

## 12. KAVRAMALAR VE FRENLER

Dönme hareketi yapan makine elemanlarının (millerin) dönme momentini, buna bağlı olarak da gücünü döndürülen mile aktaran makine elemanlarına kavrama adı verilir. Kavramalar imalat şekillerine bağlı olarak hareketi sürekli veya aralıklı iletmelerine göre **çözülemeyen kavramalar** ve **çözülebilir kavramalar** olmak üzere iki ana kategoriye ayrılırlar.

Kavramaların kullanım alanları son derece geniş olup, tasarıma en uygun kavramanın secimi, sistemin kullanım kolaylığına ve de verimliliğine direk olarak etki etmektedir.

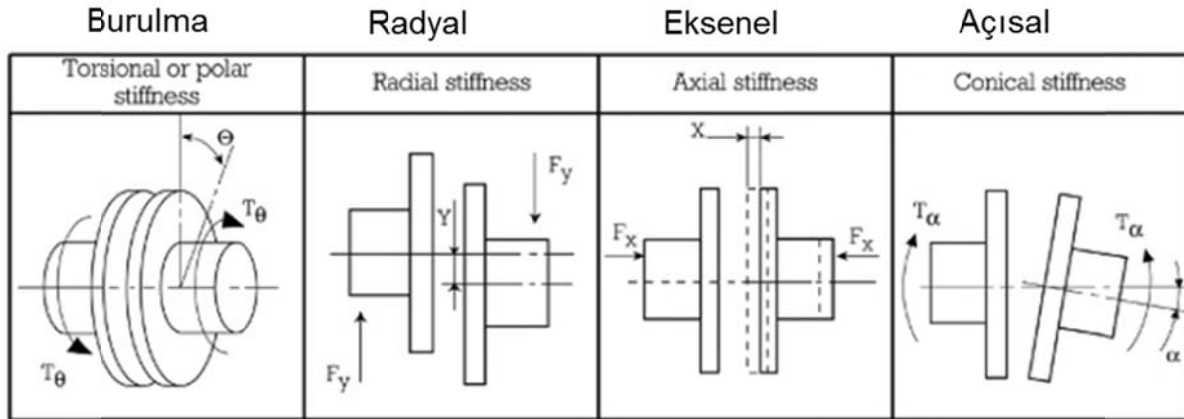
Çözülemeyen veya çözülebilir kavramaların seçiminde veya tasarımında dikkate alınması gereken ana hususlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

1. Kavramanın sökülmesi ve takılması, birleştirilen milleri hareket ettirmeden kolayca yapılabilir olmalıdır.
2. Kavramalar, millere uyguladıkları eğilme kuvvetinin minimize edilmesi için, mümkün olduğunca hafif (mukavemet değerlerini sağlamak şartıyla) olması gerekmektedir.
3. Atalet kuvvetlerini minimize etmek gerekmektedir (savurma momenti küçük tutulmalı, *ağırlık x dış çapın karesi*).
4. Kavramalar mutlaka balans edilmelidir.
5. Çözülebilir kavramalarda kumanda kolu kolay erişilebilir ve az kuvvetle hareket ettirilebilir olmalıdır.

Bu konu altında bazı kavramalar detaylı anlatılırken bazıları sadece şekil olarak izah edilecektir.

### 12.1. ÇÖZÜLEMİYEN KAVRAMALAR

Moment iletimi sırasında, herhangi bir mekanizma yardımı ile moment iletiminin kesilmesine izin vermeyen kavramalara çözülemeyen kavramalar denir. Çözülemeyen kavramalar sadece arıza, bakım ve makinelerin taşınması nedeni ile sökülürler.

