y = 1$ dir. Pratikte bir miktar alttan kesmeye izin verildiği göz önüne alındığında teorik ve pratik en küçük diş sayıları, kavrama açısına bağlı olarak, Cetvel 30.1'de olduğu gibidir.



Şekil 30.4

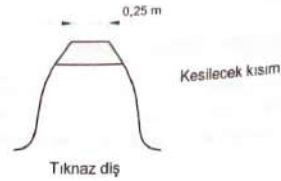
Cetvel 30.1 Kavrama açısına bağlı olarak en küçük diş sayısındaki değişme

α_s	$z_{\min, \text{teorik}}$	$z_{\min, \text{pratik}}$
15°	30	25
17,5°	22	18
20°	17	14
25°	11	9
30°	8	7

Kavrama oranı, α_s kavrama açısının büyük değerlerinde bile yeterli büyüklükte stabilmekte, ancak $\alpha_s > 25^\circ$ durumunda diş sayısı sınır değere inmeden diş başları çok sivrileşmektedir (Şekil 30.4).

Örneğin, $\alpha_s = 30^\circ$ için $z_1 = 14$ 'de diş başı kalınlığı 0,25 m değerinin altına düşmektedir. Özellikle sertleştirilmiş dişlerde diş başı tamamen sertleşeceğinden kırılma durumuna gelir. Diş başının bir miktar kesilmesi durumunda bu sakıncanın önlenmesi düşünülebilirse de bu defa kavrama oranı küçülecektir. Büyük dişlerde bu yol izlenerek tıknaz dişler yapılabilir (Şekil 30.5).

Kavrama açısının büyümesiyle dişlinin taban genişliği, dolayısıyla taban mukavemeti artmaktadır. Ayrıca dişli çarktaki ezilme gerilmesi de azalmaktadır. Temel dairesi üzerindeki diş genişliği S_s (Şekil 30.6)



Şekil 30.5

$$\frac{S_s}{m} = \cos \alpha_s \left(z \cdot \sin \alpha_s + \frac{\pi}{2} \right)$$

Winkler'dir. (Bak Bölüm 30.4).



Şekil 30.6

$z = 30$ diş sayısı için kavrama açısı ile diş dibi mukavemetinin değişimi Cetvel 30.2'de verilmiştir.

Cetvel 30.2 Diş dibi mukavemetinin kavrama açısı ile değişimi ($z = 30$)

α_s	$\frac{S_p}{m}$
15°	1,69
20°	1,89
25°	2,24
30°	2,75

Konuyu özetleyecek olursak, kavrama açısını büyötmekle daha küçük diş sayılarına inilebilir. Eğilme ve ezilme bakımından daha dayanıklı bir diş formu elde edilebilir. Buna karşılık kavrama oranı biraz küçölür, diş başı sivrilir, en önemlisi imalatla özel kesme bıçakları gerektirir.

30.2.2. Diş Yüksekliğinin Değişirilmesi

Diş yükseklik faktörünün standart değerinden ($y = 1$) küçük veya büyük alınması; sınır diş sayısı ve kavrama oranını değiştirir. Örneğin, $z_1 = z_2 = 30$ için diş yükseklik faktörüne bağlı olarak sınır diş sayısı ve kavrama oranının değişimi Cetvel 30.3'deki gibidir.

$y < 1$ olan dişlere tıknaz, $y > 1$ olanlara ise uzun dişli denir. Tıknaz dişlerde genel olarak $y = 0,8$ alınır. Örneğin, $z_1 = z_2 = 14$ ve $y = 0,8$ 'de $\epsilon = 1,32$ olup yeterli derecede büyüktür. Tıknaz dişliler daha rijit olup diğerlerine nazaran daha az aşınmaktadır. Ancak yüksek hızlarda gürültü çalışmaktadır. Uzun dişlilerde ise daha çok $y = 1,2$ alınır. Kavrama oranı $\epsilon = 2$ mertebesinde dir. Diş sayıları 28'den

küçük alınamaz. Dişliler daha sessiz çalışır lar. En büyük sakıncaları özel kesici takım (imalat bıçakları) gerektirmeleridir.

Cetvel 30.3 Diş yükseklik faktörüne göre sınır diş sayısı ve kavrama oranının değişimi ($z_1 = z_2 = 30$)

y	z_{min}	ϵ
0,5	9	0,86
0,8	14	1,32
1,0	17	1,66
1,2	21	1,89
1,5	26	2,30

30.2.3. Diş Kalınlığının Değişirilmesi

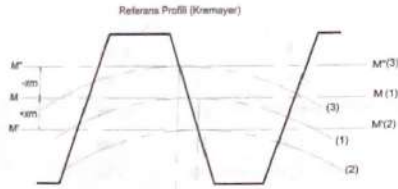
Çok az kullanılan bir düzeltme yöntemidir. En büyük özelliğı standart dişlerde kullanılan takımlar ve makinalarla imal edilmeleridir. Ancak imalat esnasında kesici takım diş profilinin önce bir tarafını, sonra diğer tarafını imal eder veya her iki diş yarığı için farklı bıçak kullanılır.

30.2.4. Profil Kaydırma Yöntemiyle Düzeltme

Diş çark imalatında en çok kullanılan düzeltme yöntemidir. Bunun sebebi, dişli sisteminin standart dişlerde kullanılan takımlarla ve makinalarla doğrudan yapılabilmesidir. Bu düzeltme yönteminin esasını; evolvent profilili dişlerde sistemin kinematik durumunda tek etkenin temel daire oluşu, dolayısıyla temel daire merkezlerinin birbirlerine nazaran çeşitli konumlara getirilebilmesi teşkil eder. Bu şekilde iki temel daireye ait evolventleri çeşitli kesimlerinde birbiriyle dişli ana konumuna uygun olarak eş çalıştırabiliriz. Eğer dişlilerden birinin diş sayısı sonsuz veya (kremayer bıçak) bununla imal edilecek dişliler de kendi aralarında çeşitli konumlarında eş olarak çalıştırılabilir. Aynı referans profili ile imal edilen dişleri de tekrar birbiri ile eşleştirebiliriz. Bu şekilde yeni bir mekanizma elde edilebilir.

Şekil 30.7'de standart bir kremayer bıçağın, imal edeceği dişli ile, çeşitli konumlarda çalışabileceğı gösterilmiştir. Eğer imal edilecek dişlinin yuvarlanma dairesi (imalat referans veya imalat taksimat dairesi) referans profilinin M-M orta doğrusu üzerinde yuvarlanıyorsa standart dişli elde edilir. Bu tür dişlilere 0-dişlisi (sıfır dişlisi) denir [Şekil 30.7'de (1) konumu]. İkinci olarak kremayer bıçağı, imal edeceği dişlinin yuvarlanma dairesinden (+ λ_m) kadar yukarı kaydırılmış ve imalat

esnasında dişli $M'-M'$ doğrusu üzerinde yuvarlanıyorsa bu şekilde artı düzeltmeli V' -dişlisi elde edilir [Şekil 30.7 de (2) konumu]. Üçüncü bir durum olarak kayma $(-Xm)$ kadar aşağıya doğru olup yuvarlanma $M''-M''$ doğrusu üzerinde ise eksi düzeltmeli V' -dişlisi elde edilir [Şekil 30.7 de (3) konumu]. Burada X faktörüne "profil kaydırma faktörü" adı verilir.



Şekil 30.7

Profil kaydırma faktörünün büyüklük ve işaretinin diş formu üzerindeki etkisi büyüktür. Genel olarak artı profil kaydırmada X büyüdükçe diş formu kuvvetlenmekte, diş tepesi sivrilmektedir. Aynı temel dairesi taksimatına sahip ve uygun diş başı boşlukları olan 0- ve V' -dişlilerini kendi aralarında eş çalıştırarak çeşitli dişli mekanizmaları elde edilebilir.

Profil kaydırma faktörünün alt değerini alttan kesme, üst değerini ise sivri tepe sınırlamaktadır.

30.2.4.1. Profil Kaydırmanın Alt Sınırı: Alttan Kesme

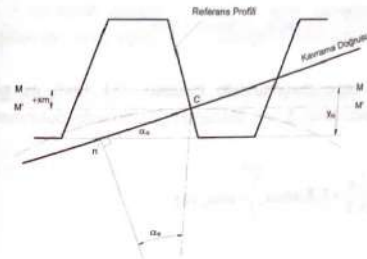
Şekil 30.8'den de görüldüğü gibi referans profilinin baş doğrusu, herhangi bir profil kaydırma faktöründe eş çalıştığı (imal ettiği) dişlinin kavrama doğrusunu (n) noktası dışında kesmemelidir.

Sınır durumda şu eşitliği yazabiliriz,

$$y.m = n.C.Sin\alpha_s + X.m = OC.Sin'\alpha_s + X.m$$

$$= \frac{z.m.Sin'\alpha_s}{2} + X.m$$

ve buradan



Şekil 30.8

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2\alpha_s} (y - X)$$

gözetir. Halbuki 0- dişlisinde

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2\alpha_s}$$

olarak bilinmektedir. Böylece alttan kesme bakımından profil kaydırma faktörünün en küçük değeri

$$X \geq y - \left(\frac{z}{z_{min}} \right)$$

şeklinde bulunur. Çok az miktarda alttan kesme için bu faktör

$$\alpha_s = 15^\circ \quad \text{için} \quad X \geq \frac{25 - z}{30}$$

$$\alpha_s = 20^\circ \quad \text{için} \quad X \geq \frac{14 - z}{17}$$

olarak hesaba katılır.

30.2.4.2. Profil Kaydırmanın Üst Sınırı: Sivri Tepe

Profil kaydırma faktörü X 'in üst sınırını sivri tepe sınırlandırmaktadır. Herhangi bir yapıdaki diş kalınlığını veren eşitlik (Bakınız Bölüm 30.4),

$$S_s = 2r_s \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_s \right) - (ev\alpha_s - ev\alpha_s) \right]$$

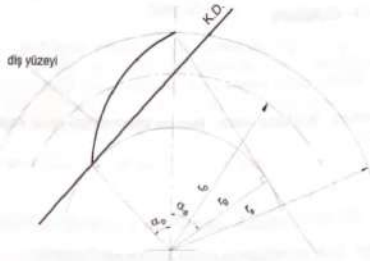
şeklindedir. Sivri tepe durumundaki indisi (s) harfi ile gösterirsek ve bu konumdaki diş kalınlığının $S_s = 0$ olacağını göz önünde bulundurursak (Şekil 30.9) yukarıdaki eşitlik

$$ev\alpha_s = \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2X \tan \alpha_s \right) + ev\alpha_s \quad (a)$$

şeklini alacaktır.

Yine Şekil 30.9'a göre

$$r_s = r_s \cos \alpha_s \\ = r_s \cos \alpha_s$$



Şekil 30.9

ve buradan

$$r_s = r_s \left(\frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s} \right) \quad (b)$$

yazılabilir. Bu durumu referans profili üzerinde Şekil 30.10'daki gibi gösterebiliriz. Bu şekle göre

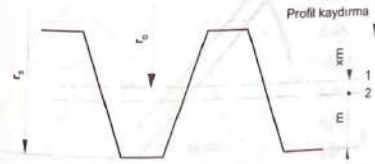
$$r_s = r_s + X'm + m \quad (c)$$

yazılır. Burada r_s -taksimat daireyi yarıçapı, r_s -sivri tepenin yarıçapı, α_s -sivri tepeye karşılık gelen kavrama açısı ve α_s -standart kavrama açısıdır.

$r_s = \frac{z \cdot m}{2}$ bilinen bağıntısını göz önüne alarak (b) ve (c) eşitlikleri

$$m \left(\frac{z}{2} + X + 1 \right) = \frac{z}{2} \left(\frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s} \right) m \quad (d)$$

olar.



Şekil 30.10

Bunun olarak (a) ve (d) eşitlikleri yardımıyla

$$ev\alpha_s = \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2X \tan \alpha_s \right) + ev\alpha_s$$

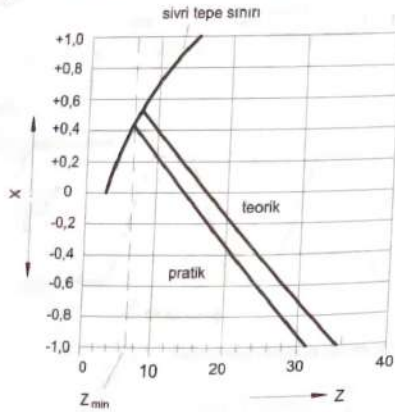
$$\cos \alpha_s = \left(\frac{\frac{z}{2} \cos \alpha_s}{\frac{z}{2} + X + 1} \right)$$

sivri tepe için gerekli şartlar bulunmuş olur.

Şekil 30.11'e göre teorik olarak 9 ve pratik olarak 7 diş sayısında sivri tepeye karşılık gelir. Örneğin; $z = 7$ için Şekil 30.11'den $X = 0,41$ okunur. $\alpha_s = 20^\circ$ olduğuna göre sivri tepe durumundaki kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{\left(\frac{z}{2} \cos \alpha_s\right)}{\left(\frac{z}{2} + X + 1\right)} = \frac{\left(\frac{7}{2} \cos 20^\circ\right)}{\left(\frac{7}{2} + 0,41 + 1\right)} = 0,6698$$

ve buradan $\alpha_s = 47,95^\circ$ olarak bulunur. Diğer taraftan



Şekil 30.11

$$\begin{aligned} ev \alpha_s &= \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2X \tan \alpha_s \right) + ev \alpha_s \\ &= \frac{1}{7} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,41 \cdot \tan 20^\circ \right) + \tan 20^\circ - 20 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0,2819 \end{aligned}$$

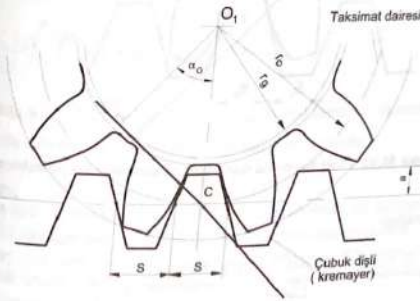
veya

$$\begin{aligned} ev \alpha_s &= \tan \alpha_s - \alpha_s \\ &= \tan 47,95^\circ - 47,95^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0,2717 \end{aligned}$$

olarak bulunur.

30.3. İstenen Diş Kalınlığının Elde Edilmesi İçin Kremayerin (Çubuk Dişlinin) Yerleştirilmesi

Çarktaki diş sayısı ve temel dairesi ile kavrama açısı değişmediğinden imalat taksimat dairesi çapı da değişmez. Kesici takımın (bıçağın) diş boşluğu (S_c) imalat taksimat doğrusu üzerinde artar.



Şekil 30.12 Standart diş açma durumunda kesici bıçağın yerleştirilmesi

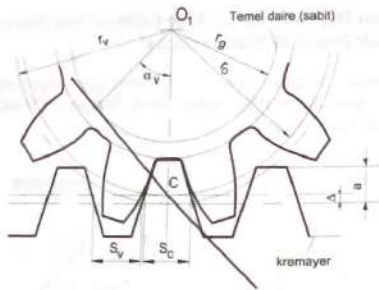
Buna karşılık çarkın yuvarlanma dairesi üzerindeki diş genişliği de artar. Standart dişde $r_c = \frac{d_s}{2}$ üzerindeki diş kalınlığı (S) olduğu halde (Şekil 30.12), profil kaydırma sonucu aynı yarıçap üzerindeki diş kalınlığı

$$S_c = S + 2 \Delta \tan \alpha_s$$

olarak artmaktadır (Şekil 30.13 ve 30.14).

Eğer çarkın dişlide, imalat taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığına S_r dersek

$$\begin{aligned} S_r &= \frac{S_c \cos \alpha_s}{\cos \alpha_s} - \frac{d_s}{\cos \alpha_s (ev \alpha_s - ev \alpha_s)} \\ &= S \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s} + \frac{2 \Delta \sin \alpha_s}{\cos \alpha_s} - \frac{d_s}{\cos \alpha_s} (ev \alpha_s - ev \alpha_s) \end{aligned}$$

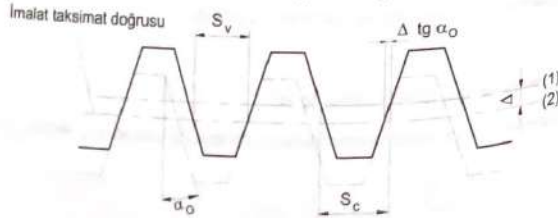


Şekil 30.13 Profil kaydırma durumunda kesici bıçağın yerleştirilmesi

yazılır ve buradan

$$\Delta = \frac{S_r \cos \alpha_r + d_g (ev \alpha_r - ev \alpha_s) - S_r \cos \alpha_s}{2 \sin \alpha_s}$$

olarak kesici takımın (bıçağın) gerçek imalat taksimat doğrusuna göre (Şekil 30.14'de 1 konumu) Δ kadar kaçık bir imalat taksimat doğrusu (Şekil 30.14'de 2 konumu) çizildiği görülür. Diğer bir ifade ile imal edilecek olan çarkın imalat taksimat daresi, bıçağın imalat taksimat doğrusundan Δ kadar kaçık tutularak imalat yapılır. Böylece eş çalışacak dişli çarkların merkez açıklıkları büyütülmüş olur.



Şekil 30.14

Şekil 30.13 ve Şekil 30.14'e göre

$$\frac{r_s}{r_r} = \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_r}$$

$$r_s = r_r \cos \alpha_r$$

$$\Delta = X m$$

ve ayrıca $d_s = 2 r_s = m z$ yazılabileceğinden bu konumdaki diş kalınlığı

$$S_s = 2 r_s \left(\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 X \lg \alpha_s \right) - (ev \alpha_s - ev \alpha_r) \right)$$

şeklinde hesap edilir. Burada r_r -değiştirilmiş imalat taksimat daresi yarıçapı, S_r -değiştirilmiş diş kalınlığı ve α_r -değiştirilmiş kavrama açısıdır.

Örnek:

14,5° kavrama açılı, 5 mm modüllü, 30 dişli bir çarkın taksimat daresi çapı 150 mm ve bu taksimat daresindeki diş kalınlığı $2,5\pi$ olması istenmektedir. Çarkın çubuk dişli (kremayer) veya azdırma ile açıldığını kabul ediyoruz. Kavrama açısı 20° olan taksimat daresi üzerindeki diş kalınlığının 8,255 mm olması için bıçak profilinin kaydırma miktarı ne olmalıdır?

Çözüm:

$$S_r = 8,255 \text{ mm}$$

$$\alpha_r = 20^\circ \text{ ve } ev 20 = \tan 20 - 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0149$$

$$S = 2,5\pi = 7,854 \text{ mm}$$

$$\alpha_s = 14,5^\circ \text{ ve } ev 14,5 = \tan 14,5 - 14,5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0055$$

$$d_s = d_r \cos \alpha_r = 150 \cos 14,5 = 145,222 \text{ mm}$$

sonuçlarına göre istenen diş kalınlığının elde edilebilmesi için kesici takım, standart kavrama göre

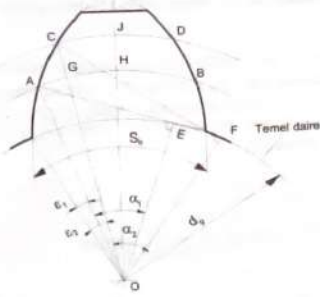
$$\Delta = \frac{8,255 \cos 20^\circ + 145,222 (ev 20^\circ - ev 14,5^\circ) - 7,854 \cos 14,5^\circ}{2 \sin 14,5^\circ} = 3,0322 \text{ mm}$$

bıçak yerleştirilmelidir.

30.4. Herhangi Bir Kesitteki Diş Kalınlığının Hesaplanması

Dişli çarkın herhangi bir kesitteki diş kalınlığı belli iken bir başka kesitteki diş kalınlığının bulunması mümkündür. Örneğin temel daire üzerindeki diş kalınlığı (S_1) belli iken diğer bir kesitteki diş kalınlığını bulalım. Şekil 30.15'de temel daire üzerindeki diş kalınlığı S_1 , yuvarlanma dairesi üzerindeki diş kalınlığı $\hat{AB} = S_1$ ve hesaplanacak diş kalınlığı $\hat{CD} = S_2$; ayrıca temel daire çapı $d_s = 2\overline{OE}$ olsun. $\hat{OCJ}$ üçgeninde orantı özelliği ile

$$\frac{\hat{CJ}}{\hat{GH}} = \frac{\overline{OC}}{\overline{OG}}$$



Şekil 30.15

yazılabilir. Buradan

$$S_2 = 2\hat{CJ} = 2\hat{GH} \cdot \frac{\overline{OC}}{\overline{OG}} = \hat{CD}$$

yazılır. Ayrıca

$$\hat{GH} = \hat{AH} - \hat{AG}$$

peşindedir. Burada

$$\hat{AH} = \frac{S_1}{2}$$

olduğu göz önünde bulundurularak ve küçük açılarda açının tangent değeri yerine radyan değerinin alınmasının büyük bir hata yaratmayacağı düşüncesiyle

$$\hat{AG} = \overline{OA} \tan(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = \overline{OA}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$$

yazılabilir. Buna göre

$$\hat{GH} = \frac{S_1}{2} - \overline{OA}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$$

olar. Diğer taraftan

$$\varepsilon_1 = ev\alpha_1 \quad \text{ve} \quad \varepsilon_2 = ev\alpha_2$$

peşindedir. O halde

$$\hat{CD} = 2\frac{\overline{OC}}{\overline{OG}} \left(\frac{S_1}{2} - \overline{OA}(ev\alpha_2 - ev\alpha_1) \right)$$

ve $\overline{OG} = \overline{OA}$ olduğundan

$$\hat{CD} = \left(\frac{\overline{OC}}{\overline{OG}} \right) S_1 - (2\overline{OC})(ev\alpha_2 - ev\alpha_1)$$

ya da. Yine Şekil 30.15'e göre

$$\frac{\overline{OC}}{\overline{OG}} = \frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$$

$$2\overline{OC} = 2 \left(\frac{\overline{OF}}{\cos\alpha_1} \right)$$

yazılabileceğine göre

$$\widehat{CD} = S_2 = S_1 \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \right) - \frac{d_2}{\cos \alpha_2} (ev \alpha_2 - ev \alpha_1)$$

bulunur. Eşitliklerde

$$\frac{\overline{OA}}{\cos \alpha_1} = \frac{\overline{OE}}{\cos \alpha_1} = \frac{r_2}{\cos \alpha_1} = R_1$$

$$\frac{\overline{OC}}{\cos \alpha_2} = \frac{\overline{OF}}{\cos \alpha_2} = \frac{r_1}{\cos \alpha_2} = R_2$$

ifadelerinden oranlama yapılarak

$$\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} = \frac{R_2}{R_1}$$

yazılabileceği ve

$$d_2 = 2 R_1 \cos \alpha_1$$

şeklinde olduğu hatırlanırsa, yukarıda yazılan diş kalınlığını veren eşitlik

$$\widehat{CD} = S_2 = S_1 \left(\frac{R_2}{R_1} \right) - 2 R_1 (ev \alpha_2 - ev \alpha_1)$$

şeklini alır.

Özel bir durum olarak temel daire üzerindeki diş kalınlığı hesaplanacak olursa: $\alpha_1 = 0$ olacağından, diş kalınlığı

$$S_2 = S_2 = S_1 \cos \alpha_1 + d_1 ev \alpha_1$$

bağıntısının var olduğu görülür.

30.5. Düzeltilmiş Dişli Mekanizmaları

30.5.1. 0-Mekanizması

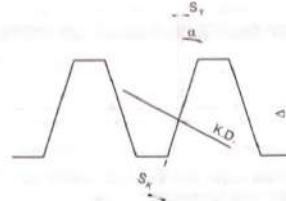
Bu mekanizma, iki 0-dişlisinden (sıfır dişlisi) meydana gelen standart bir mekanizmadır. Genelde diş sayıları sınır diş sayısından büyük ise, eksen açıklığı ve diş mukavemeti bakımından özel isteklerin bulunmadığı durumlarda uygulanır. Bu mekanizmalarda imalat taksimat daireleri ile işletme taksimat daireleri aynıdır. Eksenler arası uzaklık, dış dişli durumunda

$$a_s = m \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

ve iç dişli durumunda

$$a_s = m \frac{(z_2 - z_1)}{2}$$

şeklinde dir. Bu değerler standart eksen açıklığını vermektedir. İstenildiğinde bu değerler bir miktar büyütülerek istenen diş boşluğu elde edilir.



Şekil 30.16

Eksenler arasındaki açıklık Δ kadar büyütülürse, kavrama doğrusu doğrultusunda meydana gelen boşluk (Şekil 30.16)

$$S_x = 2 \Delta \sin \alpha_s$$

ve yuvarlanma doğrusu üzerinde meydana gelen eksenel boşluk ise,

$$S_y = 2 \Delta \tan \alpha_s$$

şeklinde hesaplanabilir.

30.5.2. $V=0$ Mekanizması

Bu mekanizmanın kullanıldığı yerler:

a) Dış dişli mekanizmalarda $z_1 < z_{\min}$ ise alttan kesmeyi önlemek için bir (+V) dişlisi yapılır. Buna karşılık eksen açıklığının değişmemesi isteniyor ve büyük dişlinin diş sayısı yeterince büyük ise, bu dişli de (-V) dişlisi olarak yapılır. Bu durumda her iki dişlinin profil kaydırma faktörlerinin matematiksel toplamı sıfırdır. $V=0$ mekanizmalarındaki eksenler arası aralık 0-mekanizmalarındaki gibidir. İmalat taksimat daireleri birbirlerine temas eder, ancak referans profilinin $M-M$ doğrusu [Şekil 30.7 de (1) konumu] bu temas noktasından geçmez.

$V=0$ -mekanizmasındaki profil kaydırma faktörleri

$$X_1 = \frac{14 - z_1}{17} \quad \text{ve} \quad X_2 = \frac{14 - z_2}{17}$$

şeklinde. Her iki profil kaydırma faktörünün toplamının sıfır olması şartından

$$\frac{14 - z_1}{17} + \frac{14 - z_2}{17} = 0$$

bağıntısı yazılabilir. Buradan da görüldüğü ki $\alpha_s = 20^\circ$ de mekanizma dişlilerinin diş sayıları toplamı

$$z_1 + z_2 \geq 28$$

olmalıdır.

b) Dış dişli mekanizmalarında küçük dişli ile büyük dişlinin eş mukavemette olması isteniyorsa bu düzeltme şekli uygulanmaktadır. Çünkü

$$i = \frac{z_2}{z_1} < 3 \quad \text{ise}$$

az bir hata ile

$$X_2 = -X_1 = z_1(i-1) \frac{ev\alpha_s}{4 \tan \alpha_s}$$

şartı yazılabilir.

c) İç dişli mekanizmalarında her iki kayma faktörü de pozitif olmalıdır.

30.5.3. V -Mekanizması

Bu mekanizmada imalat taksimat daireleri, mekanizma konumunda birbirine teğet değildir. Bu sebeple V -mekanizmalarında eksenler arası açıklık diğer mekanizmalardan farklıdır. Evolvent üçgeni yardımıyla boşluksuz bir V -mekanizmasının eksenler arası uzaklığını hesaplamak olanak dahilindedir. Standart dişli mekanizmalarında eksenler arası açıklık

$$a_s = m \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

ve V -mekanizmasında eksenler arası açıklık

$$a_s = m \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_f}$$

$$= a_s \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_f}$$

bağıntıları ile hesaplanır. Belirli bir modül, z_1 ve z_2 diş sayıları değerlerine sahip mekanizmanın standart eksen aralığı a_s iken, bu mekanizmayı başka bir a_s ($a_s \neq a_s$) eksen aralığına yerleştirmek için profil kaydırma yöntemi uygulanır. Yani imalat esnasında dişli çarklar

$$\Delta = a_s - a_o$$

eksen kaçıklığı ile imal edilirler. Bu durumda yeni mekanizmanın kavrama açısı

$$\cos \alpha_f = \frac{a_s}{a_o} \cos \alpha_s$$

veya

$$\cos \alpha_f = \frac{\cos \alpha_s}{1 + \frac{\Delta}{a_s}}$$

eşitliği ile tespit edilir. Böylece profil kaydırma faktörlerinin toplam değeri

$$X_1 + X_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_s} (ev\alpha_f - ev\alpha_s)$$

olur. $(X_1 + X_2)$ toplam profil kaydırma değeri iki dişliye belirli oranlarda taksim edilir. Bu işlem için şu yol takip edilir:

- Dişli çarkın yük taşıma yeteneği veya kavrama oranını artırma istekleri doğrultusunda, Şekil 30.17a'dan $(z_1 + z_2)$ diş sayısına karşılık gelen $(X_1 + X_2)$ değeri okunur (P doğruları yardımı ile).
- Mekanizmanın hızlıdan yavaş veya yavaştan hızlıya olan çalışma şartlarına bağlı olarak Şekil 30.17b de L doğruları veya Şekil 30.17c'de S doğruları yardımı ile ortalama diş sayısı

$$z = \frac{z_1 + z_2}{2}$$

için ortalama profil kaydırma faktörü

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2}$$

değerlerinin kesiştiği nokta bulunur. Böylece en uygun L veya S doğrusu seçilmiş olur. Belirlenen nokta doğrulardan biri üzerinde çalışmamışsa noktaya en yakın doğruya bir paralel çizilerek gereken doğrultu belirlenir.

c) Daha sonra yatay eksende z_1 diş sayısı noktasından çıkılan dikmenin, önceden bulunmuş olan doğruyu kestiği nokta yatay olarak x eksenine (düşey eksen - profil kaydırma faktörü eksenini) birleştirilir. Böylece x_1 değeri okunur. Benzer şekilde yatay eksende z_2 noktasından çıkılan dikmenin belirlenen doğruyu kestiği noktadan çizilen yatay doğru yardımı ile x_2 faktörü okunur.