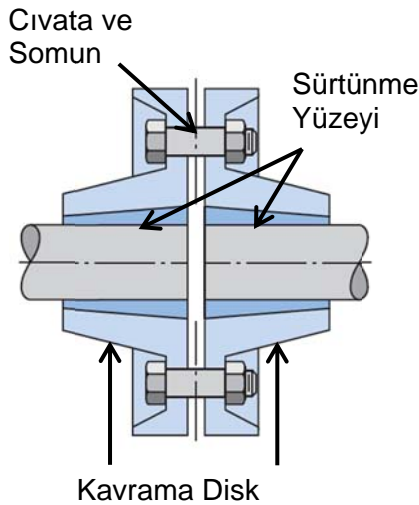


Şekil 12.1. Çözülemeyen Kavramalarda Millerin Konumları

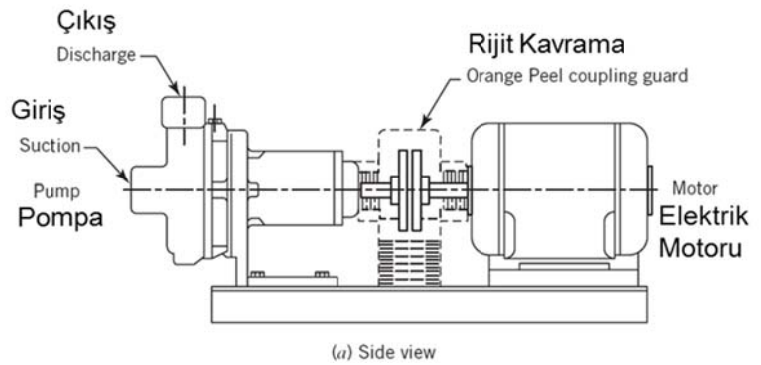
Çözülemeyen kavramalar çeşitli tiplerde imal edilmiştir. Bu kavramalardan bazıları rijit olup burulma, exsenel, radyal ver açısai yer değıştirmelere izin vermediği gibi, bazıları (devir sayısına ve taşıdığı momente bağlı olarak) burulma, exsenel, radyal ve açısai yer değıştirmelere izin verebilirler. Şekil 12.1 de yukarıda bahsedilen kavrama mil konumlarını göstermektedir. Açısai sapmalar, kardan kavramasının kullanıldığı uygulamalarda, devir sayısına bağlı olarak maksimum değere ulaşabilir.

Şekil 12.2 de görüldüğü gibi çözülemeyen rijit kavramalarda birbirinin aynı olan iki disk her iki milin sonuna birer kama ile belli bir konumda sıkı geçme olarak monte edilirler. Burada kamanın moment taşımadığı, momentin sadece mil ile disk arasındaki sürtünme ile iletildiği kabul edilir (kama tasarımı yapılırken kamanın tek başına istenilen momenti taşıyabilecek boyutta olmasına dikkat edilir). Bu iki disk cıvata ve somunla birbirine bağlanarak kavrama oluşturulur. Bu tip kavramalarda aşağıdaki hesaplamalar yapılmalıdır.

1. Eğer moment kama ile iletiliyorsa, kamanın boyutları, eğer sürtünme ile iletiliyorsa, sürtünme kuvveti hesaplanmalıdır. Bu konu altında moment iletiminin sürtünme kuvvetleri ile iletildiği durum incelenecektir.
2. Genelde cıvataların takıldığı bölgede disk kalınlığının diğer yerlere göre daha az olduğundan (Şekil 2.2) yüzeylerin basınca kuvvetlerine karşı kontrol edilmesi gerekir.
3. Cıvataların kesme kuvvetlerine karşı kalınlıkları hesaplanmalı.



Şekil 12.2. Çözülemeyen Kavrama Örneği



Şekil 12.3 Rijit Kavrama Uygulaması

### 12.1.1. RİJİT KAVRAMALAR

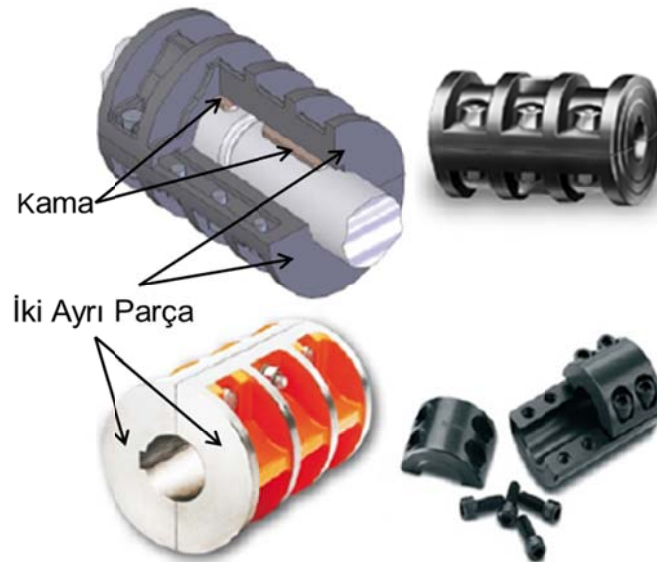
Bu kavramalar eksenleri çakışan, aralarında izafi hız farkı olmaması gereken, darbesiz çalışan ve sabit moment veya çok az değışen moment iletimi sağlayan iki mili birleştiren kavramalardır. Şekil 12.3 de elektrik motoru ile su pompası millerinin rijit bir kavrama kullanılarak bir birine bağlandığı uygulama görülmektedir. Milleri (Őaftları) aynı eksen-