Sayısal örnek:

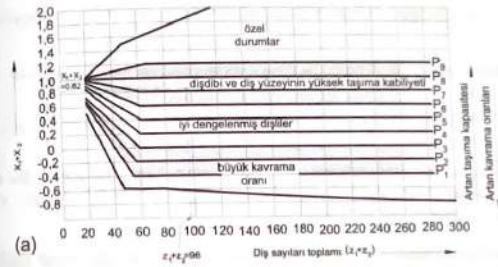
$z_1 = 32$ ve $z_2 = 64$ diş sayılarına sahip mekanizmada yüksek mukavemet isteniyor olsun.

$$z_1 + z_2 = 96$$

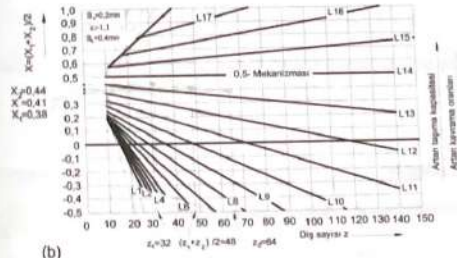
için Şekil 30.17a'dan

$$X = X_1 + X_2 = 0,82$$

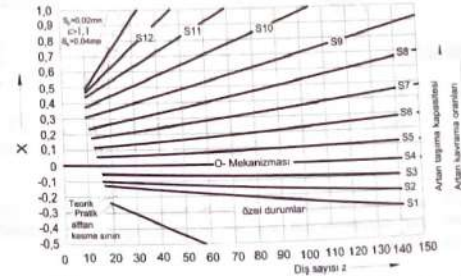
değeri okunur ($P7$ doğrusunun biraz üstünden). Bu mekanizma hızlıdan yavaş çalışıyorsa Şekil 30.17b'de yatay eksen üzerinde



(a)



(b)



(c)

b- Hızlıdan Yavaş

c- Yavaştan Hızlıya

Şekil 30.17

$$\frac{z_1 + z_2}{2} = 48$$

değerinden çıkılan dik doğrultu ile düşey eksen üzerinde işaretlenen

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2} = 0,41$$

doğrultusunun kesişme noktası L_{13} doğrusunun biraz üstündedir. Bu doğruya çizilen paralel doğru üzerinde $z_1 = 32$ için $X_1 = 0,44$ ve $z_2 = 64$ için $X_2 = 0,38$ değerleri okunur.

V' -mekanizmasındaki diş yüksekliği 0 -mekanizmasındakinden genel olarak daha küçüktür. Her iki duruma ait diş yükseklikleri farkı

$$h_a - h_b = (X_1 + X_2)m - (a_i - a_e)$$

şeklinde dir. Diş boyu kısalması faktörü v ile gösterilirse bu faktör

$$v = \frac{h_a - h_b}{m}$$

şeklinde tespit edilebilir.

Düz dişli iç V' -mekanizması olduğunda eksen açıklığı

$$a_v = m \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_e}{\cos \alpha_v}$$

ve kavrama açısı

$$ev\alpha_v = 2 \cdot \frac{X_2 - X_1}{z_2 - z_1} \cdot \tan \alpha_e + ev\alpha_e$$

şeklinde dir.

Helisel dişlilerde yapılacak düzeltme normal kesitteki profil göz önüne alınarak yapılır. İşlem düz dişlilerdekinin aynıdır. Helisel dişli dış V' -mekanizmasında eksenler arası açıklık

$$a_v = \frac{m}{\cos \beta_e} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_e}{\cos \alpha_v}$$

Normal kesitte $\alpha_{en} = 20^\circ$ iken alın kesitinde kavrama açısı (0 - dişlide)

$$\tan \alpha_{en} = \frac{\tan \alpha_{en}}{\cos \beta_e}$$

ve V' -mekanizmasındaki alın profil kavrama açısı

$$ev\alpha_v = 2 \cdot \frac{X_1 + X_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_{en} + ev\alpha_{en}$$

olur.

Helisel dişli iç V' -mekanizmasında eksenler arası açıklık

$$a_v = \frac{m}{\cos \beta_e} \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_{en}}{\cos \alpha_v}$$

ve kavrama açısı

$$ev\alpha_v = 2 \cdot \frac{X_2 - X_1}{z_2 - z_1} \cdot \tan \alpha_{en} + ev\alpha_{en}$$

olarak hesaplanır.

Konik düz dişlilerde ise düzeltme eşdeğer profiller üzerinde düz dişlilerde olduğu gibi yapılır.

30.6. Düzeltilmiş Dişlilerin Mukavemet Hesabı

Düzeltilmiş dişlilerin mukavemet hesapları da standart dişlilerde olduğu gibi yapılmaktadır. Ancak burada düzeltme nedeniyle ortaya çıkan faktörler göz önüne alınmalıdır.

30.6.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Kontrol

Normal dişli mekanizmalarında kullanılan büyüklükler ve sembollerle dişli çiftinin modülü

$$m = 8,6 \sqrt{\frac{\xi \cdot M_{21} \cdot q}{z_1 \cdot \sigma_{en} \cdot \psi \cdot \varepsilon}} \quad (mm)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanabilir. Burada q - profil dibi faktörü olup diş sayısı ve profil kaydırma faktörüne bağlı olarak Şekil 30.18'den alınabilir.

Cetvel 30.4 Evolvent fonksiyonu $\theta = \text{ev} \alpha = \tan \alpha - \alpha$

α°	β	γ	δ	ϵ	ζ	η	θ	ι	κ
10	0,0017841	0,0018430	0,0019048	0,0019693	0,0020369	0,0021076	0,0021814	0,0022583	0,0023383
11	0,0023841	0,0024457	0,0025095	0,0025758	0,0026446	0,0027159	0,0027897	0,0028660	0,0029448
12	0,0029171	0,0029808	0,0030467	0,0031148	0,0031852	0,0032579	0,0033329	0,0034102	0,0034898
13	0,0034754	0,0035462	0,0036193	0,0036947	0,0037724	0,0038524	0,0039347	0,0040193	0,0041062
14	0,0041955	0,0042827	0,0043722	0,0044640	0,0045581	0,0046545	0,0047532	0,0048542	0,0049576
15	0,0050634	0,0051637	0,0052663	0,0053712	0,0054784	0,0055879	0,0056997	0,0058138	0,0059302
16	0,0060492	0,0061567	0,0062665	0,0063787	0,0064932	0,0066100	0,0067291	0,0068505	0,0069742
17	0,0070001	0,0071157	0,0072337	0,0073541	0,0074769	0,0076021	0,0077296	0,0078594	0,0079916
18	0,0081261	0,0082537	0,0083837	0,0085161	0,0086508	0,0087878	0,0089270	0,0090684	0,0092120
19	0,0093578	0,0095003	0,0096448	0,0097913	0,0099398	0,0100903	0,0102428	0,0103973	0,0105538
20	0,0107123	0,0108698	0,0110293	0,0111908	0,0113543	0,0115198	0,0116873	0,0118568	0,0120283
21	0,0122018	0,0123743	0,0125488	0,0127253	0,0129038	0,0130843	0,0132668	0,0134513	0,0136378
22	0,0138263	0,0140138	0,0142033	0,0143948	0,0145883	0,0147838	0,0149813	0,0151808	0,0153823
23	0,0155858	0,0157893	0,0159948	0,0162023	0,0164118	0,0166233	0,0168368	0,0170523	0,0172698
24	0,0174893	0,0177088	0,0179303	0,0181538	0,0183793	0,0186068	0,0188363	0,0190678	0,0193013
25	0,0195368	0,0197723	0,0200098	0,0202493	0,0204908	0,0207343	0,0209798	0,0212273	0,0214768
26	0,0217283	0,0219798	0,0222328	0,0224873	0,0227433	0,0230008	0,0232598	0,0235203	0,0237823
27	0,0240458	0,0243093	0,0245743	0,0248408	0,0251088	0,0253783	0,0256493	0,0259218	0,0261958
28	0,0264713	0,0267473	0,0270248	0,0273038	0,0275843	0,0278663	0,0281498	0,0284348	0,0287213
29	0,0290093	0,0292968	0,0295858	0,0298763	0,0301683	0,0304618	0,0307568	0,0310533	0,0313513
30	0,0316508	0,0319508	0,0322523	0,0325553	0,0328598	0,0331658	0,0334733	0,0337823	0,0340928
31	0,0344048	0,0347173	0,0350313	0,0353468	0,0356638	0,0359823	0,0363023	0,0366238	0,0369468
32	0,0372713	0,0375948	0,0379198	0,0382463	0,0385743	0,0389038	0,0392348	0,0395673	0,0399013
33	0,0402368	0,0405723	0,0409093	0,0412478	0,0415878	0,0419293	0,0422723	0,0426168	0,0429628
34	0,0433103	0,0436568	0,0440048	0,0443543	0,0447053	0,0450578	0,0454118	0,0457673	0,0461243
35	0,0464828	0,0468408	0,0471998	0,0475598	0,0479208	0,0482828	0,0486458	0,0490098	0,0493748
36	0,0497408	0,0501068	0,0504738	0,0508418	0,0512103	0,0515798	0,0519498	0,0523203	0,0526913
37	0,0530628	0,0534348	0,0538073	0,0541803	0,0545538	0,0549278	0,0553023	0,0556773	0,0560528
38	0,0564288	0,0568048	0,0571813	0,0575583	0,0579358	0,0583138	0,0586923	0,0590713	0,0594508
39	0,0598308	0,0602108	0,0605913	0,0609723	0,0613538	0,0617358	0,0621178	0,0624998	0,0628823
40	0,0632653	0,0636478	0,0640308	0,0644143	0,0647983	0,0651828	0,0655678	0,0659533	0,0663393
41	0,0667258	0,0671118	0,0674983	0,0678853	0,0682728	0,0686603	0,0690483	0,0694368	0,0698258
42	0,0702158	0,0706058	0,0709963	0,0713873	0,0717788	0,0721703	0,0725623	0,0729548	0,0733478
43	0,0737408	0,0741338	0,0745273	0,0749213	0,0753158	0,0757103	0,0761053	0,0765008	0,0768968
44	0,0772928	0,0776888	0,0780848	0,0784813	0,0788783	0,0792753	0,0796728	0,0800703	0,0804683
45	0,0808668	0,0812648	0,0816628	0,0820608	0,0824588	0,0828568	0,0832548	0,0836528	0,0840508
46	0,0844488	0,0848468	0,0852448	0,0856428	0,0860408	0,0864388	0,0868368	0,0872348	0,0876328
47	0,0880308	0,0884288	0,0888268	0,0892248	0,0896228	0,0900208	0,0904188	0,0908168	0,0912148
48	0,0916128	0,0920108	0,0924088	0,0928068	0,0932048	0,0936028	0,0940008	0,0943988	0,0947968
49	0,0951948	0,0955928	0,0959908	0,0963888	0,0967868	0,0971848	0,0975828	0,0979808	0,0983788
50	0,0987768	0,0991748	0,0995728	0,0999708	0,1003688	0,1007668	0,1011648	0,1015628	0,1019608
51	0,1023588	0,1027568	0,1031548	0,1035528	0,1039508	0,1043488	0,1047468	0,1051448	0,1055428
52	0,1059408	0,1063388	0,1067368	0,1071348	0,1075328	0,1079308	0,1083288	0,1087268	0,1091248
53	0,1095228	0,1099208	0,1103188	0,1107168	0,1111148	0,1115128	0,1119108	0,1123088	0,1127068
54	0,1131048	0,1135028	0,1139008	0,1142988	0,1146968	0,1150948	0,1154928	0,1158908	0,1162888
55	0,1166868	0,1170848	0,1174828	0,1178808	0,1182788	0,1186768	0,1190748	0,1194728	0,1198708
56	0,1202688	0,1206668	0,1210648	0,1214628	0,1218608	0,1222588	0,1226568	0,1230548	0,1234528
57	0,1238508	0,1242488	0,1246468	0,1250448	0,1254428	0,1258408	0,1262388	0,1266368	0,1270348
58	0,1274328	0,1278308	0,1282288	0,1286268	0,1290248	0,1294228	0,1298208	0,1302188	0,1306168
59	0,1310148	0,1314128	0,1318108	0,1322088	0,1326068	0,1330048	0,1334028	0,1338008	0,1341988
60	0,1345968	0,1349948	0,1353928	0,1357908	0,1361888	0,1365868	0,1369848	0,1373828	0,1377808
61	0,1381768	0,1385748	0,1389728	0,1393708	0,1397688	0,1401668	0,1405648	0,1409628	0,1413608
62	0,1417588	0,1421568	0,1425548	0,1429528	0,1433508	0,1437488	0,1441468	0,1445448	0,1449428
63	0,1453408	0,1457388	0,1461368	0,1465348	0,1469328	0,1473308	0,1477288	0,1481268	0,1485248
64	0,1489228	0,1493208	0,1497188	0,1501168	0,1505148	0,1509128	0,1513108	0,1517088	0,1521068
65	0,1525048	0,1529028	0,1533008	0,1536988	0,1540968	0,1544948	0,1548928	0,1552908	0,1556888
66	0,1560848	0,1564828	0,1568808	0,1572788	0,1576768	0,1580748	0,1584728	0,1588708	0,1592688
67	0,1596668	0,1600648	0,1604628	0,1608608	0,1612588	0,1616568	0,1620548	0,1624528	0,1628508
68	0,1632488	0,1636468	0,1640448	0,1644428	0,1648408	0,1652388	0,1656368	0,1660348	0,1664328
69	0,1668308	0,1672288	0,1676268	0,1680248	0,1684228	0,1688208	0,1692188	0,1696168	0,1700148
70	0,1704128	0,1708108	0,1712088	0,1716068	0,1720048	0,1724028	0,1728008	0,1731988	0,1735968
71	0,1739948	0,1743928	0,1747908	0,1751888	0,1755868	0,1759848	0,1763828	0,1767808	0,1771788
72	0,1775768	0,1779748	0,1783728	0,1787708	0,1791688	0,1795668	0,1799648	0,1803628	0,1807608
73	0,1811588	0,1815568	0,1819548	0,1823528	0,1827508	0,1831488	0,1835468	0,1839448	0,1843428
74	0,1847408	0,1851388	0,1855368	0,1859348	0,1863328	0,1867308	0,1871288	0,1875268	0,1879248
75	0,1883228	0,1887208	0,1891188	0,1895168	0,1899148	0,1903128	0,1907108	0,1911088	0,1915068
76	0,1919048	0,1923028	0,1927008	0,1930988	0,1934968	0,1938948	0,1942928	0,1946908	0,1950888
77	0,1954868	0,1958848	0,1962828	0,1966808	0,1970788	0,1974768	0,1978748	0,1982728	0,1986708
78	0,1990688	0,1994668	0,1998648	0,2002628	0,2006608	0,2010588	0,2014568	0,2018548	0,2022528
79	0,2026508	0,2030488	0,2034468	0,2038448	0,2042428	0,2046408	0,2050388	0,2054368	0,2058348
80	0,2062328	0,2066308	0,2070288	0,2074268	0,2078248	0,2082228	0,2086208	0,2090188	0,2094168
81	0,2098148	0,2102128	0,2106108	0,2110088	0,2114068	0,2118048	0,2122028	0,2126008	0,2130000
82	0,2133978	0,2137958	0,2141938	0,2145918	0,2149898	0,2153878	0,2157858	0,2161838	0,2165818
83	0,2169798	0,2173778	0,2177758	0,2181738	0,2185718	0,2189698	0,2193678	0,2197658	0,2201638
84	0,2205618	0,2209598	0,2213578	0,2217558	0,2221538	0,2225518	0,2229498	0,2233478	0,2237458
85	0,2241438	0,2245418	0,2249398	0,2253378	0,2257358	0,2261338	0,2265318	0,2269298	0,2273278
86	0,2277258	0,2281238	0,2285218	0,2289198	0,2293178	0,2297158	0,2301138	0,2305118	0,2309098
87	0,2313078	0,2317058	0,2321038	0,2325018	0,2328998	0,2332978	0,2336958	0,2340938	0,2344918
88	0,2348898	0,2352878	0,2356858	0,2360838	0,2364818	0,2368798	0,2372778	0,2376758	0,2380738
89	0,2384718	0,2388698	0,2392678	0,2396658	0,2400638	0,2404618	0,2408598	0,2412578	0,2416558
90	0,2420538	0,2424518	0,2428498	0,2432478	0,2436458	0,2440438	0,2444418	0,2448398	0,2452378
91	0,2456358	0,2460338	0,2464318	0,2468298	0,2472278	0,2476258	0,2480238	0,2484218	0,2488198
92	0,2492178	0,2496158	0,2500138	0,2504118	0,2508098	0,2512078	0,2516058	0,2520038	0,2524018
93	0,2528000	0,2531980	0,2535960	0,2539940	0,2543920	0,2547900	0,2551880	0,2555860	0,2559840
94	0,2563820	0,2567800	0,2571780	0,2575760	0,2579740	0,2583720	0,2587700	0,2591680	0,2595660
95	0,2599640	0,2603620	0,2607600	0,2611580	0,2615560	0,2619540	0,2623520	0,2627500	0,2631480
96	0,2635460	0,2639440	0,2643420	0,2647400	0,2651380	0,2655360	0,2659340	0,2663320	0,2667300
97	0,2671280	0,2675260	0,2679240	0,2683220	0,2687200	0,2691180	0,		

Helisel dişlilerde çok özel haller dışında düzeltme yapmanın ne oranda yararlı olduğu konusu halen tartışılmaktadır. Ancak planet mekanizmalarında olduğu gibi, eksen kaçıklıklarının ayarlanmasında zorunlu olmaktadır.

31. DÜZELTİLMİŞ DİŞLİ PROBLEMLERİ

Problem 31.1

$14,5^\circ$ kavrama açılı, 5 mm modüllü, 30 dişli bir çarkın taksimat dairesi çapı 150 mm ve bu taksimat dairesindeki diş kalınlığı $2,5\pi$ olacaktır. Çarkın kremayer veya azdırma ile açıldığı varsayılıyor. Bu çarkı, kavrama açısı 20° ve taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı $8,255 \text{ mm}$ olacak şekilde imal etmek istediğimizde kesici takımın (bıçağın) profilinin kayma miktarı ne olmalıdır?

Çözüm 31.1

İmal edilmiş dişlinin:

$$\text{Diş kalınlığı } S = 2,5\pi = 7,854 \text{ mm}$$

$$\text{Kavrama açısı } \alpha_s = 14,5^\circ$$

$$\text{Temel dairesi çapı } d_s = d_s \cos \alpha_s = 150 \cos 14,5 = 145,22 \text{ mm}$$

İmal edilecek dişlinin:

$$\text{Diş kalınlığı } S_s = 8,255 \text{ mm}$$

$$\text{Kavrama açısı } \alpha_s = 20^\circ$$

Kesici takımın (bıçak) profilinin kayma miktarı

$$\Delta = \frac{S_s \cos \alpha_s + d_s (ev \alpha_s - ev \alpha_s) - S \cos \alpha_s}{2 \sin \alpha_s}$$

$$\text{Burada } ev \alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 14,5^\circ - \frac{14,5\pi}{180} = 0,0055$$

$$ev \alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 20^\circ - \frac{20\pi}{180} = 0,0149$$

olduğuna göre

$$\Delta = \frac{8,255 \cos 20^\circ + 145,22 (0,0149 - 0,0055) - 7,854 \cos 14,5^\circ}{2 \sin 14,5^\circ} = 3,032 \text{ mm}$$

olmalıdır.

Problem 31.2

Bir dişli mekanizmasında $\alpha_s = 20^\circ$, $i = 2,75$; $m = 10 \text{ mm}$ ve pinyonun imalat taksimat dairesi çapı $d_{st} = 120 \text{ mm}$ dir.

- a) Mekanizmadaki dişlerin diş sayıları nedir?
 b) Alttan kesilmeyi önlemek için pinyonun profil kaydırma faktörü en az ne olmalıdır?
 c) Çark 0 - dişlisi ise eksenler arası uzaklık nedir?

Çözüm 31.2

a) Mekanizmadaki dişlerin diş sayıları

$$\text{Pinyon} \quad z_1 = \frac{d_{a1}}{m} = \frac{120}{10} = 12$$

$$\text{Çark} \quad z_2 = i z_1 = 2,75 \cdot 12 = 33$$

b) $\alpha_s = 20^\circ$ için pinyonun profil kaydırma faktörü

$$X_1 = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 12}{17} = 0,11765$$

olmalıdır.

c) 0 - dişlisi için ($X_2 = 0$) eksenler arası uzaklık

$$a_s = a_s' \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s'}$$

Burada

$$a_s = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 10 \cdot \frac{12 + 33}{2} = 225 \text{ mm}$$

Diğer taraftan $\Delta = \Delta_s = X_s m = 0,11765 \cdot 10 = 1,1765 \text{ mm}$ ve $\alpha_s = 20^\circ$ için

$$\cos \alpha_s = \frac{\cos \alpha_s'}{1 + \Delta / a_s} = \frac{\cos 20}{1 + 1,1765 / 225} = 0,9348 \text{ ve } \alpha_s = 20,8^\circ$$

Böylece eksenler arası

$$a_s = 225 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20,8^\circ} = 226,1776 \text{ mm}$$

olur.

Ölçer bir yoldan:

$$a_s = a_s + \Delta = 225 + 1,1765 = 226,1765 \text{ mm}$$

Not: Aradaki fark, yapılan kabuller ve terk edilen rakamlardan kaynaklanmaktadır.

Problem 31.3

Verilen dişli arasındaki hız değişimini temin etmek amacıyla kullanılan dişlerin diş sayıları $z_1 = 12$ ve $z_2 = 50$ iken bu sistemdeki hız geçiş oranı (çevrim oranı), 12 dişli pinyon yerine 11 dişli pinyon monte edilerek değiştirilmek istenmektedir. Diş sayısı 50 olan çark ve merkez mesafeleri aynı kalmaktadır. Dişli çiftinin modülü 12 mm olduğuna göre, yeni pinyon için gerekli profil kaydırma faktörünü hesaplayınız ve yeni diş dibi boşluğunu standart değer ile kıyaslayınız.

Çözüm 31.3

İsteyiş: gerekli eksen mesafesi

$$a_s = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = 12 \left(\frac{12 + 50}{2} \right) = 372 \text{ mm}$$

Verilen merkez mesafesi

$$a_s = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = 12 \left(\frac{11 + 50}{2} \right) = 366 \text{ mm}$$

Mekanizmanın kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{a_s'}{a_s} \cos \alpha_s' = \frac{366}{372} \cos 20^\circ = 0,9245 \text{ ve } \alpha_s = 22,4^\circ$$

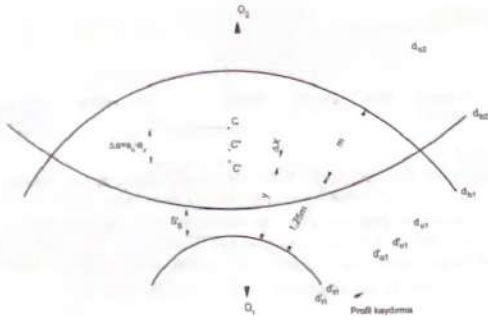
Diğer taraftan

$$ev \alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 22,4 - 22,4 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0212$$

$$ev \alpha_s' = \tan \alpha_s' - \alpha_s' = \tan 20 - 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0149$$

Profil kaydırma faktörü

$$X_1 + X_2 = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \lg \alpha_s} (ev \alpha_s - ev \alpha_s')$$



Şekil 31.3

esitliğinde $X_1 = 0$ olduğundan

$$X_1 = \frac{(50+11)}{2 \cdot \tan 20^\circ} (0,0212 - 0,0149) \approx 0,53$$

Eğer $z_1 = 12$ dişlisi kullanılsaydı d_{e1} ve d_{i1} yuvarlanma taksimat daireleri C noktasında teğet olarak çalışacaktı. $z_1 = 11$ dişlisi kullanıldığından d_{e1} imalat taksimat dairesi C noktasından geçmektedir. Bu durumda $\overline{CC} = \Delta a = a_2 - a_1 = 372 - 366 = 6 \text{ mm}$ olur. Ancak dişlilerin uygun bir dayanım ile çalışabilmeleri için z_1 dişlisinin d_{e1} dairesi

$$\Delta X = X_1 m = 0,53 \cdot 12 = 6,36 \text{ mm}$$

kadar C' noktasına kaydırılmalıdır. Şekil 31.3'e göre

$$y = m - \Delta a + S_p^* = m(1,25 - X_1)$$

yazılır. Böylece profil kaydırma sonrası dişli çiftinde oluşan diş başı boşluğu

$$S_p^* = (0,25 - X_1)m + \Delta a = (0,25 - 0,53)12 + 6 = 2,64 \text{ mm}$$

olur. Dişli çiftindeki standart boşluk ise

$$S_p = 0,25 m = 0,25 \cdot 12 = 3 \text{ mm}$$

Problem 31.4

Bir prese ait dişli mekanizmasında çevrim oranı $i = 4,9$ ve modül $m = 10 \text{ mm}$ 'dir. Mekanizmanın çalışma şartları ve dişlilerin yerleştirileceği yer bakımından küçük dişlinin imalat taksimat dairesi çapı 110 mm olmak zorundadır. Mekanizma V-mekanizması olacaktır. Buna göre:

- Dişlilerin diş sayıları ne olmalıdır?
- Alttan kesilmeyi önlemek için küçük dişlinin profil kayma faktörü en az ne olmalıdır?
- Büyük dişli O -dişlisi olduğuna göre eksenler arası aralık ne kadardır?

Çözüm 31.4

a) Diş sayıları

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m} = \frac{110}{10} = 11$$

$$z_2 = i z_1 = 4,9 \cdot 11 \approx 54$$

b) Alttan kesilme olmaması bakımından küçük dişlinin profil kaydırma faktörü en az

$$X_1 \geq \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 11}{17} = 0,1765$$

olmalıdır.

c) Standart eksenler arası aralık

$$a_s = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = 10 \left(\frac{11 + 54}{2} \right) = 325 \text{ mm}$$

$X_1 = 0$ olduğuna göre $\Delta = \Delta_1$ olur. Böylece

$$\Delta = X_1 m = 0,1765 \cdot 10 = 1,765 \text{ mm}$$

Bu durumda yeni kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{\cos \alpha_1}{1 + \frac{\Delta}{a_s}} = \frac{\cos 20^\circ}{1 + \frac{1,765}{325}} = 0,9346 \text{ ve } \alpha_s = 20,834^\circ$$

Buna göre montajdaki yeni eksenler arası aralık

$$a_s = a_s \cdot \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s} = 325 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20,834} = 326,765 \text{ mm}$$

veya

$$a_s = a_s + \Delta = 325 + 1,765 = 326,765 \text{ mm}$$

d) Küçük dişlinin imalat taksimat dairesi çapı

$$d_{s1} = m \cdot z_1 = 10 \cdot 11 = 110 \text{ mm}$$

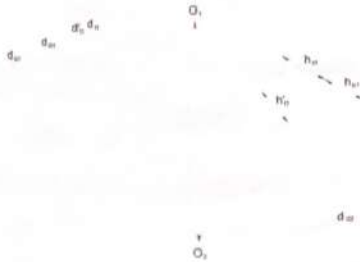
Standart durumdaki diş dibi derinliği

$$h_s = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ mm}$$

Standart durumda diş taban dairesi çapı

$$d_{s2} = d_{s1} - 2 \cdot h_s = 110 - 2 \cdot 12,5 = 85 \text{ mm}$$

Ancak alttan kesilmeyi önlemek bakımından pinyonu imal edecek olan kesici takım $\Delta_s = 1,765 \text{ mm}$ kaydırılmıştır. Bu durumda diş dibi derinliği



Şekil 31.4

$$h_s = h_s - \Delta_s = 12,5 - 1,765 = 10,735 \text{ mm}$$

olur. Böylece diş taban dairesi çapı da

$$d_{s1} = 110 - 2 \cdot 10,735 = 88,53 \text{ mm}$$

olacaktır (Şekil 31.4).