monte etmenin ve aynı toleransta imal etmenin son derece zor olmasından dolayı rijit kavramaların kullanım alanları çok azdır. Eğer miller aynı eksende olmaz ise veya eksenleri arasında açısız fark var ise, rijit kavrama montajı sırasında her iki mili aynı eksene gelmeye zorlar, buda kavramaya, mile ve mil yataklarına fazladan yük gelmesine sebep olur (bağlantılarda ön gerilme oluşturur). Fazladan gelen yükler kavramanın ve mil yataklarının veya her ikisinin de daha erken arızalanmasına sebep olur.

Bu tip kavramalar çok uzun ve devir sayısı düşük olan millerde birleştirme elamanı olarak kullanılırlar. Gemi milleri buna bir örnek olarak verilebilir.

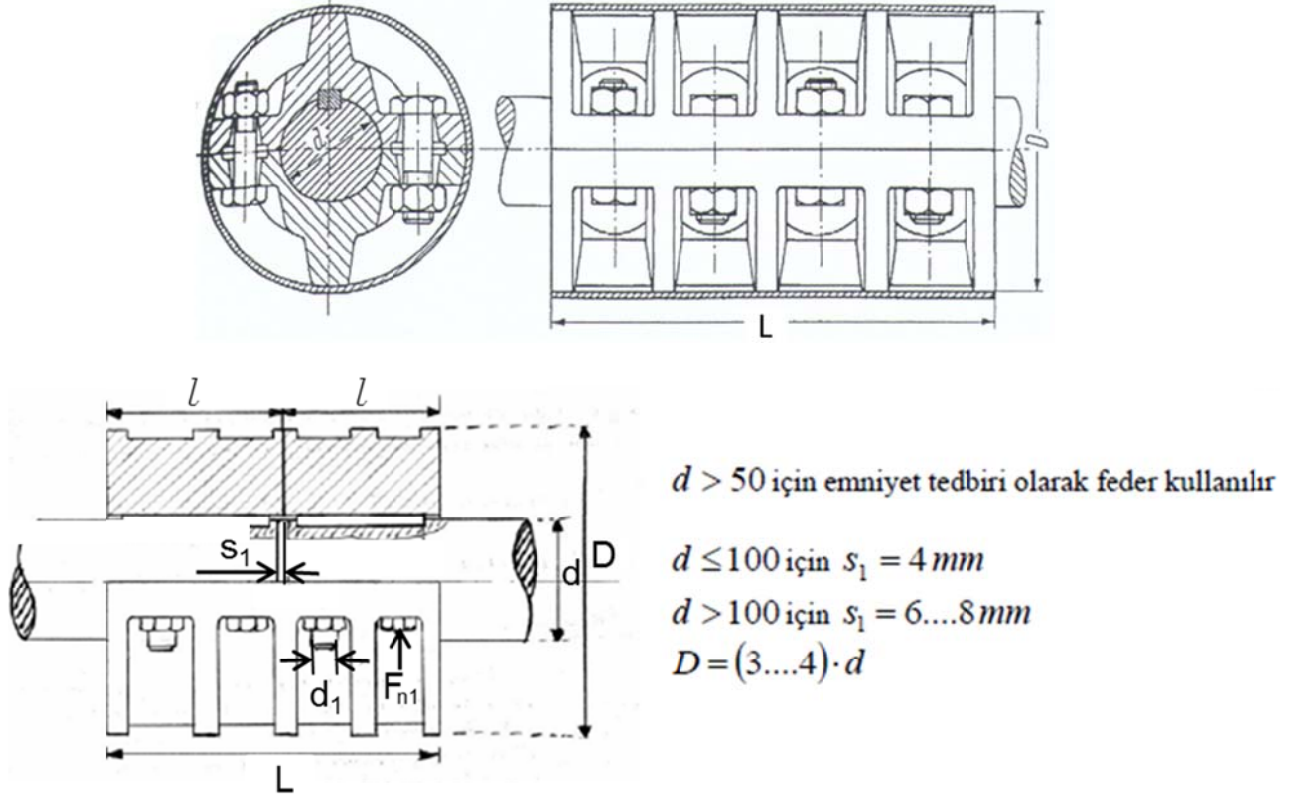
### 12.1.1.1 ZARFLI KAVRAMALAR

Bu kavramalar sürtünme kuvveti temel ilkesi kullanılarak tasarlanmışlardır. Kavramada kullanılan kamalar sadece emniyet içindir ve çapı 50 mm den fazla olan mil çaplarında kullanılırlar. Şekil 12.4 de zarflı kavrama örnekleri görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi kavrama bir birinin aynı olan iki diskten oluşmuştur. Bu iki disk millerin birleştirileceği bölgeye altı üstlü veya sağlı sollu olarak simetrik olacak şekilde civata sonum bağlantısı kullanarak millerin etrafına monte edilmek sureti ile miller birleştirilirler. Birleştirme sırasında kavrama parçalarının iç yüzeyi ile, mil yüzeyi arasında oluşan yüzey basıncı, civatalara uygulanan tork la orantılı olarak yüzeyler arasında elde edilir. Elde edilen bu basınç da doğru orantılı olarak yüzeyler arasındaki normal kuvveti, dolayısıyla yüzeyler arasındaki sürtünme kuvvetini ortaya çıkarır.



Şekil 12.4. Zarflı (Çözülemez) Kavrama