Diş başı yüksekliği

$$h_{s1} = m = 10 \text{ mm}$$

olduğuna göre diş başı dairesi çapı

$$d_{s1} = d_{s1} + 2 \cdot h_{s1} = 110 + 2 \cdot 10 = 130 \text{ mm olur.}$$

Problem 31.5

Bir V-mekanizmasında diş sayıları $z_1 = 11$, $z_2 = 29$, modül $m = 6 \text{ mm}$, boşluksuz eksenler arası uzaklık $a_s = 125 \text{ mm}$, standart kavrama açısı $\alpha_s = 20^\circ$ ve pinyonun düzeltme faktörü $X_1 = 0,5$ olarak bilinmektedir. Çark için olan düzeltme faktörünü hesaplayınız.

Çözüm 31.5

Standart eksenler arası uzaklık

$$a_s = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{6}{2} \cdot (11 + 29) = 120 \text{ mm}$$

olduğuna göre yeni kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{a_s}{a_s} \cdot \cos \alpha_s = \frac{120}{125} \cdot \cos 20^\circ = 0,9021 \text{ ve } \alpha_s = 25,564^\circ$$

Evolverent fonksiyonuna göre $\text{ev} \alpha_s = \text{ev} 25,564 = 0,03217$ ve $\text{ev} \alpha_s = \text{ev} 20 = 0,0149$

Dişli çarkların profil kaydırma faktörlerinin toplamı

$$X_1 + X_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_s} (\text{ev} \alpha_s - \text{ev} \alpha_s)$$

Eşitliğinden çarkın düzeltme faktörü olarak

$$X_2 = \frac{(z_1 + z_2) (\text{ev} \alpha_s - \text{ev} \alpha_s)}{2 \cdot \tan \alpha_s} - X_1 = \frac{(11 + 29) \cdot (0,03217 - 0,0149)}{2 \cdot \tan 20^\circ} - 0,5 = 0,448978$$

değeri bulunur.

Problem 31.6

Bir vites kutusunda bir kademe için verilen çevrim oranı $i = 2,74$ dır. Dişliler düz alin dişli olup modül $m = 4 \text{ mm}$ dir. Diş sayıları $z_1 = 19$ ve $z_2 = 52$ dir. Boşluksuz eksenler arası uzaklık $a_s = 145 \text{ mm}$ olacaktır. Buna göre:

- Bu eksen aralığını gerçeklemek için dişlilerin profil kaydırma faktörleri ne olmalıdır?
- Yuvarlanma dairesi üzerindeki boşluğun (çevresel yan boşluk) $S_e = 0,08 \text{ mm}$ olması için eksenler arası aralık ne kadar açılmalıdır?

Çözüm 31.6

a) Standart eksenler arası uzaklık

$$a_s = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{4}{2} (19 + 52) = 142 \text{ mm}$$

olduğuna göre mekanizmanın kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{a_s}{a_s} \cos \alpha_s = \frac{142}{145} \cos 20^\circ = 0,92025 \quad \text{ve} \quad \alpha_s = 23,037^\circ$$

$$\text{Ayrıca } \text{ev} \alpha_s = \tan 23,037^\circ - \frac{23,037 \pi}{180} = 0,02316$$

$$\text{ev} \alpha_s = \tan 20^\circ - \frac{20 \pi}{180} = 0,0149$$

Dişli çarkların profil kaydırma faktörleri toplamı

$$X_1 + X_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_s} (\text{ev} \alpha_s - \text{ev} \alpha_s) = \frac{19 + 52}{2 \tan 20^\circ} (0,02316 - 0,0149) = 0,8056$$

Böylece

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2} = \frac{0,8056}{2} = 0,4028$$

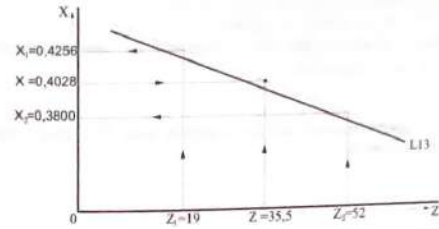
ve

$$z = \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{19 + 52}{2} = 35,5$$

ortalama değerleri bulunur. Mekanizma dişli kutusu olduğundan hızlıdan yavaşa doğru bir güç iletimi söz konusudur. O halde Şekil 30.17b'deki diyagramda L13 doğrusu esas alınarak bilinenler yardımıyla

$$X_1 = 0,4256 \quad \text{ve} \quad X_2 = 0,38$$

değerleri okunur.

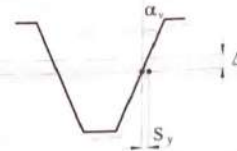


Şekil 31.6a

b) Şekil 31.6b'ye göre

$$S_e = 2 \Delta \tan \alpha_s$$

yazılır;



Şekil 31.6b

Dişli çarktaki çevresel boşluğun $S_e = 0,08 \text{ mm}$ olması için eksenler arası aralık

$$\Delta = \frac{S_e}{2 \tan \alpha_s} = \frac{0,08}{2 \tan 23,037^\circ} = 0,094065 \text{ mm}$$

kadar açılmalıdır.

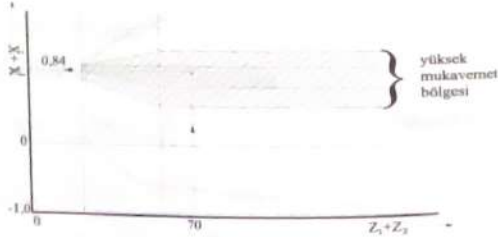
Problem 31.7

Çok amaçlı bir dişli çark mekanizmasında hızlıdan yavaşa doğru bir güç akışı vardır. Diş sayıları $z_1 = 21$, $z_2 = 49$ ve modül $m = 5 \text{ mm}$ olarak verilmiştir. Dayanıklı bir diş dibi elde etmek için V - Mekanizması yapılacaktır. Buna göre:

- Profil kaydırma faktörleri ne kadar olmalıdır?
- Boşluksuz eksen aralığı ne kadardır?
- Kavrama doğrultusundaki diş boşluğunun $0,15 \text{ mm}$ olması için eksenler arası ne kadar açılmalıdır?

Çözüm 31.7

a) Dişli çarktan yüksek mukavemet beklendiğine Şekil 30.17a'daki diyagramın bu bölgesi dikkate alınmalıdır.



Şekil 31.7a

Diş sayıları toplamı $z_1 + z_2 = 21 + 49 = 70$ için Şekil 30.17a'dan

$$X_1 + X_2 = 0,84$$

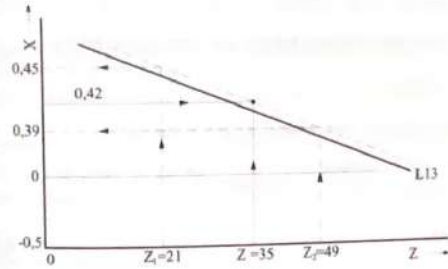
değeri okunur (Şekil 31.7a). Ortalama diş sayısı

$$z = \frac{z_1 + z_2}{2} = 35$$

ve ortalama profil kaydırma faktörü

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2} = 0,42$$

değerleri ile hızlıdan yavaşa güç akışı göz önüne alındığında (Şekil 30.17b), diyagramda L13 doğrusunun uygun konum olduğu görülür. Buradan



Şekil 31.7b

$z_1 = 21$ için $X_1 = 0,45$ ve $z_2 = 49$ için $X_2 = 0,39$ değerleri okunur (Şekil 31.7b).

b) Boşluksuz eksenler arası uzaklık

$$a_s = a_n \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_s}$$

Burada

$$\text{ev}20^\circ = \tan 20^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20 = 0,0149$$

$$\text{ev} \alpha_s = \frac{2 \cdot (X_1 + X_2)}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_s + \text{ev} \alpha_n = \frac{2 \cdot 0,84}{70} \cdot \tan 20^\circ + 0,0149 = 0,023635$$

Cetvel 30.4'deki evolvent fonksiyonu tablosundan (doğrusal dönüşümle) $\alpha_s = 23,185^\circ$ değeri bulunur.

Standart eksen aralığı

$$a_n = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{5}{2} \cdot (21 + 49) = 175 \text{ mm}$$

olduğuna göre boşluksuz eksen aralığı

$$a_s = 175 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23,185^\circ} = 178,894 \text{ mm}$$

olmalıdır.

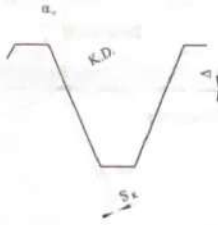
c) Şekil 31.7c'ye göre kavrama doğrusu üzerinde ölçülen boşluk için

$$S_g = 2 \Delta \sin \alpha_s$$

yazılı. Buradan eksenler arası aralığın açılma miktarının

$$\Delta = \frac{S_g}{2 \sin \alpha_s} = \frac{0,15}{2 \sin 23,185^\circ} = 0,19045 \text{ mm}$$

olduğu görülür.



Şekil 31.7c

Bu duruma göre yeni eksenler arası açıklık (boşluklu)

$$a_s' = a_s + \Delta = 178,894 + 0,19045 = 179,084 \text{ mm}$$

olmaktadır.

Problem 31.8

Silindirik düz dişli çarklardan oluşan ve giriş-çıkış milleri aynı eksen doğrultusunda çalışan iki kademe bir dişli kutusunda birinci kademe dişlilerinin diş sayısı $z_1 = 12$, $z_2 = 89$ ve modülü $m_1 = 3,5 \text{ mm}$, ikinci kademe dişlilerinin diş sayıları ise $z_3 = 20$, $z_4 = 69$ ve modülü $m_2 = 4 \text{ mm}$ 'dir.

- Birinci kademe dişlileri ikinci kademe dişlilerle aynı eksende çalıştırılmak ve z_2 dişlisini sıfır dişlisi olarak yapmak için z_1 dişlisinin profil kaydırma faktörü ne olmalıdır?
- Bu durumda z_1 dişlisinin boyutları ne olur? Şekil çizerek kesici takım ile dişlinin imalatındaki konumunu gösteriniz.

c) Altan kesilme olmaması için z_1 dişlisinin profil kaydırma faktörü ne olmalıdır?

d) Birinci kademe dişlilerin, profil kaydırma yapılmadan önce ve sonraki kavrama oranlarını hesaplayınız ve sonucu tartışınız.

e) Diş dibi mukavemetine göre z_1 dişlisinin modülünü kontrol ediniz

Bilgiler

Betülen moment $k.M_{B1} = 4100 \text{ daNcm}$, malzeme C45 ($\sigma_{cm} = 1500 \text{ daN/cm}^2$), dinamik yük faktörü $\xi = 1,25$, genişlik sayısı $\psi = 10$, form faktörü $\gamma = 9,5$ ve düzeltilmiş dişlide profil dibi faktörü $q = 2,5$ olarak alınacaktır.

Çözüm 31.8

a) Birinci kademe dişlilerin eksen mesafesi

$$a_1 = \frac{m_1}{2} (z_1 + z_2) = \frac{3,5}{2} (12 + 89) = 176,75 \text{ mm}$$

İkinci kademe dişlilerin eksen mesafesi

$$a_2 = \frac{m_2}{2} (z_3 + z_4) = \frac{4}{2} (20 + 69) = 178 \text{ mm}$$

Bu durumda a_1 eksen mesafesi $a_1' = a_2 = 178 \text{ mm}$ 'ye değişecektir. z_2 dişlisi sıfır dişli olacağına göre z_1 V-dişlisi yapılarak bu işlem gerçekleştirilebilir. Bu durumda

$$a_1 = a_s = a_1' \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_s'}$$

Değişen kavrama açısı

$$\cos \alpha_s = \frac{a_1}{a_1'} \cos \alpha_s' = \frac{176,75}{178} \cos 20^\circ = 0,933 \text{ ve } \alpha_s \approx 21^\circ \text{ bulunur.}$$

Dişlilere uygulanacak profil kaydırma faktörleri

$$X_1 + X_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_s} (\text{ev} \alpha_s' - \text{ev} \alpha_s)$$

şekli ile hesaplanır. Burada

$$ev\alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 21 - 21 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,01734$$

$$ev\alpha_s = \tan 20 - 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0149$$

Böylece

$$X_1 + X_2 = \frac{12 + 89}{2 \cdot \tan 20} (0,01734 - 0,0149) = 0,3385$$

Burada $X_2 = 0$ olacağına göre z_1 dişlisinin profil kaydırma faktörü $X_1 = 0,3385$ olur.

b) z_1 dişlisinin boyutları

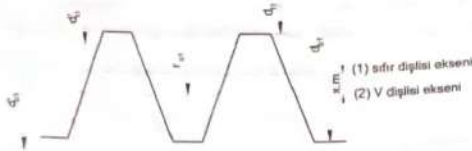
$$d_{a1} = m \cdot z_1 = 3,5 \cdot 12 = 42 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_a + 2m = 42 + 2 \cdot 3,5 = 49 \text{ mm}$$

$$d'_{a1} = d_{a1} + 2m(1 + X_1) = 42 + 2 \cdot 3,5(1 + 0,3385) = 51,3695 \text{ mm}$$

$$d_{i1} = d_a - 2,5m = 42 - 2,5 \cdot 3,5 = 33,25 \text{ mm}$$

$$d'_{i1} = d_{i1} - 2m(1,25 - X_1) = 42 - 2 \cdot 3,5(1,25 - 0,3385) = 35,6195 \text{ mm}$$



Şekil 31.8

Burada artı düzeltmeli V dişlisi yapılmış olup kesici takım standart eksen mesafesine göre

$$\Delta = +X_1 m = 0,3385 \cdot 3,5 = 1,18475 \text{ mm}$$

kadar kaydırılmıştır.

c) Alttan kesilme olmaması için profil kaydırma faktörü

$$X_1 \geq \frac{14 - z_1}{17} \geq \frac{14 - 12}{17} \geq 0,1176$$

d) Profil kaydırma yapılmadan önceki kavrama oranı

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \alpha_s} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \alpha_s} \right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \tan \alpha_s \right]$$

$$= \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{12 + 2}{\cos 20} \right)^2 - 12^2} + \sqrt{\left(\frac{89 + 2}{\cos 20} \right)^2 - 89^2} - (12 + 89) \tan 20 \right] = 1,63$$

Profil kaydırma sonrası kavrama oranı

$$\varepsilon_s = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2(X_1 + 1 - v)}{\cos \alpha_s} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2(X_2 + 1 - v)}{\cos \alpha_s} \right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \tan \alpha_s \right]$$

Burada $v = \frac{h_s - h_i}{m}$ olarak diş boyu kısalmı faktörüdür. Standart dişlinin diş yüksekliği

$$h_s = 2,25m = 2,25 \cdot 3,5 = 7,875 \text{ mm}$$

veya

$$h_s = \frac{d_{a1} - d_{i1}}{2} = \frac{49 - 33,25}{2} = 7,875 \text{ mm}$$

Profil kaydırma sonrası diş yüksekliği

$$h_s = \frac{d'_{a1} - d'_{i1}}{2} = \frac{51,3695 - 35,6195}{2} = 7,875 \text{ mm}$$

Görüldüğü gibi profil kaydırma sonrası diş yüksekliğinde herhangi bir değişme olmamış olup $v = 0$ alınır. $X_1 = 0,3385$ ve $X_2 = 0$ için kavrama oranı

$$\varepsilon_s = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{12 + 2(0,3385 + 1)}{\cos 20} \right)^2 - 12^2} + \sqrt{\left(\frac{89 + 2}{\cos 20} \right)^2 - 89^2} - (12 + 89) \tan 21 \right]$$

$$= 1,3735$$

Profil kaydırma sonrası dişlerin kavrama oranı; yük taşıma özelliğini kötü yönde etkileyecek şekilde değişerek azalmıştır.

e) Diş dibi mukavemetine göre modül hesabı

Düzeltilme yapılan dişlinin modülü

$$m = 8,6 \cdot \sqrt{\frac{Z \cdot M_{B1} \cdot q}{z \cdot \sigma_{m\psi} \cdot E_s}} = 8,6 \cdot \sqrt{\frac{1,25 \cdot 4100 \cdot 2,5}{12 \cdot 1500 \cdot 10 \cdot 1,3735}} = 3,2 \text{ mm}$$

Standart dişlinin modülü ($k=1$ alınarak)

$$m = 6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot Z \cdot M_{B1} \cdot \gamma}{z \cdot \sigma_{m\psi} \cdot E_s}} = 6 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 1,25 \cdot 4100 \cdot 2,5}{12 \cdot 1500 \cdot 10 \cdot 1,63}} = 3,3 \text{ mm}$$

Sonuçtan anlaşılacağı üzere düzeltilmiş dişli için gereken modül, standart büyüklüğe göre, daha küçük bir değerde olduğundan düzeltme sonrası diş dibi mukavemeti bakımından herhangi bir sakıncanın ortaya çıkmadığı görülür.

Problem 31.9

Diş kalınlığı $S_s = 7,854 \text{ mm}$, diş sayısı $z = 22$ ve standart kavrama açısı $\alpha_s = 20^\circ$ olan bir silindirik düz dişlinin,

- Baş dairesi ve temel daire üzerindeki diş kalınlığı nedir?
- $d_s = 127,76 \text{ mm}$ çapında sivri tepe oluştuğuna göre sivri tepe açısı ne kadardır?
- Profil kaydırma faktörü $X' = +0,38$ olursa taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı ne olur?
- Profil kaydırma işlemi sonrası diş başı ve diş tabanı dairesi çapları ne olur?

Çözüm 31.9

a) Standart dişlide

$$m = \frac{2 \cdot S_s}{\pi} = \frac{2 \cdot 7,854}{\pi} = 5 \text{ mm}$$

$$d_s = m \cdot z = 5 \cdot 22 = 110 \text{ mm}$$

$$d_i = d_s + 2 \cdot m = 110 + 2 \cdot 5 = 120 \text{ mm}$$

$$d_e = d_s - 2 \cdot 5 \cdot m = 110 - 2 \cdot 5 \cdot 5 = 97,5 \text{ mm}$$

$$d_f = d_s \cdot \cos \alpha_s = 110 \cdot \cos 20^\circ = 103,366 \text{ mm}$$

Bir dişli çarkta herhangi bir çaptaki (S_1) diş kalınlığı belli iken başka bir çaptaki diş kalınlığını (S_2) veren eşitlik

$$S_2 = S_1 \cdot \frac{r_2}{r_1} - 2 \cdot r_2 \cdot (ev \alpha_2 - ev \alpha_1)$$

şeklinde dir. Problemimizde $S_1 = S_2 = 7,854 \text{ mm}$, $r_1 = r_2 = \frac{d_s}{2} = 55 \text{ mm}$, $r_2 = r_1 = 60 \text{ mm}$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 20^\circ$ 'dir. Evolvent temel prensibine göre herhangi bir konumda

$$r = \frac{r_s}{\cos \alpha}$$

yazılabileceğinden burada diş başı dairesi için

$$r_s = r_1 \cdot \cos \alpha_1$$

eşitliği kullanılarak

$$r_s = r_1 \cdot \cos \alpha_s = r_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Yazılır ve böylece diş başı dairesine karşılık gelen açı

$$\cos \alpha_s = \frac{r_s}{r_1} \cdot \cos \alpha_1 = \frac{55}{60} \cdot \cos 20^\circ = 0,8614 \text{ ve } \alpha_s = 30,5275^\circ$$

Diğer taraftan evolvent fonksiyonuna göre

$$ev \alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 30,5275^\circ - 30,5275 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,05689$$

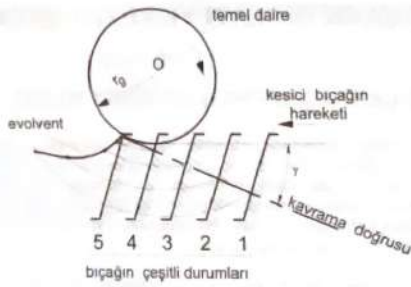
ve

$$ev \alpha_s = \tan \alpha_s - \alpha_s = \tan 20^\circ - 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0149$$

Böylece diş başı çapına karşılık gelen diş kalınlığı

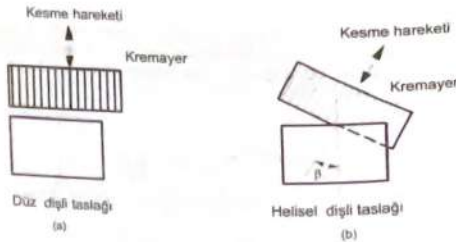
$$S_s = 7,854 \cdot \frac{60}{55} - 2 \cdot 60 \cdot (0,05689 - 0,0149) = 3,5292 \text{ mm}$$

Temel daire üzerindeki diş kalınlığı



Şekil 32.2

Diş açma işleminin aralıksız olabilmesi için kremayerin uzunluğu, açılacak dişlinin yuvarlanma dairesi çevresinden biraz daha büyük olması gerekmektedir. Özellikle büyük dişlerde bu mümkün olamayacağına göre kesici takım bir veya birkaç takimat ilerledikten sonra, diş açılan parça sabit kalmak üzere, başlama noktasına geri çekilir. Çünkü kremayer tipi kesici takımlarla 10 mm'den 5000 mm'ye kadar taksimat çapında ve 1 mm'den 30 mm'ye kadar module sahip dişler imal edilebilmektedir. En büyük diş genişliği ise 500 mm'dir. Diş açma esnasında istenirse kesici takım sabit tutulur, işlenecek parça hem döner hem de bu dönme kadar öteleme hareketi yapar (Şekil 32.3).



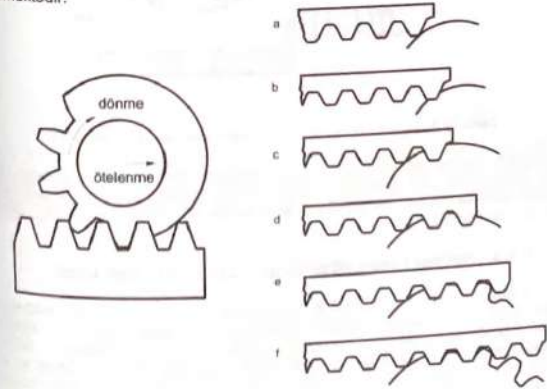
Şekil 32.3

Düz dişli kremayerin diş ana doğruları imal edilecek çark eksenine paraleldir. Helisel dişli kremayerinde bu doğrular eksenle helis açısı (β_a) yaparlar. Düz dişli

kremayer ile helisel dişli imal edilecekse, ana doğruları dişli taslağı eksenine ile (β_s) yapacak şekilde yerleştirilmelidir (Şekil 32.3b). Çünkü helisel dişli kremayerinin normal profili, aynı taksimatlı düz dişli kremayeri alın profiline eşdeğerdir. Kesici takım yine çark eksenine dik öteleme hareketi yapar.

Kremayer tipi kesici takımlarla daha çok diş dişler imal edilir. Kremayer ile aralıksız çavuş (OK) dişli imali de mümkündür. İki helisel kremayer bıçağına, dişlerin sağ ve sol helis ana doğrularına paralel kesme hareketi verilir. Çark ile kremayer bıçağına yukarıda sözü edilen hareket verilir. Ancak kesici takımların çarkın ortasında karşılaşmamaları için birinin kesme hareketi esnasında diğeri geri çekilir.

Şekil 32.4'de kremayer ile evolvent düz dişli imalindeki çeşitli konumlar görülmektedir.

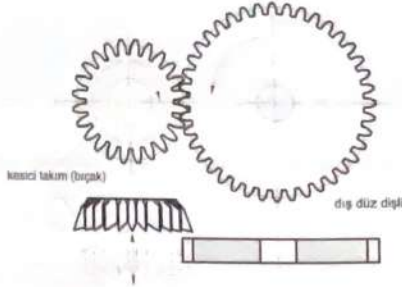


Şekil 32.4 Kremayer ile evolvent düz dişli imalinde çeşitli konumlar

32.1.1.2. Pinyon Şeklindeki Kesici Bıçakla Dişli İmalî (Fellow Yöntemi)

Kremayer bıçağı yerine, kesici şekline sokulmuş ve imal edilecek dişli ile eş çalغان bir forma sahip pinyon dişli çark da kullanılabilir (Şekil 32.5). Diş açma esnasında aksenal kesme hareketinden başka kesici bıçak ve imal edilen çark

aynı miktar dönerler. Böylece kesici takım ile imal ettiği dişli çark, alın dişlinin eş çalışması gibi hareket ederler. Diş açma işleminin sürekli olması yanında her an başka dişleri temasta olduğu için kesici pinyon kremayere göre daha dayanıklıdır.



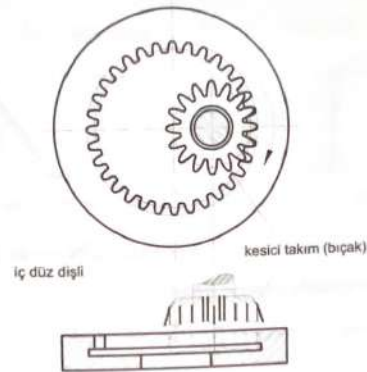
Şekil 32.5 Bir dış dişlinin pinyon şeklindeki kesici bıçakla imali

Bu yöntem dış dişli imalının yanı sıra iç dişlilerin imalatına da uygundur (Şekil 32.6). Helisel dişli çark şeklindeki kesici takıma genişlik boyunca helisel kesme hareketi verilerek helisel dişli çarklar imal edilebilir. Bu yöntem ile aralıksız OK dişli imali de mümkündür.

32.1.1.1.3. Helisel Freze (Azdırma Frezesi) İle Dişli İmalî

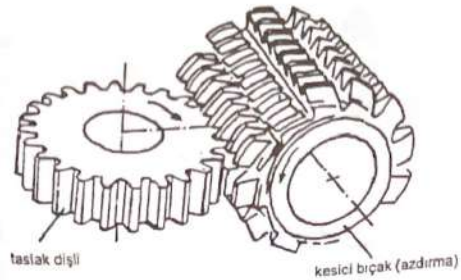
Kesici bıçak, bir helis açısına sahip olup trapez profilili sonsuz vida şeklindedir. Helisel frezenin dişlerinin, kremayenin trapez profilili dişlerinin bir silindiri etrafında helisel olarak sarılmasıyla meydana gelmiş olduğu düşünülebilir. Böylece kremayerdeki doğrusal kesme hareketi, helisel frezede dönme hareketi ile elde edilmiş olur. Ancak helisel freze dişlerine, düzgün aralıklarla, uzunluğu boyunca radyal kesici kenarları oluşturmak üzere kanallar açılmalıdır (Şekil 32.7).

Kesici takım olan helisel freze netice itibarıyla bir sonsuz vida olduğuna göre β , gibi bir helis açısına sahiptir. Helisel freze aynı zamanda sağ veya sol vida şeklinde de olabilir. Genel olarak düz alın dişlilerin imalinde helisel freze eksenli dişli taşıyıcının alın düzlemine göre helis açısı β , kadar eğik durumda yerleştirilerek dişli imalatı gerçekleştirilir (Şekil 32.8a). Böylece kesme yerindeki helis teğeti, kesilecek diş ana doğruları doğrultusunda olur. Helisel alın dişlilerin imalinde ise bu açı diş eğim açısı (γ ,) kadar daha fazla olur, yani kesici bıçakla dişli taşıyıcı birbirine göre (β , + γ ,) açısında eğik konumda çalışır (Şekil 32.8b).

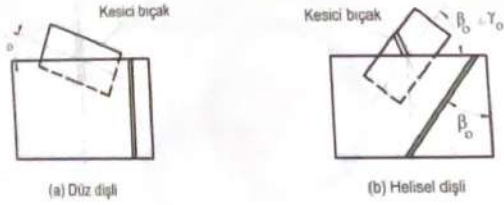


Şekil 32.6 Bir iç dişlinin pinyon şeklindeki kesici bıçakla imali

Helisel freze ile 1,5 mm'den 5000 mm taksimat çapına kadar olan dişlileri açabilmek mümkündür. Aynı zamanda helisel freze ile çift helisel dişliler (OK dişlileri) imal edilebileceği gibi spiral dişliler ve sonsuz vida çarkları da imal edilebilmektedir.