Zarflı kavrama ile taşınabilecek moment ve civatalara gelecek kuvvetin hesabı şekil 12.5 deki zarflı kavramanın kesiti kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.



Şekil 12.5. Zarlı Kavramanın Kesiti

$$F_n = pA_n \Rightarrow F_n = pdl ; F_n = zF_{n1} ; F_{n1} = \frac{F_n}{z} \quad (1)$$

$$F_s = pA_s \mu \Rightarrow F_s = p\pi d l \mu \quad (2)$$

$$M_s = F_s \frac{d}{2} = p\pi d l \mu \frac{d}{2}$$

$$M_s = F_n \pi \mu \frac{d}{2} \quad (3)$$

$$M_s = kM_d ; M_d = \frac{M_s}{k} \quad (4)$$

$$\sigma_\zeta = \frac{(1.3)F_{n1}}{\pi \frac{d_1^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{akma}}{S} \quad (5)$$

$$NOT: M_d(Nm) = 9550 \frac{P(KW)}{n(d/dak)} = \frac{P(W)}{\omega(rad/s)} ; \omega = 2\pi f, f = \frac{1}{s} = \frac{n}{60} \Rightarrow \omega = \frac{\pi n}{30}$$

Burada;

$F_n$  : Yüzeyler arasındaki veya bir mil tarafındaki toplam civatalara gelen normal kuvvet

$F_s$ : Sürtünme kuvveti

$A_n$ : İz düşüm alanı

$A_s$ : Sürtünme yüzey alanı

$F_{n1}$ : Tek cıvata gelen çekme kuvveti

$p$ : İki yüzey arasında oluşan yüzey basıncı,

DD/Çelik çifti için ;  $p = 30 \text{ N/mm}^2$  ila  $50 \text{ N/mm}^2$

Çelik/Çelik çifti için ;  $p = 60 \text{ N/mm}^2$  ila  $90 \text{ N/mm}^2$

$l$  : Bir mil tarafındaki kavrama parçasının uzunluğu

$d$  : Mil çapı

$D$ : Kavrama diski çapı

$M_s$  : Sürtünme momenti

$M_d$  : Döndürme momenti

$z$  : Toplam cıvata sayısının yarısı veya mili bir tarafındaki cıvata sayısı

$\mu$  : Kavrama ve mil arasındaki sürtünme katsayısı (malzeme çiftine ve yüzey pürüzlüğüne göre değişir). Genel de 0.2 ile 0.25 aralığında seçilir.