Şekil 32.7 Helisel freze (azdırma frezesi) ile dişli imalının şematik gösterilmesi

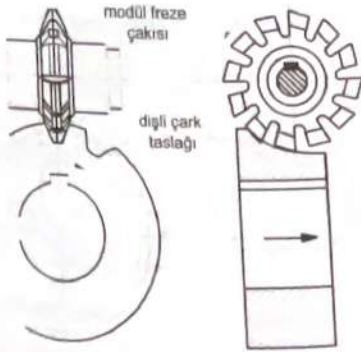


Şekil 32.8 Azdırma frezesi ile düz ve helisel dişli imalının şematik gösterimi

32.1.1.2. Profil Şekillendirme Yöntemi

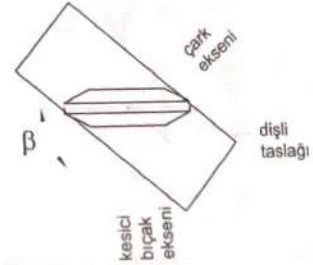
32.1.1.2.1. Modül Frezesi ile Dişli İmalatı

Kesici takım döner disk şeklinde olup kesme kenarları imal edilecek dişlinin iki diş arasındaki aralık (boşluk) profilindedir. Freze bıçağı kendi eksenini etrafında dönerken tezgah tablasına sabit bağlanmış olan dişli taslağı, tablaya kesme yönünde ilerleme hareketi verilerek kesme işlemi yapılır (Şekil 32.9). Böylece bir diş boşluğu açıldıktan sonra ikinci diş boşluğu için kesme yapılmaksızın çark geri alınarak bir diş taksimatı kadar döndürülür ve aynı işlem tekrarlanarak diş açma işlemi tamamlanır.



Şekil 32.9 Modül frezesi ile dişli imalatı

Modül frezesi ile silindirik helisel dişli çark imalatı da olarak dahilindedir. Ancak bu defa kesici takım, dişli eksenine ile (β_o) helis açısı yapacak şekilde kesme işlemi yapmalıdır (Şekil 32.10).



Şekil 32.10 Modül frezesi ile helisel dişli imalatı

Modül frezesi ile dişli imalatının en büyük sakıncası, değişik diş sayıları için ayrı bıçaklar gerektirmesidir. Bu yöntemle imalat, pahalılığının yanında diğer yöntemlere nazaran daha düşük hassasiyete sahiptir.

32.1.1.2.2. Parmak Frezesi ile Dişli İmalatı

Bu defa kesici takım silindirik olup uç tarafı diş boşluğuna uygun profile ve kesici ağızlarına sahiptir. Kesici takım (parmak freze) kendi eksenini etrafında dönme hareketi yaparken dişli taslağı da aksel ilerleme yapar.

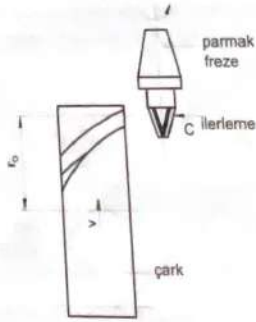
Parmak freze ile daha çok silindirik helisel dişliler imal edilir (Şekil 32.11). Kesici takım kendi eksenini etrafında dönerken diş genişliğince aksel ilerleme hareketi de yapar. Buna karşılık dişli taslağı bir miktar döner veya dişli taslağı hem aksel ilerleme hem de dönme yaparken kesici bıçak sadece dönme hareketi yapar. Parmak freze ile çift helisel dişli çarklar da (OK dişlileri) imal edilebilir.

32.1.2. Konik Dişli Çarkların İmalat Yöntemleri

32.1.2.1. Düz Konik Dişlilerin İmalat Prensipleri

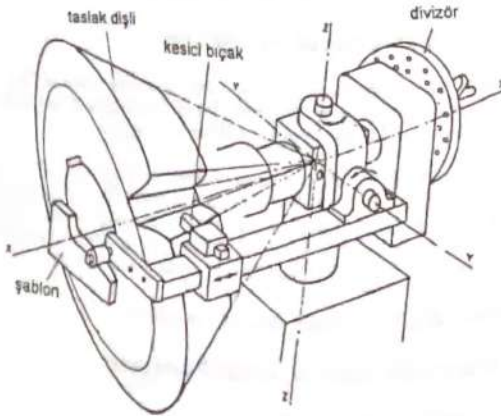
32.1.2.1.1. Şablona Göre İmalat

Konik dişlinin en büyük (diş) taksimat dairesine karşılık gelen profiline uygun olarak yapılan şablon kullanılarak düz konik dişli imal edilebilir (Şekil 32.12). Koni



Şekil 32.11 Parmak freze ile helisel dişli imali

tepesine göre (Şekil 32.12'de O noktası) orantılı olarak küçülen kesit değişikliği diş şablonu ile ayarlanabilir. Bu şablon (O) merkezinden belli bir uzaklığa yerleştirilmelidir. Diş açmada kullanılan kesici bıçak, konik dişli işin düzlemi içinde hareket etmemelidir.



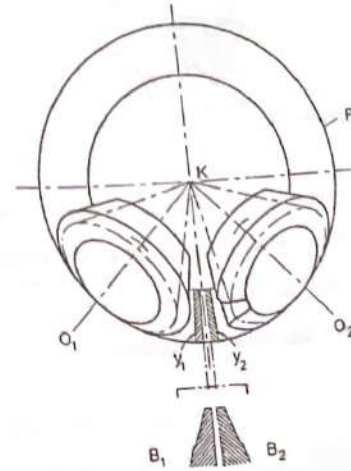
Şekil 32.12 Şablona göre konik dişli imali

32.1.2.1.2. Yuvarlanma Yöntemine Göre İmalat

Kesici bıçak ile dişli çarkın hareketleri yuvarlanma prensibine uygun olmalıdır. Ancak yuvarlanma hareketi yapan dişli taslağı geometrik şekil olarak bir koni olduğuna göre, koni tepesine göre de bir eksen etrafında dönme hareketi yapar.

Konik dişlilerin yuvarlanma yöntemiyle imalatı silindirik dişlilerininkine benzer. Ancak silindirik dişli imalatında kremayeri temsil eden bıçaklar, konik dişli imalatında plan dişlisini temsil eder. Bıçakların şekli ve kesme hareketi her an imal edilecek konik dişlinin plan dişlisinin diş yüzeylerine teğet olacak şekildedir. Dişli taslağına, bıçaklara göre, bıçakların temsil ettiği plan dişlisiyle eş çalışırken yaptığı yuvarlanma hareketi verilir.

Şekil 32.13'de konik dişlinin imalatı şematik olarak gösterilmiştir. B_1 ve B_2 bıçaklarının kesme kenarları doğru şeklindedir. P plan dişlisinin y_1 ve y_2 diş yüzeylerine teğet olacak şekilde K merkezine doğru radyal kesme hareketi yaparlar. Çark taksimat konisi, plan dişlisi taksimat düzleminde, K merkezi etrafında yuvarlanma hareketi yapar. Ancak pratikte bu yuvarlanma hareketi, bıçaklar ileri-geri hızla kesme hareketi yaparken, bıçakları taşıyan gövde ve çarkın dönmesi sayesinde oluşturulabilir.



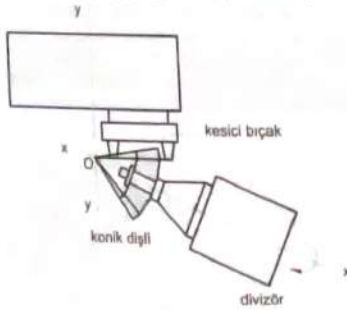
Şekil 32.13 Konik dişlinin yuvarlanma yöntemiyle imalatının şematik gösterilmesi

Konik dişli çarklarda taksimat konisi yarı açısı $\delta = 90^\circ$ olan dişlilere plan dişlisi adı verilir. Bu dişli, konik dişlilerin temel büyüklüklerini tanımlamak amacıyla, DIN 3971'e göre, referans profili olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle konik dişlilerin diş açan takımları bu dişlinin diş şekline göre yapılmaktadır. Yuvarlanma prensibine göre diş açan ve bu şekilde tasarlanmış bir plan dişlisi olan kremayer tipi kesici takımla konik dişli imalı Şekil 28.33'de görülmektedir.

32.1.2.2. Spiral Konik Dişlilerin İmalat Prensipleri

32.1.2.2.1. Gleason Yöntemi

Bu imalat yönteminde; dönme hareketi yapan silindirik bir tabla üzerine yerleştirilmiş bıçaklar mevcuttur. Bu bıçakların kestiği diş profilleri, teorik plan dişlisi ile çalışma durumuna uygundur. Yani diş açılan taslak sanki bir plan dişlisi ile yuvarlanma hareketi yaparak çalışıyor gibidir (Şekil 32.14).



Şekil 32.14 Gleason yöntemine göre helisel konik dişli imalının şematik gösterilmesi

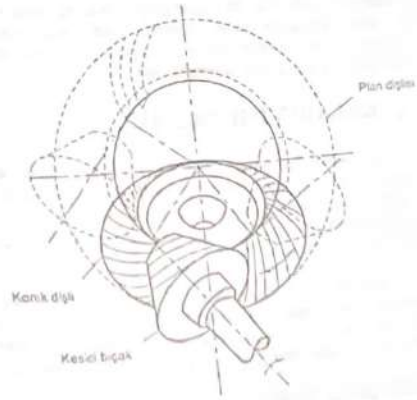
Kesici bıçak kafası uygun dönme hareketi yaparken dişli taslağı da yuvarlanma hareketine uygun olarak döner. Bir dişin açılması bittikten sonra dişli taslağı bir taksimat döndürülerek ikinci dişin açılmasına geçilir.

32.1.2.2.2. Oerlikon - Spiromatik Yöntemi

Bu imalat yönteminde de kesici bıçaklar dönen silindirik bir tabla üzerine yerleştirilmiştir. Tabla dönerken bıçaklar kesme hareketi yaparlar. Bu esnada tablayı taşıyan yatakların gövdesi ile işlenecek çark, plan dişlisi ile konik dişlinin yuvarlanma hareketini yaparlar. Bir diş yüzü tamamen işlendikten sonra çark geri çekilir, bıçakların diğer bir diş yüzünü işlemeye hazır duruma getirilmesiyle yeni bir kesme işlemi başlar.

32.1.2.2.3. Klingelnberg Yöntemi

Yine yuvarlanma esasına dayanan bu imalat yönteminde kullanılan kesici takım konik olup üzerine sonsuz vida şeklinde diş açılmıştır. İmalat esnasında gerek kesici bıçak gerekse dişli taslağı, referans çarkı olarak kabul edilen plan dişlisi ile çalışıyormuş gibi hareket ederler (Şekil 32.15).



Şekil 32.15 Klingelnberg yöntemiyle konik dişli imalı

32.1.3. Diğer Dişli İmalat Yöntemleri

32.1.3.1. Haddeleme (Ovalama) Yöntemi

Doğu malzemeden soğuk veya sıcak haddeleme ile dişli imalı mümkündür. Özellikle büyük seriler halinde imal edilen otomobil dişlilerinde uygulanan bir yöntem olarak bilinmektedir. Halen A.B.D. ve Birleşik Devletler Topluluğunda uygulanan bir yöntemdir.

32.1.3.2. Zımbalama Yöntemi

Saat, sayaç, oyuncak gibi çok küçük güç veya hareket ileten yerlerde kullanılan dişlilerin imalinde başvurulan bir yöntemdir. İnce saçlardan kesilen dişli taslağı kesici kalıplarda bir defada şekillendirilir.

32.1.3.3. Döküm Dişliler

El vinçleri, tuğla makineleri gibi kaba yerlerde hiç işlenmeden kullanılan dişli çarklar bu yöntemle imal edilmektedir. Paslanma olmadığından açık havadaki işlerde rahatlıkla kullanılır. Küçük ve orta boy dişliler için tahta modeller, daha büyük dişliler için ise ya tahta çark parçaları veya forma makineleri kullanılır.

Püskürtmeli dökümle dişli çark imali de küçük güçler (sayaç, aparat vb.) ve büyük seriler için tercih edilir. Bunlarda metal ısıtılarak yine metal kalıplara basınçla püskürtülür ve kalıpta çok kısa sürede soğuma temin edilir. Plastik dişliler de genel olarak püskürtmeli döküm yolu ile imal edilmektedir.

32.2. DIŞLI ÇARKLARIN ISIL İŞLEMİ

Oldukça büyük yüzey basıncına maruz olan dişli çarkların yüzeyleri aşınma ve darbeye karşı imalat sonrası sertleştirilmelidir. Sertleştirme işleminde göz önünde bulundurulması gereken en önemli husus sertleştirme derinliğidir. Bu derinlik fazla olursa malzeme elastikliği azalır ve kırılgan bir diş elde edilir. Sertleştirme derinliği az olursa yüzeyde ezilmeler meydana gelir.

Sertleştirme işlemi çelik türünden olan dişli çark malzemeleri için söz konusudur. Isıl işlem esnasında dişli çarkın geometrisinde bozulmalar olabileceğinden bunların istenilen ölçü ve yüzey kalitesine getirilebilmesi için genellikle talaş kaldırmak suretiyle yeni bir işlemde geçirilmesi kaçınılmaz olmaktadır.

32.2.1. Sementasyonla Sertleştirme

Alaşımli veya alaşımsız sementasyon çelikleri, karbon yüzdesi düşük (%0,3'den az) olan çeliklerdir. Her tarafı kömür tozu ile temas edecek şekilde 900°C'a kadar ısıtılan ocakta gereken bir süre (örneğin traktör dişlilerinde 9-10 saat) kadar bekletildikten sonra dışarı çıkarılarak 150°C'ye kadar soğuması beklenir. Daha sonra kömür kutusundan çıkarılan dişliler 850°C'daki atmosfer ocağında 30 dakika kadar tavlınır ve soğumasına meydan vermeden bir yağ banyosuna (rafine edilmiş saf madeni yağ) daldırılır. Bu banyodan çıkarılan dişlilerin yüzeyi temizlendikten sonra 170-180°C'ye kadar ısıtılarak gerilme giderme tavlamasına (menevişleme) tabi tutulur. Bu şekilde sertleştirilen dişli yüzeylerinin sertliği yaklaşık 58-64 HRC dolayında olur.

32.2.2. Alevle Sertleştirme

Dişli çarkın yüzeyi yanıcı gazlarla (asetilen, havagazı, bütan gazı vb.) belli bir sıcaklığa kadar ısıtılarak hemen su ile soğutulur. Ancak burada ısıtma süresi çok kısa tutularak çekirdeğin ısınmasına meydan verilmez. Bu nedenle sadece diş yüzeylerinde, hatta özellikle diş yanaklarında, bir sertlik tabakası elde edilir. Diş

dışlarındaki sertlik değeri yok denecek kadar azdır. Küçük dişlilerin tamamı bir defada ısıtılıp soğutulularak sertleştirilebilmesine karşılık nispeten büyük dişlilerde dişler tek tek ısıtılarak aniden soğutulur ve işlemde süreklilik sağlanır.

32.2.3. Endüksiyonla Sertleştirme

Alevle sertleştirme yönteminin aynısıdır. Ancak burada ısıtma işlemi elektrikle yapılmaktadır. Üzerinden alternatif akım geçmekte olan bir bobinin içine dişli çark yerleştirilerek meydana gelen endüksiyon akımıyla dişli çarkın ısıtılması işlemi gerçekleştirilir. Isının dişli çekirdeğine geçmesine meydan verilmeksizin diş yüzeyi çok hızlı ısıtılır ve aniden suya daldırılarak yüzeyde sert bir tabaka oluşturulur.

32.2.4. Nitrasyonla Sertleştirme

Sertleştirilecek dişli çarkın yüzeyi temizlenerek 500-540°C sıcaklıkta azot banyosunda (genellikle amonyak gazı kullanılır) uzun süre bekletilir. Bu zaman zarfında diş yüzeyinde çok sert ve ince bir nitrit tabakası oluşur. Sertlik değeri 1000 daN/mm² Vickers sertliği dolayında olan böyle bir sertleştirme işleminde yaklaşık 0,5 mm kalınlıktaki sertlik tabakası için gaz banyosunda 50 saat beklemek gereklidir. Nitrasyonla sertleştirmenin en önemli avantajı, dişlilerin 500°C sıcaklık sınırlarında bile sertliklerini ve aşınma dirençlerini kaybetmemeleridir.

32.3. DIŞLI ÇARK DIŞ YÜZEYLERİNİN TAŞLANMASI

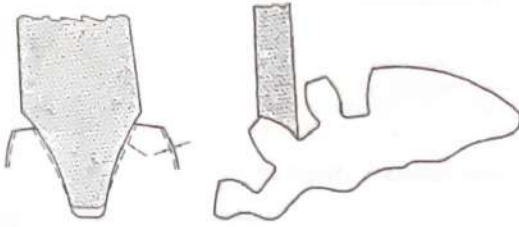
Sertleştirilen dişli çarklarda genellikle ısıl çekmeler, farklı ısınma ve soğuma nedeniyle çarpılmalar gibi şekil bozuklukları meydana gelebilir. Ayrıca bu esnada yüzey kalitelerinin bozulması olasılığı da vardır. Bu nedenle diş yüzeyleri sertleştirme işleminden sonra, taşlanır. Bunun yanında 350 HB üzerindeki sertliğe sahip malzemelerden dişli imali söz konusu olduğunda bu sertlikteki malzemelerin düzgün kalitede ve ölçüsünde diğer kesici takımlarla bitirilebilmesi olası değildir. Tamamlayıcı işlem ancak taşlama ile mümkündür.

Taşlama yöntemleri, talaşlı dişli imalatında kullanılan yöntemlerin benzeridir. Bunlardan şekil taşlama ve yuvarlanma yöntemi ile taşlama en çok kullanılan yöntemlerdir.

32.3.1. Şekil (Form) Taşı İle Taşlama

Form freze (modül frezesi) ile diş açma prensibine benzemektedir. Taşın biçimi diş profilinin aynı olup dışın çalışan yüzeylerini (yanaklarını) taşlar. Bu taşlama yönteminde kullanılan taşlar tek yanaklı veya çift yanaklı olarak yapılabilir (Şekil 32.16).

Bu yöntemle taşlama işlemi çok hızlı yapılabilir. Ancak tıpkı diş açmada olduğu gibi her modül için çeşitli diş sayılarına göre ayrı ayrı taşlar gerektirir. Diğer bir sakıncası, düzgünsüz aşınan taşların bilenmesinde evolvent eğrisini verebilmek için özel bir tezgaha gereksinim duyulmasıdır.

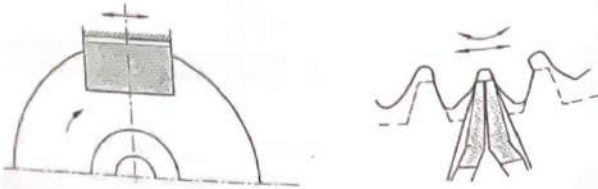


Şekil 32.16 Dişli çarklarda form şeklindeki taş ile taşlama

32.3.2. Yuvarlanma Yöntemi ile Taşlama

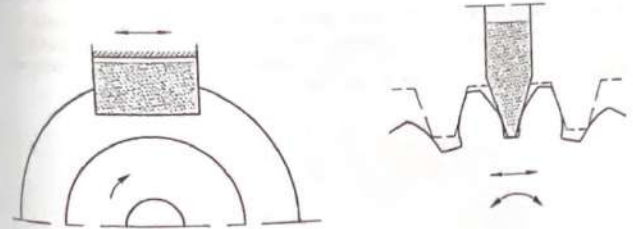
Yuvarlanma yöntemiyle silindirik diş yüzeylerinin taşlanması; kenarları düz disk şeklindeki taşlama taşı, şekil taşlama taşına benzer olarak, kendi eksenini etrafında döner. Bütün diş genişliğini taşıyabilmek üzere ise diş genişliği boyunca ilerleme hareketi yapar. Ayrıca şekil taşlama taşından farklı olarak, iki yana diş yüzeylerine doğru öteleme hareketi yapar. Bu esnada taşlanan dişli de aynı yönde döner. Dişli çark ve taşlama taşının arasındaki bu karşılıklı son hareket, taşlama taşının temsil ettiği kremayerin bir dişi ile dişli çarkın dişleri arasındaki ileri-geri yuvarlanma hareketine eşdeğerdir.

MAAG yöntemiyle taşlamada, kenarları standart kremayer profilini temsil eden karşılıklı iki disk (taşlama taşı) vardır (Şekil 32.17).



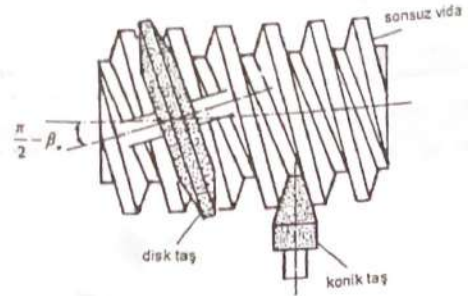
Şekil 32.17

iki diş yanağını bir defada işlemek üzere trapez profilili bir taşlama taşı da kullanılabilir (Şekil 32.18).



Şekil 32.18

Sonsuz vidaların taşlanması ise sonsuz vidanın imalatında olduğu gibi işlem yapılır. Azdırma frezesi tezgahlarında yapılan taşlama işleminde taş kendi eksenini etrafında dönme ve ilerleme hareketi yapar (Şekil 32.19). Sonsuz vida çarkı gibi çalışan taşlama taşı vidanın eğim açısı doğrultusunda yerleştirilmelidir.



Şekil 32.19 Sonsuz vidanın taşlanması prensibi

Konik dişlilerin yuvarlanma yöntemi ile taşlanması ise taşlama taşı, plan dişlisinin bir dişinin yaptığı hareketi yapar. Bütün genişlik bir anda işlendiği için dişli genişliği boyunca ilerlemeye gerek yoktur. Bu nedenle taşlama işlemi oldukça hızlıdır.

32.4. DIŞLİ ÇARK DIŞ YÜZEYLERİNİN TRAŞLANMASI

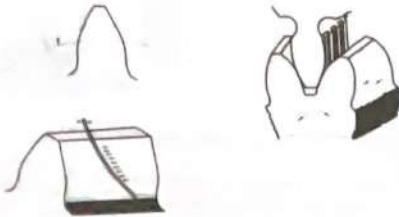
Traşlama (rasplama), normal kesme işlemine ve taşlamaya göre çok daha hızlı bir son talaş alma işlemidir. Traşlama işlemi, işlenecek malzemenin sertliği ile sınırlandırılmıştır. Profil geometrisi, taksimat hataları ve helis hataları bir dereceye kadar traşlama işlemi sırasında düzeltilebilir.



Şekil 32.20 Traşlama bıçağı (raspa)

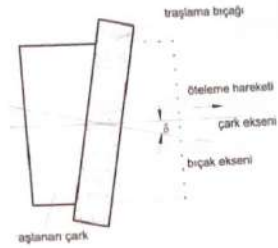
Traşlama bıçakları, dişleri kesici kenarları teşkil etmek üzere, eksene dik düzlemlerle dilimlenmiş silindirik dişli veya kremayer şeklindedir (Şekil 32.20).

Küçük dişlilerin traşlanmasında bıçak dişliyi, büyük dişlilerin traşlanmasında ise dişli bıçağı döndürür ve bıçak ile dişli temas yüzeyleri birbirlerine küçük bir basınçla baskı yapar (Şekil 32.21).



Şekil 32.21 Traşlama bıçağının dişli çarkla temas durumu

Traşlanacak dişli ile bıçak, eksenleri arasında belli bir açı olacak tarzda yerleştirilmiş olmalıdır. Böylece dişli ve bıçak bir çift spiral dişli gibi çalışır (Şekil 32.22'de δ açısı).



Şekil 32.22

Bu açı traşlamadaki kesme işlemini gerçekleştirir. Ancak kesme işlemi açıya bağlı olarak artmakla beraber kavrama doğrusunun uzunluğu azalacağından $10^\circ - 15^\circ$ arasında olması önerilmektedir. Traşlama bıçakları, çarka göre ya çark eksenine paralel veya eksene belli bir açı yapacak şekilde yada eksene dik öteleme hareketi yapmalıdır. Şekil 32.22'de çark eksenine paralel öteleme hareketi yapan bir traşlama işlemi görülmektedir.

33. DIŞLI ÇARKLARIN KONTROLÜ

İmalat esnasında dişli çarklarda diş profilleri ve buna bağlı olarak diğer boyutlarda çeşitli hatalar meydana gelir. Oluşan bu hatalar çeşitli yöntemlerle ölçülerek verilen tolerans sınırına göre durumları araştırılır. Böylece tespit edilebilen hatalar düzeltilir veya imalatta gerekli önlemler alınır.

33.1. DIŞLI ÇARK HATALARI VE HATALARIN ÖLÇÜLMESİ

Dişli çarklarda meydana gelen hatalar iki temel nedene dayanır: imalat ve montaj hataları. İmalat esnasında gerek diş açan tezgah ve gerekse kesici takımdan kaynaklanan düzensizlikler meydana gelebilir. Bazı durumlarda dişli taslağının kusurlu olarak bağlanması bu hatayı daha da artırır.

Dişli çarkların montajı sırasında oluşabilecek en büyük hata, eksen uzaklığının iyi ayarlanamamasından kaynaklanmaktadır. Buna ek olarak yataklama şekli ve kullanılan yağın olumsuz etkileri de göz önünde bulundurulmalıdır. Dişli çarkların yataklanmasında, radyal boşluğu daha az olduğu için, yuvarlanmalı yataklar tercih edilmelidir.

Dişli çarklarda oluşan hataların kontrol edilmesi genel olarak üç şekilde olmaktadır:

1. Çalışma esnasında kontrol
2. Tek tek hata kontrolü
3. Toplam hata kontrolü

33.1.1. Çalışma Esnasında Kontrol

Bu yöntemde, dişli çarkın görevini yapıp yapmadığı kabaca kontrol edilir. Düşük devirlerde çalışan ve yüksek özellikler beklenmeyen dişli çarklarda başvurulan bir uygulama şeklidir. Bir ses kontrol kutusuna bağlanan dişli çifti gerçek çalışma koşullarındaki devir sayısı ve yük altında çalıştırılarak gürültü ve titreşim kontrolü yapılır. Dişli çark değişik şartlar altında çok yönlü olarak, örneğin çeşitli diş aralıklarında tek yönlü veya iki yönlü işletme koşullarında çalıştırılarak kontrolleri yapılır. Bazı durumlarda yüksek özellikli dişli çiftleri de tam yük altında bu yöntemle kontrol edilir.

33.1.2. Tek Tek Hata Kontrolü

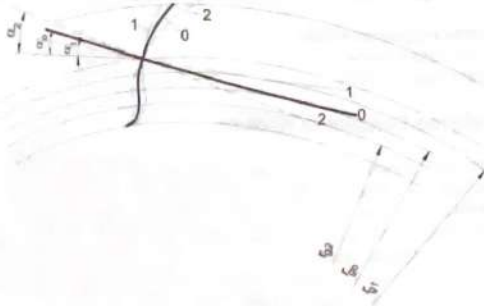
Tek bir dişli çarktaki hatalar, tamamen o dişlinin imalatı ile ilgilidir. Bu nedenle yapılabilecek hatalar, hata sınırları (toleranslar) ve bunların kontrolleri iyi bilinmelidir.

Dişli çarklardaki hatalar

- Temel daire ve kavrama açısı
- Diş yan yüzeyi
- Diş kalınlığı
- Bir dişe düşen ve toplam taksimat
- Taksimat atlama
- Kavrama taksimatı
- Yuvarlaklık
- Diş yönü
- Eksenler arası uzaklık

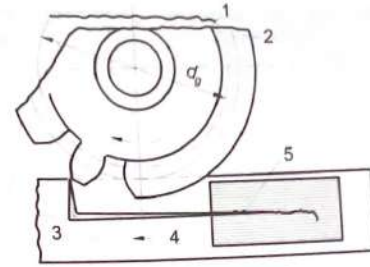
şeklinde sıralanabilir.

Temel daire ve kavrama açısı diş profilini oluşturan temel faktörlerdir. Şekil 33.1'de normal temel daire yarıçapı (r_e) ve kavrama açısı (α_e) dir. Temel daire normalden küçükse (r_{e1}) kavrama açısı (α_{e1}) daha büyük ve evolvent eğrisi (2) daha küçük eğriliktedir. Bunun tersi olan (1) konumunda ise temel daire daha büyük (r_{e2}), kavrama açısı (α_{e2}) daha küçük ve buna karşılık evolvent eğrisi daha büyük eğriliğe sahiptir.



Şekil 33.1

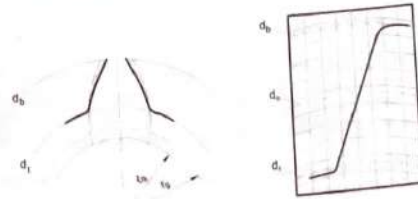
Temel dairenin ve buna bağlı olarak diş yan yüzeylerinin hataları; evolvent profilinin şeklinin kontrol edilmesiyle belirlenir. Evolvent profilinin kontrolü için kullanılan aparat aşağıdaki gibi çalışır (Şekil 33.2).



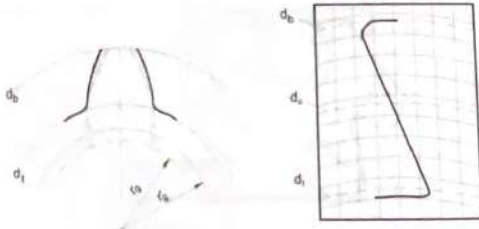
Şekil 33.2

Temel daire çapındaki bir sürtünme çarkı (1) bir cetvel (4) tarafından döndürülmektedir. Kontrolü yapılacak dişli çark (2) sürtünme çarkı miline sıkı olarak bağlanmıştır. İzleyici (3) adı verilen mandalin bir ucu diş yüzeyinde gezinirken diğer ucuna bağlanmış olan kalem (5) milimetrik kağıt üzerine gerekli hatayı işaretler. Bu şekilde elde edilen diyagrama evolvent diyagramı adı verilir. Bu aparatla dişli çark, adeta kremayer dişlisi ile çalışıyormuş gibi hareket eder ve diş profilinde herhangi bir hata yoksa düz bir çizgi çizer. Yani diyagramın düz çizgi şeklinde olması, temel dairesinin doğru olduğunu gösterir.

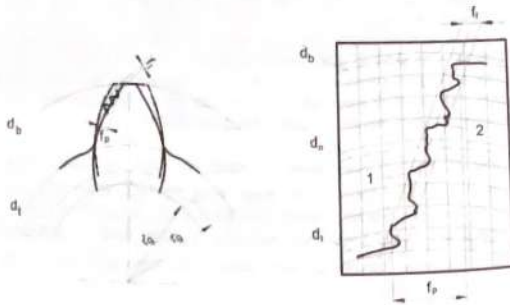
İmalat temel dairesi (r_e) normalden (r_e) küçük ise (Şekil 33.3) dişler fazla yatık, ters olarak büyük ise (Şekil 33.4) dişler fazla dik olur. Elde edilen evolvent diyagramı bir doğru olmayıp zikzaklı ise (Şekil 33.5) diş profilinin hatalı olduğu anlaşılar. Şekilde f_1 -diş yanı form hatasını, f_2 -profil hatasını göstermektedir. Burada temel dairenin ölçüsünün tam, daha küçük veya daha büyük olmasının herhangi bir önemi yoktur.



Şekil 33.3 Evolvent temel dairesi gerçekte küçük, yatık diş konumu



Şekil 33.4 Evolvent temel dairesi gerçek değerinden büyük, dolayısıyla dişler daha dik konumlu



Şekil 33.5 Diş yüzeyinin evolvent olmaması durumunda doğrunun zikzaklı oluşu

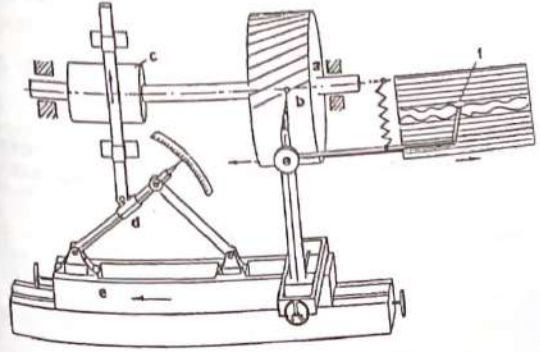
Yuvarlaklık hatasının kontrolü için dişli çark döner bir şekilde mesnetlidir. Bu şekilde merkezlenen dişli çarkın dış boşluklarına makara veya bilyalar konularak bunların tepelerine bağlanan bir ölçü saatinin ucu ile ölçme yapılır (Şekil 33.6). Ölçülen en büyük ve en küçük değerlerin farkları, yuvarlaklık hatasını gösterir.

Dişli çarka gelen yüklerin diş yüzeyine düzgün olarak dağılabilmesi için diş yönü (diş eğim) hatası belirli sınır değerini aşmamalıdır. Eğimi kontrol edilecek olan dişli (a) yuvarlaklık silindiri (c) miline sıkı bağlanır (Şekil 33.7). (e) kızıağı üzerinde yatay hareket edebilen bir tablaya bağlı ve bir ucu diş yanağına temas eden izleyici (b) ile diğer ucu bir diyagram kağıdına temas eden kalem (f) taşıyan bir manivela vardır. Düz alın dişlilerde dişli çark hiçbir hareket yapmaz, helisel alın dişlilerinde ise eksenal ilerleme hareketine uygun olarak (β_s) helis eğim açısı

kadar dönme hareketi yapar. Diyagramda düz yatay çizgi hatasız diş doğrultusunu; sarpmalar ise hatalı diş doğrultusunu gösterir.



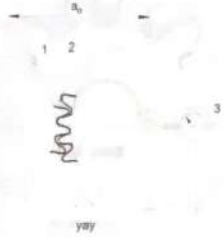
Şekil 33.6



Şekil 33.7 Diş yönü hatasının kontrol edilmesi

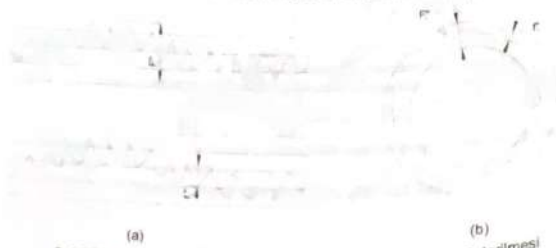
33.1.3. Toplam Hata Kontrolü

Dişlilerin tek diş hatalarının bileşiminden meydana gelen hata şeklindedir. Bu hataların kontrolü, Şekil 33.8'de şematik olarak gösterilen cihazla yapılmaktadır. Burada kontrol edilecek dişli çark (1) ile hatasız bir master dişli (2) birbiri üzerinde herhangi bir radyal yük uygulanmaksızın yuvarlanmaktadır. Ancak çevrim oranının olanaklar ölçüsünde gerçek değere yakın olması gerekmektedir. Diş yüzeyinde meydana gelen hatalar; ileri-geri gidebilecek şekilde yataklandırılmış master dişlinin (2) eksen aralığı (a_0) değişikliğinin ölçme saatine (3) iletilmesi ile kaydedilir. Böylece bileşik hatalar, ölçme cihazında milimetrik kağıt üzerine işaretlenir. Bileşik hatalar diyagramı adı verilen bu diyagram, şerit (Şekil 33.9a) veya dairesel (Şekil 33.9b) şeklinde olabilir.



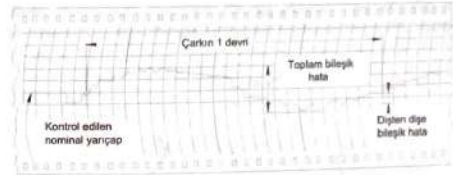
Şekil 33.8 Toplam hatanın kontrol edilmesi

Dişli çarkın bir tam devrine karşılık gelen bu diyagramda, hata eğrisinin maksimum ile minimum noktaları arasındaki farka yuvarlanma hatası (F_t) adı verilir. Tek



Şekil 33.9 Bileşik hatanın şerit ve dairesel diyagram olarak gösterilmesi

tarafli yuvarlanma ölçme yönteminde bu hata F_t ile, iki tarafli ölçme sisteminde ise F_t' ile gösterilir (Şekil 33.9 ve Şekil 33.10).



Şekil 33.10

Bir taksimata karşılık gelen ve birbirini takip eden maksimum ve minimum noktalar arasındaki farka dişten dişe bileşik hata veya yuvarlanma atlayışı denir (f_t). Tek tarafli yuvarlanma ölçme yönteminde bu hata f_t , iki tarafli yuvarlanma ölçme yönteminde ise f_t' ile gösterilir.

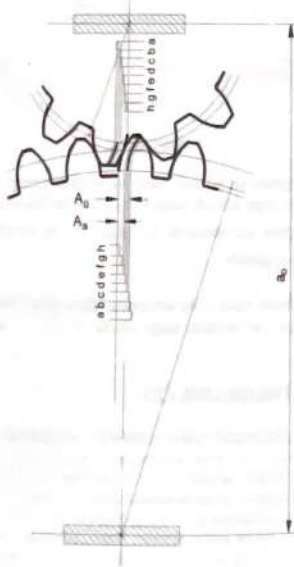
DIN standartlarında bileşik hata S ile simgelandiğine göre Cetvel 33.1'de; dişli çark kalitesi taksimat daresi ve modüle bağlı olarak F_t , F_t' , f_t ve f_t' 'ne ait değerler verilmiştir.

33.2. DIŞLI ÇARK TOLERANSLARI

Dişli çarkların eş çalışması yani dişlilerin alıştırılması bunlara verilecek toleranslarla mümkündür. Mil-delik alıştırmalarına benzeyen bu sistemde dişlilerin sıkışmadan çalışabilmeleri aralarında bırakılacak boşluklarla olmaktadır. Bu boşluklar dişlerin kalınlığının veya eksenler arası mesafenin değıştırılması ile elde edilmektedir. DIN standartlarına göre eş çalışacak dişli çiftine verilen bu boşluklar, dişli toleransları olarak ifade edilmektedir. Dişli çarklarda toleranslar diş kalınlığı, dişler arasındaki uzaklık (diş boşluğu) ve eksenler arası açıklık gibi boyutlar için verilebilir. Esasen bu üç boyutun toleransları; dişli çarkların çalışmasında önemli bir rol oynayan yan boşluğun değerini tayin etmektedir.

Dişli çarkların sıkışmadan çalışabilmeleri için aralarında bırakılacak boşluk, diş kalınlığını değıştırarak elde edilir. Diş kalınlığının teorik kalınlığa göre farkları a , b , ..., h diye harflerle belirtilir. Cetvel 33.1'de bunlardan bir kısmının üst (A_s) ve alt (A_s) ölçü farkları, dişli çarkın kalitesine, modüle ve taksimat daresi çapına bağlı olarak verilmiştir. Cetvelden görüldüğü gibi h en küçük boşluğu göstermekte ve g , f , e , ...'ye doğru diş boşluğu artmaktadır. Şekil 33.11'de bu şekilde elde edilen boşluklar şematik olarak ayrıca gösterilmiştir.

Normal dişli çark mekanizmaları yan boşluksuz olarak imal edilmektedir. 28.1.9. başlığı altında, dişli çarklara gerek çalışma rahatlığı vererek dişlerin kilitlenmesini önlemek gerekse yağ filmi oluşumu için yeterli boşluk bırakarak aşınmayı azaltmak bakımından bir yan boşluk verilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Yukarıda da bahsedildiği gibi bu yan boşluk ya diş kalınlığı azaltılarak veya düzeltilmiş dişlerde olduğu gibi eksenler arası mesafeyi değiştirerek elde edilebilir. Özellikle



Şekil 33.11

V-mekanizmalarında eksenler arası aralığın artırılmasının esas amacı montaj kolaylığını sağlamak ve dişlilerin eş çalışmasını temin etmek olmaktadır. Gerek görüldüğü gibi yağlama ve aşınma gibi nedenlerle bu bir zorunluluktur. Gerek imalat esnasında meydana gelen ölçü farklılıkları gerekse çalışma esnasındaki genişlemeler dikkate alındığında teorik olarak boşluksuz ancak diş kalınlığına verilen toleranslı ölçüler sayesinde sıkışmadan çalışabilecek bir yan boşluğun gerekliliği açık şekilde ortadadır.

Bir dişli çarkın kalitesi ağırlıklı olarak yüzey işleme kalitesine bağlı olmakla beraber dişliye verilecek tolerans bu büyüklükten farklı olmaktadır. Bu nedenle dişli çarkların tolerans alanları harflerle ve yüzey kaliteleri sayılarla belirtilir.

Dişli çark çiftine verilen yan boşluktan başka eksenler arası aralığın alt ve üst sınırları hakkında da bilgi sahibi olmamız gerekir. Bunlar için yine DIN standartlarına göre düzenlenmiş olan eksenler arası uzaklığa ait toleranslar, kaliteye bağlı olarak, J ve K harfleri ile simgelenmiş durumda iki ayrı grup halinde Cetvel 33.2'de verilmiştir.

Cetvel 33.1 Diş kalınlıkları ve dişler arası uzaklık toleransları
Değerler mikron (μm) olarak verilmiştir

Çizelge 33.2 Dişli çarklarda eksenler arası uzaklığa ait tolerans değerleri

Eksenler arası mesafe (mm)							
Kalite	6,3'e kadar	6,3'ten 16'ya kadar	16'dan 40'a kadar	40'tan 100'e kadar	100'den 250'ye kadar	250'den 630'a kadar	630'dan 1600'e kadar
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							

Eksenler arası mesafe toleransları $A_{\alpha}(\mu m)$	
J	K
+2	+4
+2	+4
+3-2	+5
+3	+6
+3	+6
+4-3	+7
+4	+8
+5-4	+9
+5	+10
+6-5	+11
+6	+12
+7	+14
+8	+16
+9	+18
+10	+20
+11	+22
+12	+24
+14	+28
+16	+32
+18	+36
+20	+40
+22	+45
+25	+50
+28	+56
+32	+63
+36	+71
+40	+80
+45	+90
+50	+100
+56	+110
+63	+125
+71	+140
+80	+160
+90	+180
+100	+200
+110	+225
+125	+250
+140	+280
+160	+320
+180	+360
+200	+400
+220	+450
+250	+500
+320	+630

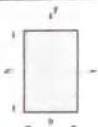
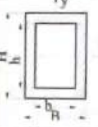
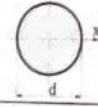
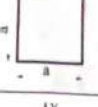
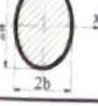
KAYNAKÇA

1. Akkurt, M., Makina Elemanları, Cilt II, Birsan yayınevi, İstanbul, 1997.
2. Akkurt, M., Makina Elemanları Cilt III, Bursa Üniversitesi yayınları, No 4-005-0018, 1980.
3. Akkurt, M., Makina Elemanları Problemleri, Birsan Yayınevi, ISBN 975-511-024-0, İstanbul, 1994.
4. Beneyyat, İ., (Decker/Kabus), Çözümlü Makina Elemanları Problemleri, Güven Kitabevi, Ankara, 1974.
5. Cürgül, İ., Makina Elemanları Cilt II, Kocaeli Üniversitesi Yayınları, Sayı 1, Doğan Matbaası, İstanbul, 1993.
6. Cürgül, İ., Çözümlü Makina Elemanları Problemleri, Kocaeli Üniversitesi Yayınları, Sayı: 7, Kocaeli Üniversitesi Basımevi, Kocaeli, 1997.
7. Cürgül, İ., Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, Cilt I, Birsan Yayınevi, ISBN 975-511-401-7, İstanbul, 2008.
8. Cameron, A., Principles of Lubrication, Longmans, 1967.
9. Cameron, A., Basic Lubrication Theory, Ellis Horwood Limited, Second Edition, Chichester, 1976.
10. Çakmak, M.S., Dişli Çarklar, Arpaz Matbaacılık, İstanbul, 1980.
11. Desmond, F.M., Principles and Applications of Tribology, Pergamon Pres, Oxford, 1975.
12. Dudley, W.D., Gear Handbook, McGraw-Hill Co. New York, 1972.
13. Faïres, M.V., Design of Machine Elements, McMillan Co., New York, 1970.
14. Gediktaş, M., Temiz, V., Palabıyık, İ.M. ve Parlar, Z., Makina Elemanları problemleri, Çağlayan Yayınevi, İstanbul, 1999.
15. Niemann, G., Maschinenelemente, Berli-Göttingen-Heidelberg-New York, Springer Verlag, 1969.
16. Norton, R.L., Design of Machinery, McGraw-Hill Co., International Editions, 1992.
17. Norton, R.L., Machine Design, Second Edition, Prentice-Hall, 2000.
18. Oberk, E., Jones, F.D. and Horton, H.I., Machinery's Handbook, Industrial Pres Inc., 20th Edition, New York, 1975.
19. Okday, Ş., Makina Elemanları, Cilt II ve Cilt III, Birsan yayınevi, İstanbul.
20. REA's (Research Education Association), The Machine Design Problem Solver, Revised Printing, USA, 1989.
21. Shigley, E.J., Mechanical Design, McGraw-Hill Book Co. New York, 1972.
22. Spotts, F.M., Design of Machine Elements, Prentice-Hall Inc., 1971.
23. SKF Genel Rulman Kataloğu, 3000 T 48.
24. Tochtermann, W., Bodenstein, F., Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Berlin-Heidelberg-New York, Springer Verlag, 1982.
25. Ulukan, L., Yağlama Tekniği, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Öğrenci Yayını, 1970.
26. Ulukan, L., Çözülebilir Kavramalar, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Öğrenci Yayını, 1971.
27. Ulukan, L., Tashihli Dişliler, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Öğrenci Yayını, 1970.

Cetvel 1 Birim sistemleri

Büyüklik/Simge	Uluslararası birim sistemi (SI)		Teknik birim sistemi (MKSA)	
	Birim	Simge	Birim	Simge
Uzunluk	metre	m	metre	m
Alan	metrekare	m ²	metrekare	m ²
Hacim	metreküp	m ³	metreküp	m ³
Zaman	saniye	s	litre	l
Debi (verdi)	metreküp/saniye	m ³ /s	metreküp/saniye	m ³ /s
Hız	metre/saniye	m/s	litre/dakika	l/dk
Açısal hız	radyan/saniye	rad/s	metre/dakika	m/dk
İvme	metre/saniyekare	m/s ²	radyan/saniye	rad/s
Devir sayısı	devir/saniye	1/s	metre/saniyekare	m/s ²
Kütle	kilogram	kg	devir/dakika	dev/dk
Yoğunluk	kilogram/metreküp	kg/m ³	kilogram-kuvvet/saniyekare/metre	kgf.s ² /m
Kuvvet	Newton	N	kilogram/metreküp	kg/m ³
Özgül ağırlık	Newton/metreküp	N/m ³	kilogram-kuvvet	kgf
Moment	Newton.metre	N.m	kilogram-kuvvet/metreküp	kgf/m ³
Basınç	Newton/metrekare	N/m ²	kilogram-kuvvet/metre	kgf m
Viskozite (dinamik)	Newton.saniye/metrekare	N.s/m ²	kilogram-kuvvet/santimetrekare	kgf/cm ²
Viskozite (kinematik)	metrekare/saniye	m ² /s	Poise	P
Enerji	Joule	J	centipoise	cP
Isı miktarı	Joule	J	Stokes	St
Güç	Watt	W	centistokes	cSt
Sıcaklık	Kelvin-derece	°K	kilogram-kuvvet.metre	kgf m
			kilokalori	kcal
			kilogram-kuvvet.metre/saniye	kgf.m/s
			Beygirgücü (=736 W)	BG
			Celsius-derece	°C

Cetvel 2 Bazı geometrik şekillerin eylemsizlik ve mukavemet momentleri

Kesit	I	I_p	W_x	W_y
	$I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb^3}{12}$	-	$W_x = \frac{bh^2}{6}$ $W_y = \frac{hb^2}{6}$	-
	$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ $I_y = \frac{HB^3 - hb^3}{12}$	-	$W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ $W_y = \frac{HB^3 - hb^3}{6B}$	-
	$I_x = \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^4}{32}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
	$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$	$W_y = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$
	$I_x = I_y = \frac{a^4}{12}$	-	$W_x = W_y = \frac{a^3}{6}$	-
	$I_x = \frac{\pi a^3 b}{4}$ $I_y = \frac{\pi b^3 a}{4}$	$\frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2}$	$W_x = \frac{\pi a^2 b}{4}$ $W_y = \frac{\pi b^2 a}{4}$	$\frac{\pi a b^2}{2}$

Cetvel 3 Bazı Malzemelerin Mekanik Özellikleri

Malzeme	Elastiklik modülü (E) daN/mm ²	Kayma modülü (G) daN/mm ²	Poisson oranı (ν)	Özgül ağırlık (γ)
Alüminyum alaşımları	0,7242.10 ⁴	0,2672.10 ⁴	0,334	2,7126
Berilyum bronzu	1,2656.10 ⁴	0,4921.10 ⁴	0,285	8,2209
Karbonlu çelik	2,1093.10 ⁴	0,8086.10 ⁴	0,292-0,303	7,8057
Dökme çelik	2,0389.10 ⁴	0,7875.10 ⁴	0,265	7,7504
Kır dökme çelik	1,0195.10 ⁴	0,4219.10 ⁴	0,210-0,270	7,1968
Inconel	2,1796.10 ⁴	0,7734.10 ⁴	0,290	8,4977
Magnezyum	0,4570.10 ⁴	0,1687.10 ⁴	0,350	1,7992
Molibden	3,3749.10 ⁴	1,1953.10 ⁴	0,307	10,1862
Monel metal	1,8280.10 ⁴	0,6679.10 ⁴	0,320	8,8299
Nikel-Gümüş alaşımı	1,3007.10 ⁴	0,4922.10 ⁴	0,322	8,7469
Nikel alaşımı çelik	2,1093.10 ⁴	0,8086.10 ⁴	0,291	7,7504
Fosfor bronzu	1,1320.10 ⁴	0,4219.10 ⁴	0,349	8,1656
Paslanmaz çelik (18-8)	1,9405.10 ⁴	0,7453.10 ⁴	0,305	7,7504
Titanyum	1,0546.10 ⁴	-	-	4,4841

Not: Verilen değerler, malzemenin elde edilmiş yöntemlerine ve alaşım elementlerine bağlı değerlerdir.

Cetvel 4 Emniyet katsayısı (S) değerleri

Büyükük	Açıklama
1,25...1,5	Kesinlikle tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz ve kontrol edilebilen şartlar altında çalışan olağanüstü güvenilir malzemeler için. Hafiflik şartının önemli bir istek olduğu yerlerde öncelikle kullanılır.
1,5...2,0	Nispeten sabit çevre şartları altında çalışan ve kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz tanınmış malzemeler için.
2,0...2,5	Normal çevre şartlarında çalışan ve tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz orta kaliteli malzemeler için.
2,5...3,0	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan az denenmiş ve kırılan malzemeler için.
3,0...4,0	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan denenmemiş malzemeler için. Belirsiz çevre şartlarında çalışan veya belirsiz gerilmelere maruz tanınmış malzemeler için de uygulanabilir.

Not: 1. Yukarıda tanımlanan emniyet katsayıları değişken zorlanma halleri için de geçerli olup bu durumda akma sınırı yerine sürekli mukavemet sınırı esas alınmalıdır.

2. Döküm, dövme, presleme ve kaynak yolu ile imal edilmiş parçalar için kullanılan emniyet katsayılarında genellikle yukarıdakilere nazaran önemli ölçüde bir değişiklik yoktur.
3. Ticari bakımdan hazır standart elemanlarda kullanılacak emniyet katsayıları güvenilir imalatçılar tarafından tavsiye edilen veya makine tasarımları için tespit edilen değerler kullanılmalıdır.
4. Daha büyük bir emniyet katsayısının gerektiği düşünülürse, bu duruma, ciddi bilimsel veriler göz önünde bulundurularak karar verilmelidir.

Cetvel 5 Emniyetli yüzey basıncı değerleri (daN/cm²)

Malzeme	Yükleme durumu		
	Statik	Değişken	Darbeli
Çelik	800-1500	600-1000	300-500
Çelik, sertleştirilmiş	1500-1800	800-1200	400-600
Çelik döküm	800-1000	500-900	250-350
Dökme demir	700-800	450-550	200-300
Temper döküm	500-800	300-550	200-300
Sert döküm	1000-1500	700-1000	350-500
Bronz	300-400	200-300	100-150
Kızıl döküm	250-350	150-250	80-120
Pirinç, haddelenmiş	300-450	250-350	100-150

Not: Daha sağlıklı değerler için elemanın yüzey kalitesi ve sertliği de göz önünde bulundurulmalıdır.

Cetvel 6 Bazı malzeme çiftleri arasındaki sürtünme katsayıları

Eş çalışan malzemeler	Sürtünme katsayısı
Kuru sürtünme	
Çelik-Beyaz metal	0,15 - 0,3
Çelik-Bakır/Kurşun alaşımı	0,15 - 0,3
Çelik-Naylon	0,3 - 0,5
Teflon-Diğer malzemeler	0,04 - 0,12
Grafit-Diğer malzemeler	0,08 - 0,16
Kösele-Odun	0,3 - 0,5
Lastik-Diğer malzemeler	0,6 - 0,9
Sıvı sürtünmesi	
Çelik-Dökme demir	Gres 0,05 - 0,1
Çelik-Bronz	Sıvı Yağ 0,02 - 0,1
Çelik-Naylon	Sıvı Yağ 0,05 - 0,1
Sıvı sürtünme	
Hidrokinamik yağlama	0,001 - 0,01
Hidrostatik yağlama	0,0001 - 0,001
Yuvarlanma sürtünmesi	
Düzlem üzerinde silindir	0,0000 - 0,001
Yuvarlanmalı yataklar	0,001 - 0,01
Geometrik olarak hatalı elemanlar	0,05 - 0,2
Kati yağlayıcılar	
İnce kurşun tabakası kaplı çelik	0,08 - 0,2
Grafit veya Molibden di sülfid'ten oluşan bir tabaka ile kaplı metaller	0,06 - 0,2

Cetvel 7 Bazı metallerin fiziksel özellikleri

Metal	Sembol	Yer kabuğu, miktarı (%)	Özgül ağırlık (daN/dm ³)	Ergime noktası (°C)	Kayna- ma noktası (°C)	20°C da ısı iletken (W/m°C)	Elastik, modülü (daN/dm ²)
Alüminyum	Al	8,13	2,7	660,2	2450	223	7170
Anlmon	Sb	-	8,62	630,5	1380	19	-
Berilyum	Be	0,001	1,85	1280	2770	160	29200
Bismut	Bi	-	9,80	271,3	1580	8,8	3200
Kadmiyum	Cd	-	8,85	320,9	765	92	5000
Seryum	Ce	-	6,8	804	3470	-	-
Krom	Cr	0,037	7,19	1875	2865	67	19000
Kobalt	Co	0,001	8,85	1495	2900	69	20300
Kolombiyum	Cb	-	8,57	2468	4927	-	16000
Bakır	Cu	0,01	8,96	1083	2800	393	11600
Germanyum	Ge	-	5,32	937,4	2830	-	8000
Altın	Au	0,0000001	19,32	1063	2970	296	8100
İndiyum	Ir	-	22,42	2454	5300	59	54500
Demir	Fe	5,01	7,87	1539	3000	75	21000
Kurşun	Pb	0,002	11,35	327,4	1725	35	1800
Lityum	Li	-	0,53	180,5	1330	71	2200
Magnesyum	Mg	2,09	1,74	650	1110	158	4300
Manganez	Mn	0,1	7,43	1245	2150	-	11000
Civa	Hg	0,00001	13,55	-28,36	357	8,4	-
Molibden	Mo	0,0001	10,2	2610	5560	146	33500
Nikel	Ni	-	8,91	1453	2730	92	20500
Palladyum	Pd	-	12,02	1354	4000	71	12200
Platin	Pt	-	21,45	1769	4530	71	17000
Radyum	Rh	-	12,44	1966	4500	88	38600
Selenyum	Se	-	4,8	220	685	-	-
Gümüş	Ag	0,000001	10,49	960,5	2210	418 (0°C)	7400
Silyum	Si	27,72	2,34	1410	2680	84	11500
Tantal	Ta	-	16,6	2996	3425	34	19000
Kalay	Sn	0,0000001	7,3	231,9	2270	67	5500
Titanyum	Ti	0,63	4,5	1668	3280	16,7	12000
Tunsten	W	0,005	19,3	3410	5930	200	36500
Uranyum	U	-	19,07	1130	3530	26,7	13300
Vanadyum	V	-	6,1	1400	3400	-	15000
Çinko	Zn	0,004	7,13	419,5	906	113	10500
Zirkonyum	Zr	-	6,49	1850	3580	16,7	8400

Cetvel 8 Metal malzemelere ait bazı özellikler

Malzeme	Özgül ağırlık (daN/dm ³)	Ergime noktası (°C)	Isıl iletke- nlik (W/m ² C)	Isıl genişlem e katsayısı (10 ⁻⁶ /°C)	Su miktarı ⁽¹⁾	Kopma mukavemeti (daN/mm ²)	Kopma uzaması (%)	Elastiklik modülü (daN/mm ²)
Çelik	7,80	1400	58,5	12	0	60-100	10-20	22000
Alüm. döküm	2,70	658	209	23	0	7-10	25-30	6800
Magnesyum ala.	1,70	651	160	25	0	9-11	6-7	4200
Bakır, çekilgenmiş	8,90	1080	375	17	0	15-20	40-60	13000
Plörc 65/35	7,30-8,40	935	100	18	0	-	-	10600
Tahta	0,97-1,18	-	-	60-120	0,3-11,0	8,5-15	0,2-5	740-1300
Poliamid, metal yapıklı	1,09-1,16	220-260	0,21-0,25	110-145	1,7-3,5	-	-	40-150
Enamel	0,95	-	-	200	0	3-4 ⁽²⁾	8-10 ⁽²⁾	80-100
Elastomerler	1,20-1,60	-	0,16	70	0,2-0,5	1-6	2-500	-
Vulkanize elastomer	0,96-1,30	-	-	-	-	2-4	560-1000	2-4
Latik, sert	1,12-1,80	-	-	80	0,3	2-8,7	6-15	380
Polimetil- akrilik	1,18-1,19	-	-	-	0,3	6,3-7,6	4-8	260-320
Polibütan	1,05	-	0,085	180	0,5	4-6	1,5	120-330
Cam	2,50	-	-	-	-	-	-	4500-10000
Fenolik- formaldehid	1,30-1,50	-	0,21	35	0,5	4,5-7	0,7	700-1000
Metakrilik- formaldehid	1,50	-	0,29	30	0,3	4-5	0,7	1100
Polyester- epoksi- cam elyaşı	1,60-1,90	-	-	-	-	15-80	-	2000-4000
Beramik	2,40-2,50	-	-	-	0,1-0,3	0,4-0,8	-	4300-10000

⁽¹⁾ - %60 ızafı nemli hava ile dengelenmiş

⁽²⁾ - Akma sınırı için

Cetvel 9 Çeşitli Alüminyum Alaşımlarının bazı mekanik özellikleri

Malzeme	Sembol	Kimyasal bileşimi (%)	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)			
			σ_{Ak}	σ_K	σ_D	HB
Dövme Alüminyum Alaşımları	Kum ve kalıpla döküm	UG Al Zn4 Cu4	Cu3-6 Zn3-6 Al 87	(11-17) 8	(15-20) 12	(70-100) 60
		G Al Si 13	Si12-13,5 Mn0-0,5 Kaliteli Al	(8-9) 7	(17-22) 14	(50-60) 50
		UG AlSi Cu3	Si5-6,5 Mg0,3 Cu2-4	(15-18) 11	(16-21) 13	(75-90) 75
		UG AlSi6 Cu3 K	Mn+Fe+Ni+Pb+Sn=1,8	(15-20) 11	(18-22) 14	(90-105) 90
		G Al Mg 5	Mg4,5-5,5 Mn0,1-0,4 Si0,8-1,3 Ti0-0,2	(9-10) 12	(16-19) 12	(55-70) 55
	Pres döküm	G Al Mg 5 K ⁽¹⁾	Fe0,5 Zn0,2 Cu0,05	(9-10) 12	(17-25) 12	(60-80) 55
		AlSiCuNi 11	Si11,5-13,5 Mn0-0,5 Cu0,4-0,8 Ni0,2-0,4 Mg0,8-1,5 Fe+Ti=0,8 Kaliteli Al	-	(14-20)	(85-100)
		D Al Mg 9	Mg7-10 Mn0,1-0,8 Si0-0,6 Fe < 1,5 Cu+Zn < 0,3 Cu < 0,1	-	18-25	(60-80)
		Al Cu 3 Mg	Cu2,5-5,5 Mg0,2-2 Si0,2-1,5 Mn0,1-1,5	25-32 28-42	38-44 45-58	80-115 110-135
		Al Cu 3 Mg P ⁽²⁾				
Dövme Alüminyum Alaşımları	Pres döküm	Al Mg Si	Mg0,7-1,0 Si0,7-1,2 Mn0,6-1,0	-	11-13 20-26 25-32 28-42	30-40 50-60 60-120 70-120
		Al Mg 5	Mg4,0-5,5 Mn0-0,8 Zn0-0,4	11-18 25-30	25-32 30-40	60-80 80-110
		Al Mg Mn	Sb < 0,2 Mg2,4-3,0 Mn0,6-1,0	8-14 13-18 20-24	18-24 22-26 24-28	45-50 55 65

(1) K-Kök döküm (2) Pl-Platin kaplama

Not: 1) Alüminyum alaşımlarında döküm için $E=(7,85-8,5)$ daN/mm², dövme için $E=(6,9-7,2)$ daN/mm² ve $\gamma=(2,6-2,9)$ daN/dm²2) Parantez içi mukavemet değerleri, kesiti 100 mm² olan deney çubukları içindir. Diğerleri ise ortalama değerlerdir.