$k$  : Emniyet katsayısı, genelde 1.25 ila 1.50 aralığında seçilir

$\sigma_c$ : Çekme gerilmesi

$S$  : Cıvata için emniyet katsayısı, genelde 1.2 ila 1.5 arası uygundur

1.3 : Cıvatalarda burulma katsayısı olarak alınır

$d_1$  : Cıvata çapı

**NOTE:** Zarflı kavramalarda genelde aşağıdaki toleranslar önerilir.

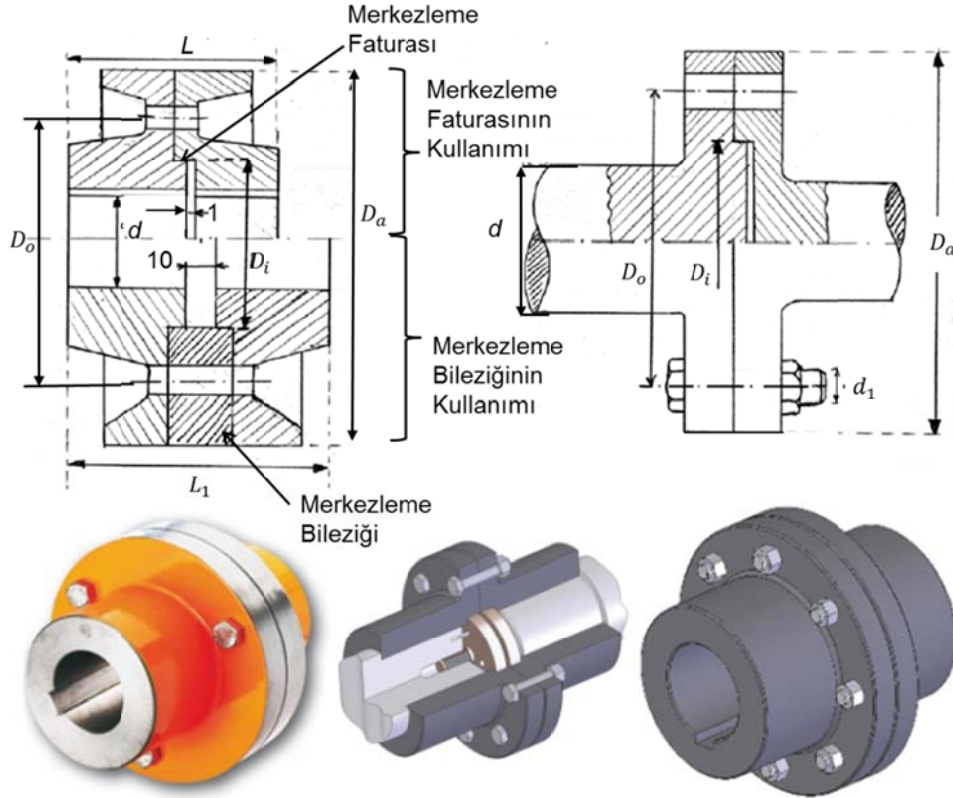
Birim delik sisteminde :  $d < 50 \text{ mm}$  için H7/k6,  $d > 50 \text{ mm}$  için H7/m6.

Birim mil sisteminde :  $d < 50 \text{ mm}$  için K7/h8,  $d > 50 \text{ mm}$  için N7/h8 veya (h9).

### 12.1.1.2 FLANŞLI (DİSKLİ) KAVRAMALAR

Flanşlı (Diskli) kavramalar iki parçadan oluşup birleştirilecek olan her iki milin ucuna kama ile monte edilip, cıvata somun bağlantısı ile birbirine bağlanırlar. Tasarıma bağlı olarak milden kavramaya moment iletimi sıkı geçme (sürtünme yüzeyi) veya kama ile sağlanır. Bu kavramalarda milden mile moment ya iki disk arasındaki sürtünme kuvveti ile ya da iki diski birleştiren cıvatalar üzerinden sağlanır. Genel uygulamada moment iletimine sürtünme ve cıvataların katkı yapması söz konusu olup, tasarımcı en kötü koşulları düşünerek, moment

iletimi hesaplarını yaparken her iki etkiyi ayrı ayrı düşünmek zorundadır. Şekil 12.6 da görülen diskli kavrama örneğinde olduğu gibi sürtünme kuvveti cıvataların iki diski sıkıştırılması ile oluşur. İletilmesi düşünülen momenti elde etmek için gerekli yüzey basıncının oluşturulması için, cıvatalar sıkılırken tork metre kullanılması önerilmektedir.



**Şekil 12.6. Diskli Kavrama Örneği ve Kesit Alanı**

### 1. Momentin (Torkun) Sürtünme Kuvveti İle İletilme Durumu

Şekil 12.6 da görüldüğü gibi merkezleme faturası ile kavramanın dış çapı arasında kalan yüzeyler sürtünme yüzeyi olarak adlandırılır. Cıvataların sıkılması ile disklerin temas eden yüzeylerinde cıvatalara uygulanan sıkma momentine doğru orantılı olarak basınç oluşur. Sürtünme yüzeyinde düzgün sürtünme dağılımı elde edebilmek için, cıvatalar yaklaşık olarak sürtünme yüzeyinin ortasından geçen bir daire üzerine yeterli sıklıkta açılan cıvata deliklerine yerleştirilir. Böyle bir kavramada sürtünme kuvveti, cıvatalara gelen kuvvet ve sürtünme momenti aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$F_n = pA_n ; F_n = zF_{n1} ; F_{n1} = \frac{F_n}{z} ; \text{Burada,}$$