Cetvel 10 Bakır alaşımlarının bazı özellikleri

Alaşım	Eleman şekli	Yapı	Akma sınırı (daN/mm ²)	Kopma mukavemeti (daN/mm ²)	Sertlik (Rockwell)	Bileşimi (%) Cu Zn Pb Sn
San piring	Levha	Sert	42	52	80B	65 35
	Levha	Yumuşak	10,5	33	64F	65 35
	Çubuk	Sert	31,5	42	80B	65 35
	Çubuk	Yumuşak	11	33,5	65F	65 35
Kızıl piring	Levha	Sert	40,0	49	77B	85 15
	Levha	Yumuşak	8,5	23	59F	85 15
	Levha	Sert	36,5	40	75B	85 15
	Çubuk	Yumuşak	7,0	28	55F	85 15
Yaldız pirinci	Boru	Sert	40,5	49	75B	85 15
	Levha	Sert	35	39	64B	95 5
	Levha	Yumuşak	7	24	46F	95 5
	Boru	Sert	42	52,5	80B	67 32,5 0,5 -
Az kurşunlu piring	Boru	Yumuşak	10,5	33	64F	67 32,5 0,5 -
Çok kurşunlu piring	Levha	Sert	42	52	80B	64 34 2 -
	Levha	Yumuşak	12	34,5	68F	64 34 2 -
	Çubuk	Sert	31,5	40,5	78B	61,5 35,5 3 -
	Çubuk	Yumuşak	12,5	34,5	68F	61,5 35,5 3 -
Ticari bronz	Levha	Sert	38	43	70B	90 10
	Levha	Yumuşak	7	26	53F	90 10
	Çubuk	Sert	38	42	68B	90 10
	Çubuk	Yumuşak	7	28	55F	90 10
Fosfor bronzu	Levha	Sert	52,5	37	87B	95 - - 3
	Levha	Yumuşak	13	33	76F	95 - - 3
	Çubuk	Sert	40,5	49	78B	95 - - 3
	Çubuk	Yumuşak	47,5	65	90B	92 - - 8
Alüminyum bronzu (%5)	Boru	Sert	-	49	80B	95
Berilyum-brakar (%2,25)	Çubuk	Sert	52,5	80,5	98B	97
	Çubuk	Yumuşak	17,5	42	77B	97
	Levha	Sert	102	126,5	-	97

Cetvel 11 Magnezyum, pirinç ve çinko alaşımlarının bazı mekanik özellikleri

Malzeme	Sembol	Kimyasal bileşim (%)	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)					
			σ_{Ak}	σ_K	σ_{cD}	σ_{AkDp}	HB	
Magnezyum Alaşımı DIN 1724	Döküm	G Mg Al 3 Zn	Al2,5-3,4 Zn0,6-1,4 Mn0,1-0,5 Kalanı Mg	(5,0-6,5) 4	(16-20) 8	-	-	40
		G Mg Al 6 Zn I	Al5,3-6,1 Zn2,3-3,1 Mn0,1-0,5 Kalanı Mg	(9-11) 8	(16-20) 13	-	6,5	50
		G Mg Al 9	Al7,8-8,8 Zn0,1-0,8 Mn0,1-0,5 Kalanı Mg	(10-13)9 (10-13)9	(24-28)17 (24-28)17	-	-	55 55
		D Mg Al 9 I	Al7,8-8,8 Zn0,1-0,8 Mn0,1-0,5 Kalanı Mg	- (10-15)	(16-23) (20-24)	-	-	55 40-50
		Mg Mn	Mn1,4-2,3 Kalanı Mg	14-20	19-26	8	8	40-50
Pirinç DIN 1728	Döküm	Mg Al 6	Al5,5-8,0 Zn0,5-2,0 Mn0,05-0,4	20-22	28-32	11	11	-
		G Ms 60	Cu58-60 Kalanı Zn Pb<2	-	25	-	-	70
		So C Ms 57	Cu54-60 Mn+Al+Fe+Sn=7,5 Kalanı Zn	18-25	45-60	-	-	100-130
		F 37	-	-	37-45	-	-	-
		Ms 58 F 44	-	-	44-54	-	-	-
	Dökme	F 51	Cu58 Pb<3 Kalanı Zn	-	51-63	-	-	16
		F 29	-	-	29-35	-	-	80
		Ms 63 F 45	-	-	35-43	-	-	120
		F 52	Cu63 Pb0-0,5 Kalanı Zn	-	>32	-	-	>140
		F40	-	-	36	-	-	80
Çinko alaşımları DIN 1724	Dökme	So Ms 68 F45	Cu66-70 Si0,6-1,1 Pb0,2-0,4 Kalanı Zn	12	36-42	-	-	80-130
		F60	-	31	45	-	-	130
		D Zn Al 2 Cu I	Al1,5-2,0 Cu0,6-1,2 Mg0,02-0,05 Kalanı Zn	-	26	-	-	80
		D Zn Al 4 Cu I	Al3,5-4,3 Cu0,6-1,0 Mg0,02-0,05 Kalanı Zn	-	27	-	-	80

Mg alaşımları için $\gamma = 1,8 \text{ daN/dm}^2$ ve $E = 4,4 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$

Ms alaşımları için $\gamma = 8,5 \text{ daN/dm}^2$ ve $E = 8,0 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$

Zn alaşımları için $\gamma = (6,7-6,9) \text{ daN/dm}^2$ ve $E = 13 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$

Not: Parantez içindeki mukavemet değerleri 100 mm² kesit alanı olan deney çubukları için olup diğer değerler ortalama alınmıştır.

Cetvel 12 Islah çeliklerinin mukavemet değerleri

Malzeme	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)				
	σ_K	σ_{Ak}	σ_{cD}	σ_D	r_D
C22 ve Ck22	50...60	30	-	23	16
C35 ve Ck35	60...72	37	20	27	15
C45 ve Ck45	65...80	40	22	30	17
C60 ve Ck60	75...90	49	-	33	20
30 Mn 5	80...95	55	-	39	20
37 Mn Si 5	90...105	65	-	45	29
42 Mn V 7	100...120	80	-	-	-
34 Cr 4	90...105	65	-	36	20
41 Cr 4	90...105	65	-	50	-
25 Cr Mo 4	80...95	55	25	35	20
34 Cr Mo 4	90...105	65	27	40	22
42 Cr Mo 4	100...120	80	40	53	31
30 Cr Mo V 9	125...145	105	-	50	30
34 Cr Ni Mo 6	110...130	90	-	55	34
30 Cr Ni Mo 8	125...145	105	38	55	32

Not: 1) Akma ve kopma mukavemeti değerleri 16-40 mm arasındaki çaplar için geçerlidir.

2) Ck: Endüksiyonla sertleştirilmiş çelik

Cetvel 13 Genel yapı çeliklerinin mukavemet değerleri

Çelik türü			Mukavemet değerleri (daN/mm ²)							
1	2	3	σ_K	σ_{Ak}	σ_{cD}	σ_{cT}	σ_{cD}	σ_{cT}	r_{bD}	r_{bT}
Fe 33	Fe 33		33...50	18	-	-	-	-	-	-
Fe 34	Fe 34		34...42	20	-	-	17	-	9	-
Fe 37	Fe 37	Fe 37	37...45	23	12	22	17	26	10	14
Fe 42	Fe 42	Fe 42	42...50	25	13,5	24	19	30	11	16
Fe 50	Fe 50		50...60	29	18	31	24	37	14	19
Fe 50		Fe 52	52...62	35	18	32	21	40	13	19
Fe 60	Fe 60		60...72	33	20	35	28	43	16	22
Fe 70	Fe 70		70...85	36	23	41	32	50	19	26

Cetvel 14 Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri

Malzeme	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)					
	σ_K	σ_{Ak}	σ_{eD}	σ_{eT}	τ_{bD}	τ_{bT}
C10 ve Ck10	42...52	25	22	-	12	-
C15 ve Ck15	50...65	30	27	42	17	20
15 Cr 3	60...85	40	32	56	20	25
16 Mn Cr 5	60...100	60	44	80	26	37
20 Mn Cr 5	100...130	70	44	70	27	43
15 CrNi 6	90...120	65	44	-	29	-
18 Cr Ni 8	120...145	80	64	108	37	51

Not: Verilen mukavemet değerleri ısıtma işlemi sonrasında aittir

Cetvel 15 Sementasyon çeliklerinin sertlik değerleri

Malzeme	Kopma mukavemeti σ_K			Akma sınırı σ_{Ak}			Brinell Sertliği HB		
	(daN/mm ²)			(daN/mm ²)			(daN/mm ²) (BSD 30)		
	011 mm	030 mm	060 mm	011 mm	030 mm	060 mm	Yt	Is	By
C10 ve Ck10	640-760	490-640	-	390	295	-	131	-	90-126
C15 ve Ck15	740-880	590-780	-	440	355	-	146	-	103-140
15 Cr 3	740-880	590-780	-	440	355	-	146	-	103-140
16 MnCr 5	960-1270	890-1160	780-1060	685	635	540	217	170-217	152-201
20 MnCr 5	1230-1470	1180-1420	1080-1320	835	785	685	235	187-235	170-217
20 MnCr 4	980-1270	780-1060	690-930	785	590	490	210	165-210	150-195
25 MnCr 4	1180-1420	1080-1320	960-1270	835	785	685	229	179-229	159-207
15 CrNi 6	780-1030	680-880	-	510	440	-	174	126-174	118-160
18 CrNi 8	860-1180	780-1080	640-930	635	590	-	207	156-207	140-187
17 CrNiMo 8	880-1080	780-1180	640-930	635	590	440	207	156-207	140-187
21 NiCrMo 2	1080-1370	980-1270	780-1080	735	685	540	217	170-217	152-201
16 MnCrS 5	880-1180	780-1080	-	635	590	-	207	156-207	140-187
20 MnCrS 5	880-1080	780-1080	-	635	590	-	297	156-207	140-187
20 MnCrS 4	1080-1370	980-1270	780-1080	735	685	540	217	170-217	152-201
25 MnCrS 4	1080-1370	980-1270	780-1080	735	685	540	217	170-217	152-201

Not: Yt-yumuşak tavlı, Is-ısıtma işlemli, By-belirli yapı durumunda

Cetvel 16 Kır dökme demirin mukavemet değerleri

Adı	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)						
	σ_K	σ_{Ak}	σ_{eD}	σ_{eT}	τ_{bD}	τ_{bT}	HB
Küresel grafitli							
DDK-38	38	25	19	34	11	21	140...180
DDK-42	42	28	20	36	12	23	150...200
DDK-50	50	35	21	38	12,5	24	170...240
DDK-60	60	42	24	43	14	26	210...280
DDK70	70	50	25	45	15	28	230...320
Lamel grafitli							
DDL-10	10	-	5,5	8	4	5,5	...180
DDL-15	15	-	7	13	5,5	7,5	...200
DDL-20	20	-	9	18	7	10	...220
DDL-25	25	-	11	22	9	12,5	...240
DDL-30	30	-	14	27	11	15	180...250
DDL-35	35	-	16	32	13	17,5	190...270
DDL-40	40	-	19	36	15	20	210...270

Cetvel 17 Temper dökümün mukavemet değerleri

Adı	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)						
	σ_K	σ_{Ak}	σ_{eD}	σ_{eT}	τ_{bD}	τ_{bT}	HB
DDTB-35	35	-	14	25	8,5	16,5	...220
DDTB-40	40	22	17	29	10	19	...220
DDTB-45	45	26	18	32	11,5	21	...200
DDTB-55	55	36	22	40	14	26	...240
DDTB-65	65	43	26	47	16,5	31	...270
DDTB-38	38	20	15	27	10	18	...200
DDTS-35	35	20	14	26	8,5	17	...150
DDTA-45	45	30	18	32	11,5	21	160...200
DDTS-55	55	36	22	47	14	26	180...220
DDTS-65	65	43	26	27	16,5	31	210...250
DDTS-70	70	55	28	50	18	33	240...270

Cetvel 18 Alaşımsız dökme çelikler

Adı	Mukavemet değerleri (daN/mm ²)					
	σ_K	σ_{Ak}	σ_{eD}	σ_{eT}	τ_{bD}	τ_{bT}
DÇ-48	38	19	18	27	11	16,5
DÇ-45	45	23	20	32	12,5	20
DÇ-52	52	26	10	38	12,5	23
DÇ-60	60	30	24	43	14	26,5
DÇ-62	62	35	24	44	14	27
DÇ-70	70	42	25	47	15	29

Cetvel 19 Sıcaklığa dayanıklı alaşımlı dökme çelikler (daN/mm²)

Adı	σ_K	σ_{Ak} (°C sıcaklıkta)					σ_K (10 ³ ...°C)		
		20	300	400	450	500	450	500	550
DÇ-C 25	45	25	17	13	9	-	6,5	3,3	-
DÇ-22 Mo 4	45	25	21	17	14	11	20,6	11,2	3,5
DÇ-22 CrMo 51	53	30	28	24	21	17	25,3	5,9	4,7
DÇ-20 MoV 43	50	30	28	24	22	18	23,4	13,1	6,1
DÇ-20 MoV 84	60	40	32	29	26	22	28,1	15,0	7,5

Cetvel 20 Cıvata ve somun imalatında kullanılan bazı çelik türleri

Sembol		İmalat yöntemi		
		Sıcak şekillendirme	Soğuk şekillendirme	Talaş kaldırarak
Cıvatalar	3,6	Fe 34	Fe 34	Fe 34
	4,6	Fe 37, C 15	Fe 34, Fe 37	Fe 37
	4,8	-	Fe 34, Fe 37	-
	5,6	Fe 50, C 35	C 22, C 35	C 35
	5,8	-	C 35	Fe 37, C 15
	6,6	C 45	C 45	Fe 60, C 45
	6,8	-	-	Fe 50, C 35
	6,9	-	-	-
	8,8	C 35, C 45, 34 Cr 4	Fe 37, C 35, Fe 34	C 35, C 45
	10,9	41 Cr 4	C 35, C 45, 34 Cr 4	-
Somunlar	12,9	42 Cr Mo 4, 42 Cr V 6	41 Cr 4	-
	4,6	Sıcak preslenme	-	Fe 37
	5,6	Fe 37	-	Fe 50
	5,8	Fe 50, C 35	-	Fe 37, C 15
Dökme demir	6,8	-	Soğuk preslenme	Fe 50, C 35
	8,8	C 35, C 45	-	C 35, C 45

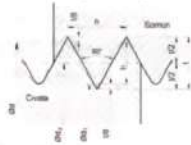
Cetvel 21 Cıvata ve somun malzemesinin sıcakta akma sınır değerleri

Malzeme	20°C'da (σ_K) (N/mm ²)	Sıcaklıklar (°C) ve buna bağlı (σ_K) değerleri (N/mm ²)							
		20	200	250	300	350	400	450	500
C35	500...600	28	22	21	19	17	15	-	-
Ck35	500...600	28	22	21	19	17	15	-	-
C45	600...720	36	29	27	25	22	19	-	-
Ck45	600...720	36	29	27	25	22	19	-	-
24 Cr Mo 5	600...750	45	42	40	37	34	31	28	24
24 Cr Mo V 5 5	700...850	55	50	48	46	44	41	38	35
21 Cr Mo V 5 11	700...850	55	52	51	49	47	44	41	38
X 22 Cr Mo V 12 1	700...850	50	-	-	40	389	36	33	-
X 8 Cr 16 Ni 13 Mo V Nb	550	27	-	-	-	-	-	25	23
X 8 Cr 16 Mo B Nb	600	30	-	-	-	-	-	23	21

Cetvel 22 Bazı dışı çark malzemelerinin mekanik özellikleri

Malzeme	Sembol	İşlem	Kopma σ_K (N/mm ²)	Akma sınıfı σ_{Ak} (N/mm ²)	Sertlik HB (N/mm ²)
Çelik döküm	DÇ-50 DÇ-60	Tavlama	50 60	26 32	150 175
Yapı çeligi	Fe 42 Fe 50 Fe 60 Fe 70	Tavlama	42...52 50...62 60...72 70...85	24 28 32 35	150 180 208 228
İslah çelikleri	C 45 C 60 37 MnSi 5 34 Cr 4 42 CrMo 4	İslah edilmiş	60...72 70...85 80...95 80...95 90...105	36 44 45 55 70	185 210 220 260 340
Sementasyon çelikleri	C 10 C 15 16 MnCr 5 15 CrNi 6 20 MnCr 5 20 MoCr 5 18 CrNi 6	Sertleştirilmiş	42...55 50...65 80...110 90...120 100...130 110...120 120...145	25 30 65 70 70 80	590 637 650 650 650 650 650
Alev veya indüksiyonla sertleştirilmiş çelikler	C 45 37 MnSi 5 40 Cr 4	Sertleştirilmiş	65...80 90...105 90...105	40 65 65	560 587 595
Siyanoür banyosunda sertleştirilmiş çelikler	40 Cr 4 37 MnSi 5	Sertleştirilmiş	140...180 150...190	100...125	560 550
Dökme demir					
Lamel grafiti	DDL-20 DDL-25		20 25	-	170 210
Küresel grafiti	DDK-45 DDK-50 DDK-60		45 50 60	35 35 42	170 200 230

Cetvel 23 Metrik vida boyutları (TS 61/1 ve DIN 13)



Anne çapı d (mm)	Halfe h (mm)	Ortama çap d ₂ (mm)	Diğ. dibi çapı d ₁ (mm)	Vida yıkasıklığı t ₁ (mm)	Terius yıkasıklığı t ₂ (mm)	Yuvatalma yarıçapı r (mm)	Diğ. dibi kesiti A ₁ (mm ²)	Gerilme kesiti A _s (mm ²)
1	0,25	0,838	0,693	0,153	0,135	0,036	0,377	0,460
(1,1)	0,25	0,938	0,793	0,153	0,135	0,036	0,484	0,588
1,2	0,25	1,038	0,893	0,153	0,135	0,036	0,626	0,732
(1,4)	0,3	1,205	1,032	0,184	0,162	0,043	0,836	0,983
1,6	0,35	1,373	1,171	0,215	0,189	0,051	1,08	1,27
(1,8)	0,35	1,573	1,371	0,215	0,189	0,051	1,48	1,70
2	0,4	1,740	1,509	0,245	0,217	0,058	1,79	2,07
(2,2)	0,45	1,908	1,648	0,276	0,244	0,065	2,13	2,48
2,5	0,45	2,208	1,948	0,276	0,244	0,065	2,98	3,39
3	0,5	2,675	2,387	0,307	0,271	0,072	4,47	5,03
(3,5)	0,6	3,110	2,764	0,368	0,325	0,087	6,00	6,77
4	0,7	3,545	3,141	0,429	0,379	0,101	7,75	8,78
(4,5)	0,75	4,013	3,580	0,460	0,406	0,108	10,1	11,3
5	0,8	4,460	4,019	0,491	0,433	0,115	12,7	14,2
6	1	5,350	4,773	0,613	0,541	0,144	17,9	20,1
(7)	1	6,350	5,773	0,613	0,541	0,144	26,2	28,9
8	1,25	7,188	6,466	0,767	0,677	0,180	32,8	36,6
(9)	1,25	8,188	7,466	0,767	0,677	0,180	43,8	48,1
10	1,5	9,026	8,160	0,920	0,812	0,217	52,3	58,0
(11)	1,5	10,026	9,160	0,920	0,812	0,217	65,9	72,3
12	1,75	10,863	9,853	1,074	0,947	0,253	76,2	84,3
(14)	2	12,701	11,546	1,227	1,083	0,289	105	115
16	2	14,701	13,546	1,227	1,083	0,289	144	157
(18)	2,5	16,376	14,933	1,534	1,353	0,361	175	192
20	2,5	18,376	16,933	1,534	1,353	0,361	225	245
(22)	2,5	20,376	18,933	1,534	1,353	0,361	281	303
24	3	22,051	20,319	1,840	1,624	0,433	324	352
(27)	3	25,051	23,319	1,840	1,624	0,433	427	459
30	3,5	27,727	25,706	2,147	1,894	0,505	519	561
(33)	3,5	30,727	28,706	2,147	1,894	0,505	647	694
36	4	33,402	31,093	2,454	2,165	0,577	759	817
(39)	4	36,402	34,093	2,454	2,165	0,577	913	978
42	4,5	39,077	36,479	2,760	2,436	0,650	1045	1121
(45)	4,5	42,077	39,479	2,760	2,436	0,650	1224	1306
48	5	44,752	41,866	3,067	2,708	0,722	1377	1473
(52)	5	48,752	45,866	3,067	2,708	0,722	1652	1758
56	5,5	52,428	49,252	3,374	2,977	0,794	1905	2030
(60)	5,5	56,428	53,252	3,374	2,977	0,794	2227	2362
64	6	60,103	56,639	3,681	3,247	0,866	2520	2676
(68)	6	64,103	60,639	3,681	3,247	0,866	2888	3055

Parantez içine alınan değerler zorunluluk olmadıkça kullanılmamalıdır.

Cetvel 24 Metrik ince vida boyutları (TS61/9)

Gösterilişi	Diğ. dibi çapı (d ₁ - mm)	Diğ. dibi kesiti (A ₁ - mm ²)	Gerilme kesiti (A _s - mm ²)
M 8x1	6,773	36,0	39,2
M 10x1,25	8,466	56,3	61,2
(M 10x1)	8,773	60,5	64,5
M 12x1,25	10,466	86,0	92,1
(M 12x1,5)	10,160	81,1	88,1
(M 14x1,5)	12,160	116	125
M 16x1,5	14,160	157	167
(M 18x1,5)	16,160	205	216
(M 18x2)	15,546	190	204
M 20x1,5	18,160	259	272
M 20x2	17,546	242	258
(M 22x1,5)	20,160	319	333
(M 22x2)	19,546	300	318
M 24x2	21,546	365	384
(M 27x2)	24,546	473	496
M 30x2	27,546	596	621
(M 33x2)	30,546	733	761
M 36x3	32,319	820	865
(M 39x3)	35,319	980	1030
M 42x3	38,319	1150	1210
(M 45x3)	41,319	1340	1400
M 48x3	44,319	1540	1600
(M 52x3)	48,319	1830	1900
M 56x4	51,093	2050	2140
(M 60x4)	55,093	2380	2490
M 64x4	59,093	2740	2850
(M 68x4)	63,093	3130	3240
M 72x4	67,093	3540	3660
(M 76x4)	71,093	3970	4100
M 80x4	75,093	4430	4570

Not: Parantez içindeki değerler tercih edilmemelidir.

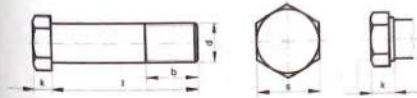
Cetvel 25 Whitworth vida boyutları (TS 61/16 ve DIN 11)

Anma çapı (inç)	Diş üstü çapı D ₁ (mm)	Ortalama çapı D ₂ =D ₃ (mm)	Diş dişi çapı D ₄ =D ₅ (mm)	Adım h (mm)	1° de li diş sayısı z	Diş yükleniş fı (mm)	Diş dişi kesiti (mm ²)
1/4"	6.350	5.537	4.724	1.270	20	0.613	17.5
5/16"	7.938	7.034	6.131	1.411	18	0.904	29.5
3/8"	9.525	8.509	7.492	1.588	16	1.017	44.1
(7/16)"	11.113	9.951	8.789	1.814	14	1.162	60.7
1/2"	12.700	11.345	9.990	2.117	12	1.355	78.4
5/8"	15.876	14.397	12.918	2.309	11	1.479	131
3/4"	19.051	17.424	15.598	2.540	10	1.627	196
7/8"	22.226	20.419	18.611	2.822	9	1.807	272
1"	25.401	23.368	21.335	3.175	8	2.033	358
1 1/8"	28.576	26.253	23.929	3.629	7	2.324	450
1 1/4"	31.751	29.458	27.104	3.629	7	2.324	577
1 3/8"	34.426	32.215	29.505	4.233	6	2.711	684
1 1/2"	38.101	35.391	32.680	4.233	6	2.711	839
1 5/8"	41.227	38.034	37.741	5.080	5	3.253	950
1 3/4"	44.462	41.199	34.996	5.080	5	3.253	1131
(1 7/8)"	47.64	41.01	40.40	5.65	4 1/4	3.82	12.82
2"	50.802	47.187	43.573	5.645	4 ¹⁰	3.614	1495
2 1/4"	57.152	53.088	49.020	6.350	4	4.066	1887
2 1/2"	63.502	59.436	55.370	6.350	4	4.066	2408
2 3/4"	69.853	65.205	60.558	7.257	3 ¹⁰	4.647	2880
3"	76.203	71.556	66.909	7.257	3 ¹⁰	4.647	3516
3 1/4"	82.553	77.548	72.544	7.816	3 ¹⁰	5.005	4133
3 1/2"	88.903	83.890	78.894	7.816	3 ¹⁰	5.005	4688
3 3/4"	95.254	89.832	84.410	8.467	3	5.422	5598
4"	101.604	96.182	90.760	8.467	3	5.422	6470
4 1/4"	107.954	102.297	96.839	8.835	2 ¹⁰	5.857	7335
4 1/2"	114.304	108.647	102.990	8.835	2 ¹⁰	5.857	8331
4 3/4"	120.655	114.740	108.825	9.237	2 ⁰⁰	5.915	5301
5"	127.005	121.090	115.176	9.237	2 ⁰⁰	5.915	10419
5 1/4"	133.355	127.159	120.963	9.677	2 ⁰⁰	6.198	11492
5 1/2"	139.705	133.509	127.313	9.677	2 ⁰⁰	6.198	12730
5 3/4"	146.055	139.549	133.043	10.160	2 ¹⁰	6.506	13902
6"	152.405	145.900	139.394	10.160	2 ¹⁰	6.506	15261

Not: Parantez içindeki değerler zorunluluk olmadıkça kullanılmamalıdır.

Cetvel 26 Altı köşe başlı cıvata (Metrik)

TS EN 28765



Arma Dizisi - d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M48	M56	M64
Bey Yataklı - k	3,5	4	5,5	7	8	10	13	15	19	23	26	30	40
Anahtar Kıst - S	8	10	13	17	19	24	30	36	46	55	65	75	85
Çevreli uzunluğu L	Diğer açılan uzunluk: b												
25	16												
30	16	18											
35	16	18											
40	18	18	22										
45	18	18	22		26								
50	16	18	22	26	26								
55		18	22	26	30								
60		18	22	26	30								
65			22	26	30	38							
70			22	26	30	38							
80			22	26	30	38	46						
90			22	26	30	38	46	54					
100				26	30	38	46	54					
110					26	30	38	46	54				
120						30	38	46	54	66			
130							44	52	60	72			
140							44	52	60	72	84		
150							44	52	60	72	84		
160							44	52	60	72	84		
180							52	60	72	84	96		
200							52	60	72	84	96	108	
220							52	60	72	84	96	108	
240								73	85	97	109	121	137
260								73	85	97	109	121	137
280									85	97	109	121	137
300									85	97	109	121	137
320									85	97	109	121	137
340										97	109	121	137
360										97	109	121	137
380											109	121	137
400											109	121	137

Cetvel 27 Gözü cıvata (Metrik vidalı)

TS1036/1
DIN 444

(Ölçüler mm' dir)

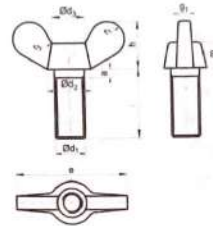
d1	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	(M33)	M36
$\ell = 200$ 'e kadar	15	18	22	25	32	38	45	55	65	70	75
$\ell = 200$ den büyük	-	-	-	42	50	60	75	85	90	90	90
a	11	14	16	18	23	27	32	40	48	54	59
d2	5	6	8	10	12	16	18	22	28	30	32
d3	12	14	18	20	25	32	40	45	55	60	65
r	2.5	4	4	4	6	6	6	10	10	16	16
h1	8	9	11	14	17	19	24	28	34	38	41
h2	6	7	9	12	14	17	22	25	30	34	38

Genellikle kullanılan boyutlar

Not: Parantez içindekiler zorunluluk olmadıkça kullanılmamalıdır.

Cetvel 28 Kelebek başlı cıvata (Metrik vidalı)

TS 1032/1 (DIN 31)



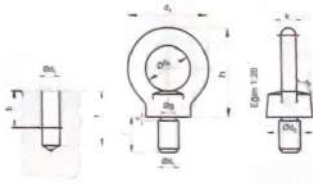
(Ölçüler mm' dir)

d1	M2	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
d2	5			10	12	16	20	23	29	36	45
d3	4			8	10	12	16	19	22	28	36
e	12			25	32	40	50	64	72	90	112
g1	1			2	2.5	3	4	5	6	7	9
h	6			12	16	20	25	32	38	46	56
m	3			6	8	10	12	14	16	20	24
t1	2			4	5	6	8	10	11	14	18
t2							1	1	1.2	1.6	2.5

Sıkıkta kullanılan boyutlar

Cetvel 29 Halka başlı cıvata (Metrik vidalı)

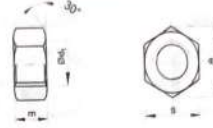
TS 1028/1



(Ölçüler mm' dir)

d ₁	M 6	M 10	M 12	M 12 x 1.5	M 16	M 16 x 1.5	M 20	M 20 x 2	M 24	M 24 x 2	M 30	M 30 x 2	M 36	M 36 x 3	M 42	M 42 x 3	M 48	M 48 x 3	M 56	M 56 x 4	M 64	M 64 x 4	M 72 x 6	M 72 x 4
d ₂	12	15	18	24	30	38	45	54	63	68	78	90	100	110	120	150	160	184	206	260	280	300	360	420
d ₃	20	25	30	35	40	50	65	75	85	100	110	120	150	160	184	206	260	280	300	360	420	480	560	640
d ₄	36	45	54	63	72	90	108	126	144	166	184	206	260	280	300	360	420	480	560	640	720	840	960	1080
d ₅	20	25	30	35	40	50	65	75	85	100	110	120	150	160	184	206	260	280	300	360	420	480	560	640
f	2.5	3	3.5	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
g	6	7.7	9.4	13	16.4	19.6	25	30.3	35.6	41	48.3	55.7	63.7	72	84	96	108	120	132	144	168	192	216	240
h	36	45	53	62	71	90	109	128	147	168	187	208	260	280	300	360	420	480	560	640	720	840	960	1080
m	8	10	12	14	16	20	24	28	32	38	42	48	60	64	72	84	96	108	120	144	168	192	216	240
l	19	17	20.5	23	30	36	45	54	63	68	78	90	100	110	120	150	160	184	206	260	280	300	360	420
m	10	12	14	16	19	24	28	32	38	42	48	56	64	72	84	96	108	120	144	168	192	216	240	260
l _{max}	18.5	22.5	26.5	33.5	37.5	44.5	55	65	75	81	93	106	116	126	136	166	176	196	216	266	286	306	366	426

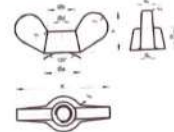
Cetvel 30 Altı köşe somun (Metrik ince vidalı) TS 1026/1 ve DIN 934



(Ölçüler mm' dir)

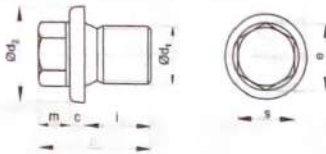
Sembol	Gösterilgi	e (mm)	m	s
M 5	-	8.37	4	8
M 6	-	11.05	5	10
M 8	M 8x1	14.38	6.5	13
M 10	M 10x1.25	16.90	8	17
M 12	M 12x1.5	21.10	10	19
M 16	M 16x1.5	26.5	13	24
M 20	M 20x2	33.50	16	30
M 24	M 24x2	39.93	19	36
M 30	M 30x2	51.28	24	46
M 36	M 36x3	61.31	29	55
M 42	M 42x3	72.61	34	65
M 48	M 48x3	83.91	36	75
M 56	M 56x3	89.56	42	80
M 64	M 64x4	105.37	51	95
M 72x6	M 72x4	117.67	58	105
M 80x6	M 80x4	128.97	64	115
M 90x6	M 90x4	145.77	72	130
M 100x6	M 100x4	162.72	80	145

Cetvel 31 Kelebek somun (Metrik vidalı) (TS 1026/22)



Ölçüler mm' dir.

d	a	b	e	g ₁	g ₂	h	m	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
M 2	5	4	12	1	1.2	6	3	2	-	0.5	1.2
(M 2.3)	5	4	12	1	1.2	6	3	2	-	0.5	1.2
M 2.6	5	4	12	1	1.2	6	3	2	-	0.5	1.2
M 3	5	5	16	1.2	1.6	8	4	2.5	-	0.5	1.6
(M 3.5)	5	5	16	1.2	1.6	8	4	2.5	-	0.5	1.6
M 4	8	6	20	1.6	2	10	5	3	-	0.5	2
M 5	10	8	25	2	2.5	12	6	4	-	0.5	2.5
M 6	12	10	32	2.5	3	16	8	5	-	1	3
M 8	16	12	40	3	4	20	10	6	-	1	4
M 10	20	16	50	4	5	25	12	8	-	1.2	5
M 12	23	19	64	5	6	32	14	10	-	1.2	6
M 16	28	22	72	6	6	36	16	11	-	1.6	7
M 20	36	28	90	7	9	45	20	14	-	1.6	9
M 24	45	36	112	9	11	55	24	18	-	2.5	11

Cetvel 32 Kör tapa (altı köşe başlı, faturalı, metrik ince vidalı) TS 1030/1
DIN 910

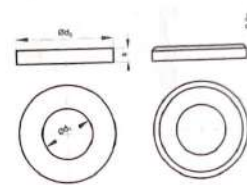
(Ölçüler mm' dir)

d ₁	d ₂	c	e	i	l	m	s
M8 x 1	-	-	-	-	-	-	-
M10 x 1	14	-	12.7	8	17	-	11
M12 x 1.5	17	3	16.2	-	21	6	14
M14 x 1.5	19	-	-	-	-	-	-
M16 x 1.5	21	-	19.6	-	24	-	17
M18 x 1.5	23	-	-	-	26	8	19
M20 x 1.5	25	-	21.9	14	27	9	22
M22 x 1.5	27	4	25.4	-	28	-	-
M24 x 1.5	29	-	-	-	30	10	24
M26 x 1.5	31	-	27.7	-	30	-	-
M27 x 2	32	-	-	-	30	-	-
M30 x 1.5	36	-	-	-	30	-	-
M30 x 2	36	-	-	-	30	-	-
M33 x 2	39	-	-	-	32	11	27
M36 x 1.5	42	-	31.2	-	-	-	-
M36 x 2	42	-	-	-	32	-	-
M38 x 1.5	44	-	-	-	-	-	-
M39 x 2	46	-	-	-	-	-	-
M42 x 1.5	49	-	-	16	-	-	-
M42 x 2	49	-	-	-	-	-	-
M45 x 1.5	52	5	34.6	-	33	12	30
M45 x 2	52	-	-	-	-	-	-
M48 x 1.5	55	-	-	-	-	-	-
M48 x 2	55	-	-	-	-	-	-
M52 x 1.5	60	-	-	-	-	-	-
M52 x 2	60	-	-	-	-	-	-
M56 x 2	64	-	-	-	-	-	-
M60 x 2	68	-	41.8	20	40	15	36
M64 x 2	72	-	-	-	-	-	-

Not: Bağlantıda rondela kullanılmalıdır.

Cetvel 33 Pul (Rondela)

DIN 125

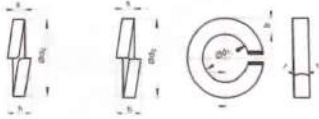


(Ölçüler mm)

d ₁	d ₂	s	Metrik vida için	d ₁	d ₂	s	Metrik vida için	d ₁	d ₂	s	Metrik vida için
1,7	4,0	0,3	1,6	25	44,0	4	24	62	110	9	60
1,8	4,5	0,3	1,7	27	50,0	4	26	66	115	10	64
2,2	5,0	0,3	2,0	28	50,0	4	27	70	120	-	68
2,5	6,0	0,5	2,3	29	50,0	4	28	74	125	10	72
2,7	6,5	0,5	2,5	31	56,0	4	30	78	135	10	76
2,8	7,0	0,5	2,6	33	60,0	5	32	82	140	12	80
3,2	7,0	0,5	3,0	34	60,0	5	33	87	145	12	85
3,7	8,0	0,5	3,5	36	66,0	5	35	93	160	12	90
4,3	9,0	0,8	4,0	37	66,0	5	36	98	165	12	95
5,3	10,0	1,0	5,0	39	72,0	6	38	104	175	14	100
6,4	12,5	1,6	6,0	40	72,0	6	39	109	180	14	105
7,4	14,0	1,6	7,0	41	72,0	6	40	114	185	14	110
8,4	17,0	1,6	8,0	43	78,0	7	42	119	200	14	115
10,5	21,0	2,0	10,0	46	85,0	7	45	124	210	16	120
13	24,0	2,5	12,0	50	92,0	8	48	129	220	16	125
15	28,0	2,5	14,0	52	92,0	8	50	134	220	16	130
17	30,0	3,0	16,0	54	98,0	8	52	139	230	16	135
19	34,0	3,0	18,0	57	105,0	9	55	144	240	16	140
21	37,0	3,0	20,0	58	105,0	9	56	149	250	18	145
23	39,0	3,0	22,0	60	110,0	9	58	155	250	18	150

Cetvel 34 Yaylı rondela

DIN127

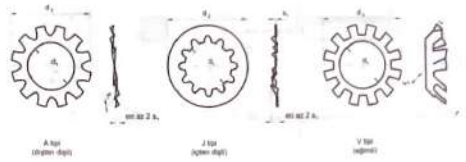


(Ölçüler mm' dir)

d.	d ₂	h					b	s	r	Cıvata çapı
		A tipi		B tipi						
		maks.	min.	maks.	min.	maks.				
2.1	4.4	-	-	-	1	1.2	0.9	0.5	0.1	2
2.4	4.9	-	-	-	1.2	1.4	1	0.6	0.1	2.3
2.6	5.1	-	-	-	1.2	1.4	1	0.6	0.1	2.5
2.7	5.2	-	-	-	1.2	1.4	1	0.6	0.1	2.6
3.1	6.2	1.9	2.1	1.6	1.9	1.3	0.8	0.2	3	
3.6	6.7	1.9	2.2	1.6	1.9	1.3	0.8	0.2	3.5	
4.1	7.6	2.1	2.5	1.8	2.1	1.5	0.9	0.2	4	
5.1	9.2	2.7	3.2	2.4	2.8	1.8	1.2	0.2	5	
6.1	11.8	3.6	4.2	3.2	3.8	2.5	1.6	0.3	6	
7.1	12.8	3.6	4.2	3.2	3.8	2.5	1.6	0.3	7	
8.1	14.8	4.6	5.4	4	4.7	3	2	0.5	8	
10.2	18.1	5	5.9	4.4	5.2	3.5	2.2	0.5	10	
12.2	21.1	5.8	6.9	5	5.9	4	2.5	1	12	
14.2	24.1	6.8	8	6	7.1	4.5	3	1	14	
16.2	27.4	7.8	9.2	7	8.3	5	3.5	1	16	
18.2	29.4	7.8	9.2	7	8.3	5	3.5	1	18	
20.2	33.6	8.9	10.4	8	9.4	6	4	1	20	
22.5	35.9	9.8	10.4	8	9.4	6	4	1	22	
24.5	40	11	13	10	11.8	7	5	1.6	24	
27.5	43	11	13	10	11.8	7	5	1.6	27	
30.5	48.2	13.6	16.1	12	14.2	8	6	1.6	30	
33.5	55.2	13.6	16.1	12	14.2	10	6	1.6	33	
36.5	58.2	13.6	16.1	12	14.2	10	6	1.6	36	
39.5	61.2	13.6	16.1	12	14.2	10	6	1.6	39	
42.5	68.2	15.6	18.4	14	16.5	12	7	2	42	
45.5	71.2	15.6	19.4	14	16.5	12	7	2	45	
49	75	15.6	19.4	14	16.5	12	7	2	49	
53	83	18	21.2	16	18.9	14	8	2	52	
57	87	18	21.2	16	18.9	14	8	2	56	
61	91	18	21.2	16	18.9	14	8	2	60	
65	95	18	21.2	16	18.9	14	8	2	64	
73	103	18	21.2	16	18.9	14	8	2	72	
81	111	18	21.2	16	18.9	14	8	2	80	
91	121	18	21.2	16	18.9	14	8	2	90	
101	131	18	21.2	16	18.9	14	8	2	100	

Cetvel 35 Dişli emniyet pulu

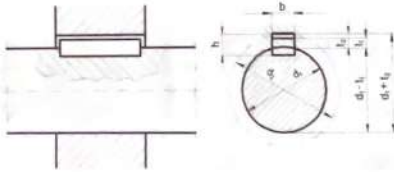
DIN 6797



(Ölçüler mm' dir)

d1 (H13)	d2 (H14)	d3	s1	s2	Diş Sayısı		Mil Çapı
					(en az) A ve J tipi	V tipi	
1.7	3.6	-	0.3	-	6	-	1.6
1.8	3.8	-	0.3	-	6	-	1.7
1.9	4	-	0.3	-	6	-	1.8
2.2	4.5	4.2	0.3	0.2	6	6	2
2.5	5	-	0.4	0.2	6	6	2.3
2.7	5.5	5.1	0.4	0.2	6	6	2.5
2.8	5.5	-	0.4	0.2	6	6	2.6
3.2	6	6	0.4	0.2	6	6	3
3.7	7	7	0.5	0.25	6	6	3.5
4.3	8	8	0.5	0.25	8	8	4
5.1	9	-	0.5	-	8	-	5
5.3	10	9.8	0.6	0.3	8	8	5
6.4	11	11.8	0.7	0.4	8	10	6
7.4	12.5	-	0.8	-	8	-	7
8.2	14	-	0.8	-	8	-	8
8.4	15	15.3	0.8	0.4	8	10	8
10.5	18	19	0.9	0.5	10	10	10
12.5	20.5	23	1	0.5	10	10	12
14.5	24	26.2	1	0.6	12	12	14
16.5	26	30.2	1.2	0.6	12	12	16
19	30	-	1.4	-	12	-	18
21	33	-	1.4	-	12	-	20
23	36	-	1.5	-	14	-	22
25	38	-	1.5	-	14	-	24
28	44	-	1.6	-	14	-	27
31	48	-	1.6	-	14	-	30

Cetvel 36 Boyuna (yuvalı) kama ve feder

TS 147/2...9
DIN 6885

(Ölçüler mm' dir)

Çap d		Yuvalı Kama ve Feder			Düz Kama			Oyuk Kama	
b	h	b x h	l ₁	l ₂	b x h	l ₁	l ₂	b x h	l ₂
6	8	2 x 2	1.1	0.6					
8	10	3 x 3	1.7	1.0					
10	12	4 x 4	2.4	1.3					
12	17	5 x 5	2.9	1.8					
17	22	6 x 6	3.5	2.1					
22	30	8 x 7	4.1	2.4	8 x 5	1.3	3.2	8 x 3.5	3.2
30	38	10 x 8	4.7	2.8	10 x 6	1.8	3.7	10 x 4	3.7
38	44	12 x 8	4.9	2.6	12 x 6	1.8	3.7	12 x 4	3.7
44	50	14 x 9	5.5	2.9	14 x 6	2.1	4.0	14 x 4.5	4.0
50	58	16 x 10	6.2	3.2	16 x 7	2.4	4.7	16 x 5	4.5
58	65	18 x 11	6.8	3.5	18 x 7	2.3	4.8	18 x 5	4.5
65	75	20 x 12	7.4	3.9	20 x 8	2.7	5.4	20 x 6	5.5
75	85	22 x 14	8.5	4.8	22 x 9	3.1	6.0	22 x 7	6.5
85	95	25 x 14	8.7	4.6	25 x 9	2.9	6.2	25 x 7	6.4
95	110	28 x 16	9.9	5.4	28 x 10	3.2	6.9	28 x 7.5	6.9
110	130	32 x 18	11.1	6.1	32 x 11	3.5	7.6	32 x 8.5	7.9
130	150	36 x 20	12.3	6.9	36 x 12	3.8	8.3	36 x 9	8.4
150	170	40 x 22	13.5	7.7	40 x 14	4.0	9.1		
170	200	45 x 25	15.3	8.9	45 x 16	4.7	10.4		
200	230	50 x 28	17.0	10.1	50 x 18	5.2	11.7		
230	260	56 x 32	19.3	11.8					
260	290	63 x 32	19.6	11.5					
290	330	70 x 36	22.0	13.1					
330	380	80 x 40	24.6	14.5					
380	440	90 x 45	27.5	16.6					
440		100 x 50	30.4	18.7					

Cetvel 37 Emniyet segmanı (Seeger halkası) (mil için)

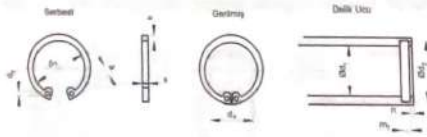
DIN 471



(Ölçüler mm' dir)

Delik çapı d ₁	Segman				Mil ucu		Eksenel kuvvet (daN)	
	s (h11)	b ≡ d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	m ₁		n
15	1.5	2.4	13.8	25.5	14.3	1.7	1.1	400
16		2.5	14.7	27.5	15.2		1.2	490
17		2.6	15.7	28.5	16.2		520	
18		2.7	16.5	29.5	17		690	
20	1.75	3	18.5	32.5	19	2	1.5	770
22		3.1	20.5	35.5	21		845	
24		3.2	22.2	38	22.9		1.7	1010
25		3.4	23.2	39	23.9		1060	
28	2	3.5	25.9	42.5	26.6	2.3	2.1	1500
30		4.1	27.9	44.5	28.6		2.3	1620
32		4.1	29.6	46.5	30.3		2.6	2100
34		4.2	31.5	49	32.3		2220	
35	2.5	4.2	32.2	50	33	2.8	3	2670
36		4.3	35.2	53	36			2910
40		4.4	36.5	55.5	37.5			3810
42		4.5	38.5	58	39.5			4000
45		4.7	41.5	61.5	42.5		3.8	4300
48		5	44.5	65	45.5			4600
50		5.1	45.8	68	47			5700
52		5.2	47.8	70	49			5950
55	3	5.4	50.8	73.5	52	3.3	4.5	6300
58		5.6	53.8	77	55			6650
60		5.8	55.8	79	57			6900
65		6.3	60.8	85	62			7500
70		6.6	65.5	90.5	67		4.3	8050
75		7	70.5	96	72			8600
80		7.4	74.5	101	76.5			10700
85		7.8	79.5	106	81.5			11400
90	4	8.2	84.5	112	86.5	5.3	12100	
100		9	94.5	124	96.5		13500	

Cetvel 38 Emniyet segmanı (Seeger halkası) (Delikler için) DIN 472



(Ölçüler mm 'dir)

Delik çapı d ₁	Segman						Delik ucu				Eksenel kuvvet (daN)
	a	a maks.	b	d ₃	d ₄ genişliği	d ₅ min.	d ₆	m ₁ min.	n min.		
20	1.5	4.5	2.4	21.5	10	2	21	1.7	1.5	805	
22		4.7	2.8	23.5	11.6		23			862	
24		4.9	3	25.9	13.2		25.2			1160	
25		5		26.9	14		26.2			1200	
26		5.1		27.9	14.8		27.2			1250	
28		5.3	3.2	30.1	16.4		29.4			1580	
30	1.75	5.5	3.3	32.1	18	2.5	31.4	2	2.1	1690	
32		5.7	3.4	34.4	19.6		33.7			2200	
34		5.9	3.7	36.5	21.2		35.7			2320	
35		6	3.8	37.8	22		37			2620	
37		6.2		39.8	23.6		39			2980	
38		6.3	3.9	40.8	24.4		40			3070	
40	2	6.5		43.5	26	3	42.5	2.3	3.8	4050	
42		6.7	4.1	45.5	27.6		44.5			4250	
45		7	4.3	48.5	30		47.5			4520	
47		7.2	4.4	50.5	31.6		49.5			4720	
50		7.5	4.6	54.2	34		53			6070	
52		7.7	4.7	56.2	35.6		55			6360	
55	2.5	8	5	59.2	38	3	58	2.8	3.3	6650	
60		8.5	5.4	64.2	42		63			7250	
62		8.6	5.5	66.2	43.8		65			7480	
65		8.7	5.8	69.2	46.6		68			7820	
68		8.8	6.1	72.5	49.4		71			8170	
70		9	6.2	74.5	51		73			8420	
72	3	9.2	6.4	76.5	52.6	3.5	75	4.3	5.3	8690	
75		9.3	6.6	79.5	55.5		78			9000	
80		9.5	7	85.5	60		83.5			11200	
85		9.7	7.2	90.5	64.6		88.5			11900	
90		10	7.6	95.5	69		93.5			12600	
95		10.3	8.1	100.5	73.4		98.5			13300	
100	4	10.5	8.4	106.5	78	4.5	103.5	5	5.8	14000	

Cetvel 39 Standart mil uçları

Mil çapları d (mm)	Döndürme momenti M _b (Nm)	Kama yuvası ölçüleri (mm)				Kama kesiti b x h (mm x mm)
		ℓ ₁	ℓ ₂	b	t ₁	
16	9	40	30	5	2,9	5x5
20	20	50	40	6	3,5	6x6
25	45	60	50			
30	85			8	4,1	8x7
35	160	80	70			
40	236			10	4,7	10x8
45	355	100	90			
50	530			12	4,9	12x8
55	800			14	5,5	14x9
60	1180	120	110			
70	1800			16	6,2	16x10
80	2650	150	140			
90	4000			18	6,8	18x11
100	6000	180	170			
110	9000			20	7,4	20x12
				22	8,5	22x14
				25	8,7	25x14
		210	200	28	9,9	28x16

Cetvel 40 Kaymalı yatak malzemesinin kalınlığı

Delik çapı d (mm)	Beyaz maden tabakasının kalınlığı (mm)		Kuşun bronz tabakasının kalınlığı (mm)	
	Yatak temel malzemesi			
	Dökme demir	Çelik	Dökme demir	Çelik
0 – 50	2,0	1,5	1,0	0,5
50 – 80	2,5	2,0	1,5	1,0
80 – 120	2,5	2,0	1,5	1,0
120 – 160	3,0	2,5	2,0	1,5
160 – 200	3,5	2,5	2,0	1,5
200 – 250	4,0	3,0	2,5	2,0
250 – 300	4,5	3,5	2,5	2,0

Cetvel 41 Bazı kaymalı yatak malzemelerinden beklenen özellikler

Malzeme	Bileşim (%)	Sertlik (HB) (N/mm ²)	Elastiklik modülü E (N/mm ²)	Basınç (N/mm ²)
Beyaz Maden (WM)				
Kalay esaslı	Cu8.3 Sn8.3 Sn83.4	270	53000	5...30
Kurşun esaslı	Sn10 Sn15 Pb75	230	31000	25...50
Kadmiyum esaslı	Ni1.4 Cd98.6	280	31000	6...30
Demir Esaslı				
Kır dikme demir	C3.5 Si2.5 Fe94	1800	170000	10...20
Sinter bileşim	Cu7.5 Fe92.5			
Bakır-Çinko Alaşımı				
	Pb3 Zn35.5 Cu61.5 Al1	540-1420	120000	-
	Si0.8 Mn2.5 Zn37.5 Cu58	-	120000	-
Alüminyum Alaşımı				
	Cu1 Sn6.5 Ni1.5 Al91	450	71000	24...39
Bronz Malzeme				
Kurşun Bronzu	Sn4 Pb14 Zn1.5 Cu 79.5	450	-	20...36
	Sn16 Pb14 Cu70	-	-	-
	Sn8 Pb3.5 Zn3.5 Cu85	530	-	-
	Sn10 Pb10 Cu80	650	900	25...40
	Al10.5 Fe3.5 Cu86	2020	180	30...48
Diğer				
Karbon grafit	C + Regine	-	-	10...16
Karbon grafit-bakır	C + Cu + Regine	-	-	-
Poliamid	Poliamid	-	-	9...14
Teflon	Poli tetrafluoretilen	-	-	-

Cetvel 42 Yağların SAE viskozite sınıflandırması

SAE No	CENTIPOISES		CENTISTOKES		ENGLER		SAYBOL U.S.	
	0°F	210°F	0°F	210°F	0°F	210°F	0°F	210°F
	min/mak	min/mak	min/mak	min/mak	min/mak	min/mak	min/mak	min/mak
5W	-	-	-	-	-	-	-	-
10W	-	-	-	-	-	-	-	-
20W	-	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	-	-	-	-
30	-	-	-	-	-	-	-	-
40	-	-	-	-	-	-	-	-
50	-	-	-	-	-	-	-	-

Not: Otomobil, kamyon, traktör vb taşıtlar için geliştirilen yağlar SAE (Society of Automotive Engineers - Otomobil Mühendisleri Derneği - ABD) tarafından viskozite özelliklerine göre sınıflandırılmıştır. Bu sınıflandırma; yağların viskozitelerinin Engler, Kinematik (CENTISTOKES), dinamik (CENTIPOISES), Saybolt Universal Saniyesi ve Redwood Saniyesi gibi viskozite birimlerinde verilmesi yerine, belirli viskozite aralıklarını belli numaralar ile ifade etmek esasına dayanmaktadır. Örneğin 30W yağında, 30 sayısı o yağın kinematik viskozitesinin (40°C'da - veya 104°F'da cSt olarak) bulunması gereken viskozite aralığının garantisini ve W (Winter) sembolü ise yağın kış şartlarına uygunluğunu belirtmektedir. Bu diğer örnek, SAE5W/30 gösterilişinde: 0°F'da SAE5W özelliğinde olan bu yağ 210°F'da SAE30 özelliğindedir. Sıcaklık dönüşümünde $C = 5/9 \cdot (F - 32)$ alınmalıdır.

Cetvel 43 Mineral yağların viskozite değerleri

Yağ türleri	Viskozite (cSt)	
	100°C (212°F)	100°F (37.8°C)
Mekik yağı	4...19	8.5...30
İnce makina yağı	19...40	30...65
Ağır makina yağı ve Dizel motoru yağı	40...215	65...450
Silindir yağı	250...700	470...1600

Cetvel 44 Kullanma alanına göre yağların SAE viskozite sınırları

SAE viskozite numarası	viskozite											
	Engler (°E)				Saybolt Universal Saniyesi (SUS)				Centistoke (cSt)			
	0°F		210°F		0°F		210°F		0°F		210°F	
	Alt sınır	Üst sınır	Alt sınır	Üst sınır	Alt sınır	Üst sınır	Alt sınır	Üst sınır	Alt sınır	Üst sınır	Alt sınır	Üst sınır
Otomotiv yağları:												
5W	-	172	-	-	-	6000	-	-	-	1300	-	-
10W	172	340	-	-	6000	12000	-	-	1300	2800	-	-
20W	343	1386	-	-	12000	48000	-	-	2800	10500	-	-
20	-	-	1.45	1.8	-	-	210	455	-	-	5.7	9.6
30	-	-	1.8	2.12	-	-	58	8	-	-	9.6	12.9
40	-	-	2.12	2.52	-	-	70	70	-	-	12.9	16.8
50	-	-	2.52	3.19	-	-	85	85	-	-	16.8	22.7
Aktarma elemanları yağları:												
75	-	-	-	-	-	1500	-	-	-	3257	-	-
80	-	-	-	-	-	1500	100000	-	-	3257	21716	-
90	-	-	-	-	-	-	75	120	-	-	14.2	25.9
140	-	-	-	-	-	-	120	200	-	-	25.0	42.7
250	-	-	-	-	-	-	200	-	-	-	42.7	-

Cetvel 45 Bazı teknik sistemler için önerilen viskozite değerleri

Teknik sistem	Viskozite (cSt)		
	Hareket başlangıcı	Yük taşıma	Normal çalışma şartları
Motorlar			
Otomobil	1100...7500	4,5	13
Otobüs-Kamyon	2200...6500	6...13	13...17
Uçak (pistonlu)	4300...6500	16	43
Türbo jet	10800	4,5	6
Türbo prop	10800	9	13...17
Jeneratör vb. (sabit)	1100...4300	4,5	10...20
Gemiler	1100...4300	6	10...20
Otomobil			
Vites kutusu (manuel)	21600	4,5	6...65
Vites kutusu (otomatik)	4300	2,5	10
Diferansiyel	160000	-	-
Direksiyon dişlileri	21000...75000	43	260...540
Direksiyon tertibatı	4300	2,5	10
Otobüs-Kamyon			
Vites kutusu (standart)	21000...43000	85...200	-
Diferansiyel	160000	85...200	-
Direksiyon dişlileri	21000...75000	43	260...540
Direksiyon tertibatı	4300	2,5	10
Hava Kompresörleri			
Silindirler	1500...4300	4,5	16...43
Krank mil yatakları	8600	4,5	13
Hidrolik sistemler			
Takım tezgahları	650...850	7,5	10...260
Çekiçler	650...850	7,5	10
Türbin yatakları			
Hafif yük	75...200	4,5	16...90
Orta yük	-	-	43...160
Ağır yük	-	-	60...110
Dişliler (ve redüktörler)			
Düz silindirik dişli	21000	16...200	n>1000 d/d 24...170 110...200
Helisel silindirik dişli	21000	16...200	n<1000 d/d 24...170 110...200
Konik ve spiral dişli	21000	16...200	24...200 170...320
Sonsuz vida mekaniz.	21000	110...1100	200...1100
Hypoid dişli	21000	43...430	200...1100
Kremayer	21000	-	200...1100
Açık dişliler	-	2100...6500	-

Cetvel 46 Yuvarlanmalı yatakların sürtünme ve yük taşıma özellikleri

Rulman	Yük Taşıma Kapiliyeti		Sürtünme μ	Şekil
	Radial	Eksenel		
Sabit Bilyalı	Hafif ve Orta	Hafif ve Orta	0,0015	
Oynak Bilyalı	Hafif ve Orta	Hafif	0,0010	
Eğik Bilyalı	Orta	Orta ve Ağır	0,0020	
İki Sıralı Eğik Bilyalı	Orta	Orta	0,0024	
Dört Noktalı Bilyalı	Hafif	Orta	0,0022	
Silindirik Makaralı	Ağır	-	0,0011	
İki Sıralı Silindirik Makaralı	Ağır	-	0,0011	
İğneli	Ağır	-	0,0025	
Konik Makaralı	Ağır	Orta ve Ağır	0,0018	
Masuralı	Çok Ağır	Hafif ve Orta	0,0018	
Eksenel Bilyalı	-	Hafif ve Orta	0,0013	
Eğik Eksenel Bilyalı	-	Orta	0,0013	

Cetvel 47 Alın ve konik dişliler için standart modül (m) değerleri (ISO R 54 ve DIN 780) (ölçüler mm)

Seri I	Seri II	Seri III	Seri I	Seri II	Seri III
0.1	0.18	-	8.0	-	(8.5)
0.2	0.22	-	-	9.0	(9.5)
0.3	0.35	-	10.0	-	-
0.5	0.55	-	-	11.0	-
0.7	0.75	-	12.0	-	(13.0)
1.0	1.125	-	-	14.0	-
1.25	1.375	-	16.0	-	15.0
1.5	1.75	-	-	18.0	-
2.0	2.25	-	20.0	-	-
2.5	2.75	-	-	22.0	(24.0)
3.0	-	3.25	25.0	-	-
-	3.5	3.75	-	28.0	-
4.0	-	(4.25)	32.0	-	(30.0)
-	4.5	(4.75)	-	36.0	-
5.0	-	(5.25)	40.0	-	-
-	5.5	(5.75)	-	45.0	(42.0)
6.0	-	6.5	50.0	-	-
-	7.0	(7.5)	-	55.0	-

Not:1) Verilen modül değerleri normal kesit içindir.
 2) Seri 1 'deki değerler Seri 2 'dekine tercih edilmelidir.
 3) Seri 3 'deki değerler özel hallerde kullanılmalıdır. Parantez içindeki değerler sadece DIN 780 standardında öngörülmüştür.

Cetvel 48 Sonsuz vida mekanizması için standart modül değerleri

Modül (mm)	Modül (mm)	Modül (mm)
1.0	3.15	10.0
1.25	4.0	12.5
1.6	5.0	16.0
2.0	6.3	20.0
2.5	8.0	-

Cetvel 49 Silindirik alın (düz) dişlilerin temel büyüklükleri

Adı / Sembolu	Bağıntısı
Modül / m	$m = t_d / z (= d_o / z)$
Diş sayısı / z	$z = d_o / m$
Adım / t_d	$t_d = \pi \cdot m$
Yuvarlanma daireesi çapı / d_o	$d_o = z \cdot m$
Diş başı daireesi çapı / d_a	$d_a = d_o + 2 \cdot h_a = m(z + 2)$
Diş taban daireesi çapı / d_f	$d_f = d_o - 2 \cdot h_f = m(z - 2.5)$
Temel daireesi çapı / d_b	$d_b = d_o \cdot \cos \alpha_o$
Kavrama açısı / α_o	$\alpha_o = 20^\circ$
Yuvarlanma daireesi çevresi / $\hat{C}$	$\hat{C} = \pi \cdot d_o = z \cdot t_d = \pi \cdot z \cdot m$
Çevre hızı / v	$v = \pi \cdot d_o \cdot n / 60$ (m/s)
Diş başı yüksekliği / h_a	$h_a = m$
Diş taban derinliği / h_f	$h_f = 1.25 \cdot m$
Toplam diş yüksekliği / h	$h = 2.25 \cdot m$
Diş kalınlığı / S_o	$S_o = t_d / 2$
Diş boşluğu / ℓ_o	$\ell_o = t_d / 2$
Diş genişliği / b	$b = \psi \cdot t_d$
Eksenler arası uzaklık / a_o	$a_o = (d_{o1} + d_{o2}) / 2 = (z_1 + z_2) \cdot m / 2$
Çevrim oranı / i	$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_{o2} / d_{o1} = z_2 / z_1$

Cetvel 50 Silindirik alın (helisel) dişlilerin temel büyüklükleri arasındaki bağıntılar

Adı / Sembolu	Bağıntısı
Alın modülü / m_n	$m_n = t_d / \pi = m_o / \cos \beta_o$
Normal modül / m_n	$m_n = t_d / \pi = m_o \cdot \cos \beta_o$
Alın adımı / t_d	$t_d = \pi \cdot m_n = \pi \cdot m_o \cdot \cos \beta_o$
Normal adım / t_n	$t_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot m_o \cdot \cos \beta_o = t_d \cdot \cos \beta_o$
Diş sayısı / z	$z = d_o / m_n$
Eğme diş sayısı / z_o	$z_o = z / \cos^3 \beta_o$
Yuvarlanma daireesi çapı / d_o	$d_o = z \cdot m_n$
Diş başı daireesi çapı / d_a	$d_a = d_o + 2 \cdot h_a = z \cdot m_n + 2 \cdot m_n$
Diş taban daireesi çapı / d_f	$d_f = d_o - 2 \cdot h_f = z \cdot m_n - 2.5 \cdot m_n$
Temel daireesi çapı / d_b	$d_b = d_o \cdot \cos \alpha_{ob}$
Alın kavrama açısı / α_{ob}	$\tan \alpha_{ob} = \tan \alpha_o / \cos \beta_o$
Normal kavrama açısı / α_{on}	$\alpha_{on} = 20^\circ$
Helis eğim açısı / β_o	$\cos \beta_o = t_n / t_d = m_n / m_o$
Çevre hızı / v	$v = \pi \cdot d_o \cdot n / 60$ (m/s)
Diş başı yüksekliği / h_a	$h_a = m_n$
Diş taban derinliği / h_f	$h_f = 1.25 \cdot m_n$
Toplam diş yüksekliği / h	$h = 2.25 \cdot m_n$
Diş kalınlığı (normal kesitte-taksimat daireesi üzerinde) / S_{on}	$S_{on} = t_n / 2 = \pi \cdot m_n / 2$
Diş genişliği / b	$b = \psi \cdot t_d$
Eksenler arası uzaklık / a_o	$a_o = (d_{o1} + d_{o2}) / 2 = (z_1 + z_2) \cdot m_n / 2$
Çevrim oranı / i	$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_{o2} / d_{o1} = z_2 / z_1$

Cetvel 51 Düz ve helisel konik dişli çarkların boyutları arasındaki bağıntılar

Adı / Sembolü	Bağıntısı
Diş modülü (standart modül) / m_n	$m_n = d_n / z_n \sin \delta_n = (b/z_n) \sin \delta_n$
Ortalama modül / m_o	$m_o = m_n (1 + \sin \delta_n) / (2 \sin \delta_n)$
Eksenler arasındaki açı / ϕ	$\phi = \delta_1 + \delta_2$
Taksimat konisi açıları / δ_1 ve δ_2	$\phi = 90^\circ$ için $\tan \delta_1 = 1/i = z_2/z_1$ $\phi(90^\circ)$ için $\tan \delta_1 = \sin \phi / (i + \cos \phi)$ $\phi(90^\circ)$ için $\tan \delta_2 = \sin(180 - \phi) / (i - \cos(180 - \phi))$
Taksimat konisinin uzunluğu / R_k	$R_k = d_o / (2 \sin \delta_1) = d_o / (2 \sin \delta_2)$
Yuvartlanma (taksimat) daireesi çapı / d_o	$d_o = 2 R_k$
Ortalama taksimat daireesi çapları / $d_{o1,2}$	$d_{o1,2} = d_{n1,2} \cdot b \cdot \sin \delta_{1,2}$
Diş başı daireesi çapları / $d_{b1,2}$	$d_{b1,2} = d_{o1,2} \cdot 2 \cdot h_{b1,2} \cdot \cos \delta_{1,2}$
Diş taban daireesi çapları / $d_{t1,2}$	$d_{t1,2} = d_{o1,2} \cdot 2 \cdot h_{t1,2} \cdot \cos \delta_{1,2}$
Baş açısı / χ_1	$\chi_1 = h_b / R_k$
Taban açısı / χ_2	$\chi_2 = h_t / R_k$
Diş kalınlığı (taksimat daireesi üzerinde) / S_o	$S_o = \pi m_o / 2$
Epeledeğer diş sayısı / z_e	$z_{e1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$
Kavrama açısı / α_n	$\alpha_n = 20^\circ$
Diş başı yüksekliği / h_b	$h_b = m_n$
Diş taban derinliği / h_t	$h_t = (1.2) m_n$ (önerilen $h_t = (1.1-1.3) m_n$)
Toplam diş yüksekliği / h	$h = 2.188 m_n \approx 0.05$ (önerilen $h = (2.1-2.3) m_n$)
Diş genişliği / b	$b = \sin \delta_1 / i \leq 0.3$ veya $(2b \cdot \sin \delta_1) / (m_n \cdot z_1) \leq 0.3$
Ortalama helis açısı / β_o	$\beta_o = \rho_s / (R_k - b/2)$
Eksenirlik / ρ_s	$\rho_s = \sin \beta_o (R_k - b/2)$
Ortalama normal modül / m_{no}	$m_{no} = d_o / (z \cdot \cos \beta_o)$
Ort. Alın keilinde epeledeğer diş sayısı / z_e	$z_e = z_1 / (\cos^2 \beta_o \cdot \cos \delta_1)$

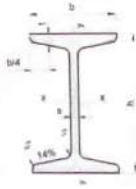
Cetvel 52 Sonsuz vida mekanizmasının temel büyüklükleri arasındaki bağıntılar

Adı/Sembolü	Bağıntısı
Eksen modülü (standart) / m_n	$m_n = m_o / \sin \beta_m = t_o / \pi$
Normal modül / m_n	$m_n = m_o \cdot \sin \beta_m$
Normal kavrama açısı / α_{no}	$\alpha_{no} = 20^\circ$
Alın kavrama açısı / α_{ao}	$\tan \alpha_{ao} = \tan \alpha_{no} / \cos \beta_m$
Sonsuz vida taksimat daireesi çapı / d_{o1}	$d_{o1} = z_1 \cdot m_o / \tan \beta_m$
Karşı dişli taksimat daireesi çapı / d_{o2}	$d_{o2} = z_2 \cdot m_o$
Diş başı daireesi çap / $d_{b1,2}$	$d_{b1,2} = d_{o1,2} + 2 \cdot h_{b1,2}$
Diş taban daireesi çap / $d_{t1,2}$	$d_{t1,2} = d_{o1,2} - 2 \cdot h_{t1,2}$
Diş başı yüksekliği / h_b	$h_b = m_o$
Diş taban yüksekliği / h_t	$h_t = 1.2 \cdot m_o$
Eksenler arası uzaklık / a_o	$a_o = (d_{o1} + d_{o2}) / 2 = m_o / 2 (z_1 / \tan \beta_m + z_2)$
Form sayısı / F	$F = d_{o1} / m_o = z_1 / \tan \beta_m$
Ortalama helis açısı / β_m	$\beta_m = z_1 / F$
Sonsuz vida uzunluğu / b_1	$b_1 \cong (12 \dots 16) \cdot m_o$
Çark genişliği / b_2	$b_2 \cong 2.5 \cdot t_o = 2.5 \cdot \pi \cdot m_o$
Çarkın eksen adımı / t_o	$t_o = \pi \cdot m_o$
Sonsuz vida ağız (diş) sayısı / g	$g = 1 + 4$ (önerilen $g = 2-3$)
Çark diş sayısı / z_2	$z_2 = d_{o2} / m_o$

Cetvel 53 Dişli çarkların verimleri

Dişli türü	Verim : η
Silindirik alın dişliler (düz ve helisel)	0.97-0.99
Konik dişliler	0.96-0.98
Sonsuz vida mekanizması (kilitlenmeli)	0.25-0.40
Sonsuz vida mekanizması (kilitlenmesiz)	0.60-0.80

Cetvel 54 Sıcak haddelenmiş normal I profili

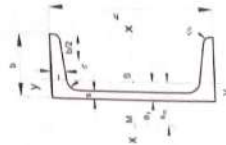


A - Kesit Alanı
G - Ağırlığı
J - Atalet Momenti
W - Mukavemet Momenti
 $i = \sqrt{(J/A)}$ atalet yarıçapı

Sembol I	Boyutlar (mm)					A cm ²	G kg/m	Statik Değerler					
	h	b	s _{max}	t	r ₂			x-x			y-y		
								J _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	J _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm
80	80	42	3.9	5.9	2.3	7.58	5.95	77.8	19.5	3.20	6.29	3.00	0.91
100	100	50	4.5	6.8	2.7	10.6	8.32	171	34.2	4.01	12.2	4.88	1.07
120	120	58	5.1	7.7	3.1	14.2	11.2	328	54.7	4.81	21.5	7.41	1.23
140	140	66	5.7	8.0	3.4	18.3	14.4	573	81.9	5.61	35.2	10.7	1.40
160	160	74	6.3	9.5	3.8	22.8	17.9	935	117	6.40	54.7	14.8	1.55
180	180	82	6.9	10.4	4.1	27.9	21.9	1260	161	7.20	81.3	19.8	1.71
200	200	90	7.5	11.3	4.5	33.5	26.3	1740	214	8.00	117	26.0	1.87
260	260	113	9.4	14.1	5.6	53.4	41.9	5740	442	10.4	288	51.0	2.32
300	300	125	10.8	16.2	6.5	69.1	54.2	9800	653	11.9	451	72.2	2.56
360	360	149	13.7	20.5	8.2	107	84.0	24010	1260	15.0	975	131	3.02

DIN 1026

Cetvel 55 Sıcak Haddelenmiş U Profili



A - Kesit Alanı
G - Ağırlığı
J - Atalet Momenti
W - Mukavemet Momenti
 $i = \sqrt{(J/A)}$ Atalet Yarıçapı

Sembol I	Boyutlar (mm)					A cm ²	G kg/m	Statik Değerler						X ₀ cm
	h	b	t	r	x-x			y-y						
					J _x cm ⁴			W _x cm ³	I _x cm	J _y cm ⁴	W _y cm ³	I _y cm		
65	65	42	5.5	7.5	4	9.03	7.09	53.5	17.7	2.52	14.1	5.07	1.25	1.42
80	80	45	6	8	4	11.0	8.64	108	26.5	3.10	19.4	6.36	1.35	1.45
100	100	50	6.5	8.5	4.5	13.5	10.6	206	41.2	3.91	29.3	9.48	1.47	1.50
120	120	55	7	9	4.5	17.0	13.4	364	63.7	4.62	43.2	11.1	1.50	1.60
140	140	60	7.5	10	5	20.4	16.0	605	86.4	5.45	62.7	14.8	1.75	1.75
160	160	65	7.5	10.5	5.5	24.0	18.8	829	116	6.21	85.3	18.3	1.89	1.84
180	180	70	8.5	11	6	28.0	22.0	1380	150	6.96	114	22.4	2.02	1.92
200	200	75	9	11.5	6	32.2	25.3	1910	191	7.70	148	27.0	2.14	2.01
260	260	95	10.5	14	7	48.3	37.9	4820	371	9.96	317	43.7	2.56	2.36
300	300	105	11.5	16	8	58.8	46.2	8030	535	11.7	495	67.8	2.90	2.70

Cetvel 56 Sıcak haddelenmiş eşit kenar L profili

DIN 1028

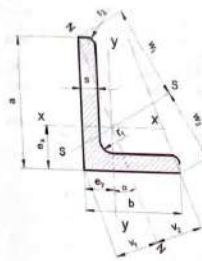


A - Kesit alanı
G - Ağırlığı
W - Mukavemet Momenti
J - Atalet momenti
 $i = \sqrt{J/A}$ atalet yarıçapı
S-S Eksenleri açı ortaydır.
 r_1 ve r_2 yarım mm' ye yuvarlatılmıştır

Boyutlar (mm)	a	s	r ₁	r ₂	Ağırlık (kg/m)		Kesit Alanı (cm ²)		Mukavemet Momenti (cm ⁴)		Atalet Momenti (cm ⁴)		Atalet Yarıçapı (cm)	
					A	G	W _x	W _y	J _x	J _y	i _x	i _y		
20 x 20	20	3	1	1	1.12	0.88	0.85	1.11	0.85	0.75	0.75	0.87	0.87	
25 x 25	25	4	1.5	1.5	1.45	1.14	0.94	1.41	1.03	0.87	0.87	1.03	1.03	
30 x 30	30	5	2	2	1.85	1.42	1.12	1.77	1.25	1.03	1.03	1.25	1.25	
35 x 35	35	6	2.5	2.5	2.27	1.76	1.35	2.12	1.54	1.25	1.25	1.54	1.54	
40 x 40	40	8	3	3	2.85	2.21	1.64	2.67	1.93	1.54	1.54	1.93	1.93	
45 x 45	45	10	4	4	3.58	2.82	1.92	3.35	2.35	1.92	1.92	2.35	2.35	
50 x 50	50	12	5	5	4.45	3.45	2.25	4.15	2.85	2.25	2.25	2.85	2.85	
55 x 55	55	14	6	6	5.45	4.15	2.65	5.05	3.45	2.65	2.65	3.45	3.45	
60 x 60	60	16	8	8	6.65	5.05	3.15	6.15	4.15	3.15	3.15	4.15	4.15	
65 x 65	65	18	10	10	7.95	5.95	3.65	7.45	4.95	3.65	3.65	4.95	4.95	
70 x 70	70	20	12	12	9.45	6.95	4.25	8.75	5.75	4.25	4.25	5.75	5.75	
75 x 75	75	22	14	14	11.15	8.15	4.85	10.25	6.65	4.85	4.85	6.65	6.65	
80 x 80	80	24	16	16	13.05	9.45	5.55	11.95	7.75	5.55	5.55	7.75	7.75	
85 x 85	85	26	18	18	15.15	10.95	6.35	13.85	9.05	6.35	6.35	9.05	9.05	
90 x 90	90	28	20	20	17.45	12.65	7.25	15.95	10.55	7.25	7.25	10.55	10.55	
95 x 95	95	30	22	22	19.95	14.55	8.25	18.25	12.25	8.25	8.25	12.25	12.25	
100 x 100	100	32	24	24	22.65	16.65	9.35	20.75	14.15	9.35	9.35	14.15	14.15	
105 x 105	105	34	26	26	25.55	18.95	10.55	23.45	16.25	10.55	10.55	16.25	16.25	
110 x 110	110	36	28	28	28.65	21.45	11.85	26.35	18.55	11.85	11.85	18.55	18.55	
115 x 115	115	38	30	30	31.95	24.15	13.25	29.45	21.05	13.25	13.25	21.05	21.05	
120 x 120	120	40	32	32	35.45	27.05	14.75	32.75	23.75	14.75	14.75	23.75	23.75	
125 x 125	125	42	34	34	39.15	29.95	16.35	36.25	26.65	16.35	16.35	26.65	26.65	
130 x 130	130	44	36	36	43.05	33.05	18.05	39.95	29.75	18.05	18.05	29.75	29.75	
135 x 135	135	46	38	38	47.15	36.35	19.85	43.85	33.05	19.85	19.85	33.05	33.05	
140 x 140	140	48	40	40	51.45	39.85	21.75	47.95	36.55	21.75	21.75	36.55	36.55	

Cetvel 57 Sıcak haddelenmiş çeşit kenar L profili

DIN 1029



A - Kesit alanı
G - Ağırlığı
J - Atalet momenti
W - Mukavemet momenti
 $i = \sqrt{J/A}$ atalet yarıçapı

Sembol L	Boyutlar (mm)					Akislerin kütçe mesafeleri (cm)								
	a	b	s	r ₁	r ₂	A cm ²	G kg/m	e _x	e _y	W ₁	W ₂	V ₁	V ₂	
30x20 x 3	30	20	3	3.5	2	1.42	1.11	0.99	0.50	2.04	1.51	0.86	1.04	
			4			1.85	1.45	1.03	0.54	2.02	1.52	0.91	1.03	
45x30 x 3	45	30	3	4.5	2	2.19	1.72	1.43	0.70	3.09	2.23	1.21	1.59	
			4			2.87	2.25	1.48	0.74	3.07	2.26	1.27	1.58	
50x40 x 4	50	40	4	5	4	2	3.46	2.71	1.52	1.03	3.50	2.85	1.67	1.84
			5				4.27	3.35	1.56	1.07	3.49	2.88	1.73	1.84
65x50 x 7	65	50	5	6.5	3.5	5.54	4.35	1.99	1.25	4.52	3.61	2.08	2.38	
			9			7.60	5.97	2.07	1.33	4.50	3.62	2.19	2.37	
80x65 x 8	80	65	6	8	4	9.58	7.52	2.15	1.41	4.48	3.63	2.09	2.94	
			10			11.41	8.66	2.47	1.73	5.59	4.65	2.79	2.94	
100x75 x 9	100	75	10	10	5	13.61	10.7	2.55	1.81	5.56	4.68	2.90	2.95	
			11			15.9	12.32	3.06	1.83	5.96	5.42	3.10	3.61	
100x75 x 11	100	75	11	10	5	15.1	11.8	3.15	1.91	5.91	5.45	3.22	3.63	
			11			18.2	14.3	3.23	1.99	5.87	5.49	3.32	3.65	

(Cetvel 57- Devamı)

Sembol	Statik değerler										N-N akımın yönü tan (°)	
	X - X			Y - Y			S - S		N - N			
	J_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	J_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	J_s cm ⁴	W_s cm ³	J_N cm ⁴	i_N cm		
30x20 x 4	3	1.25	0.62	0.94	0.44	0.29	0.56	1.43	1.00	0.25	0.42	0.431
	4	1.59	0.81	0.93	0.55	0.38	0.55	1.81	0.99	0.33	0.42	0.423
45x30 x 4	3	4.47	1.46	1.43	1.60	0.70	0.86	5.15	1.53	0.93	0.65	0.436
	4	5.78	1.91	1.42	2.05	0.91	0.85	6.65	1.52	1.18	0.64	
50x40 x 5	4	8.54	2.47	1.57	4.86	1.64	1.19	10.8	1.78	2.46	0.84	0.629
	5	10.4	3.02	1.56	5.69	2.01	1.18	13.3	1.76	3.02	0.84	0.625
65x50 x 7	5	23.1	5.11	2.04	11.9	3.18	1.47	28.8	2.28	6.21	1.06	0.583
	7	31.0	6.99	3.02	15.8	4.31	1.44	38.4	2.25	8.37	1.05	0.574
80x65 x 8	8	36.2	6.77	2.00	19.4	5.39	1.42	47.0	2.22	10.5	1.05	0.567
	9	52.8	9.41	2.51	31.2	6.44	1.93	68.5	2.85	15.0	1.36	0.649
100x75 x 9	8	68.1	12.3	2.49	40.1	8.41	1.91	88.0	2.82	20.3	1.36	0.645
	10	82.2	15.1	2.46	48.3	10.3	1.89	106	2.79	24.8	1.35	0.640
100x75x9	10	118	17.0	3.15	56.9	10.0	2.19	145	3.49	30.1	1.59	0.553
	11	148	21.5	3.13	71.0	12.7	2.17	181	3.47	37.8	1.59	0.549
	11	176	25.9	3.11	84.0	15.3	2.15	214	3.44	45.4	1.58	0.545

Cetvel 58 Sıcak haddelenmiş maden direği (GI profili)

DIN 2141-1

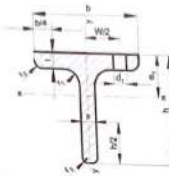


A - Kesit Alanı
G - Ağırlığı
J - Atalet Momenti
W - Mukavemet Momenti
 $i = \sqrt{(J/A)}$ Atalet Yarıçapı

Sembol	Ölçüler (mm)						A	G	Statik Değerler					
	B	h	t	r	s	i			x - x			y - y		
GI	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm ²	kg/m	J_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	J_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm
110	110	84	10	14	5	31.1	24.5	570	103	4.28	4.28	24.5	2.0	1.6
120	120	92	11	15.5	5	37.8	29.5	815	136	4.56	4.56	32.6	2.0	1.6
140	140	110	12	19	7	53.0	41.5	1568	227	5.47	5.47	57.3	2.4	2.4

Cetvel 59 Sıcak haddelenmiş T profili

DIN 1024



A - Kesit Alanı
G - Ağırlığı
J - Atalet Momenti
W - Mukavemet Momenti
 $i = \sqrt{(J/A)}$ Atalet Yarıçapı

Sembol	Ölçüler (mm)					A	G	Statik Değerler					
	h	b	s	r	t			x - x			y - y		
T	cm	cm	cm	cm	cm	cm ²	kg/m	J_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	J_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm
20	20	20	3	1.5	1	1.12	0.88	0.38	0.27	0.58	0.20	0.20	0.42
30	30	30	4	2	1	2.28	1.77	1.72	0.80	0.87	0.87	0.58	0.82
40	40	40	5	2.5	1	3.77	2.96	5.28	1.84	1.18	2.58	1.29	0.83
50	50	50	6	3	1.5	5.66	4.44	12.1	3.36	1.46	6.06	2.42	1.03