$$A_n = A_s = \int_{r_i}^{r_a} 2\pi r dr \Rightarrow A_n = \pi(r_a^2 - r_i^2)$$

$$F_n = p\pi(r_a^2 - r_i^2) \quad (6)$$

$$F_s = pA_s\mu = p\pi(r_a^2 - r_i^2)\mu \quad (7)$$

$$M_s = F_s r_0 = p\pi(r_a^2 - r_i^2)\mu r_0 \Rightarrow M_s = p\pi\mu r_0(r_a^2 - r_i^2) \quad (8)$$

$$M_s = k \times M_d ; \quad M_d = \frac{M_s}{k} ; \quad M_d = 9550 \times \frac{P(KW)}{n(d/dak)} = \frac{P(W)}{\omega(rad/s)}$$

$$\sigma_c = \frac{1.3 \times F_{n1}}{\pi \frac{d_1^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{akma}}{S}$$

Burada;

$D_i$  : Alın yüzeyi iç çapı

$D_a$  : Alın yüzeyi dış çapı

$D_o$  : Cıvataların montaj edildiği çap

$P$  : Güç(Watt veya KW)

## 2. Cıvatalar İle Cıvata Delikleri Arasında Boşluk Olmaması Hali

Bu tasarımda, moment iletiminin sadece cıvatalar tarafından yapıldığı kabul edilir. Moment iletimi sırasında her iki disk yüzeyi arasında oluşacak kayma, cıvatalar üzerine kesme kuvveti olarak etki eder. Bu durumda cıvataların maruz kalacağı kesme kuvveti göz önünde bulundurularak (tüm momenti cıvataların taşıyacağı düşünülerek) kavrama ile iletilecek moment aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$M_d = zF_1 r_0 \quad (9)$$

$$\tau = \frac{F_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \tau_{em} = \frac{\tau}{S} \quad (10)$$

$F_1$  : Bir cıvataya gelen kesme kuvveti

$d_1$  : Cıvata şaftının kesit alanı

$\tau$  : Cıvata malzemesinin kayma gerilmesi

**Problem 1:** 10 mm çapındaki iki mil şekil 12.5 deki gibi bir çözülemeyen kavrama ile birleştirilmiştir. Kavramada moment iletimi kavrama yüzeyi ile mil yüzeyi arasında oluşan sürtünme kuvveti ile sağlanmakta olup her iki taraftaki sürtünme yüzey uzunlukları 20 mm dir. Kavrama ve mil çifti DD/çelik olarak seçilmiş olup yüzeyler arasında oluşan basınç cıvatalar ile sağlanmaktadır. Bu durumda kaç tane M10 (gerilme alanı  $58 \text{ mm}^2$  ve cıvata malzemesi St 37 akma sınırı  $205 \text{ N/mm}^2$ ) cıvatası kullanılmalıdır.

**Verilenler:**  $l = 20 \text{ mm}$  ;  $d = 10 \text{ mm}$

**İstenen :** Cıvata sayısı  $z=?$

**Çözüm:**  $F_n = pA_n = pdl$

Kavrama mil çiftine göre  $p= 30 N/mm^2$  ila  $50 N/mm^2$  ;

bu problemde  $p = 40 N/mm^2$  alınmıştır.

$$F_n = 40(10)20 = 8000N$$

Burada bir cıvataya gelen çekme (normal) kuvvet:  $F_{n1} = \frac{F_n}{z}$

$$\sigma_\zeta = \frac{(1.3)F_{n1}}{\pi \frac{d_1^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{akma}}{S} \Rightarrow \sigma_\zeta = \frac{(1.3) \frac{F_n}{z}}{58} \leq \frac{\sigma_{akma}}{1.3} \Rightarrow z = \frac{(1.3)SF_n}{58\sigma_{akma}}$$

$$z = \frac{1.3(1.3)8000}{58(205)} \Rightarrow z = 1.14 \Rightarrow$$

Kavramanın her bir tarafın da eşit sayıda cıvata olması için  $z = 2$  alınır.

**Problem 2:** Devir sayısı 500 d/dak ile dönerek 10 KW güç ileten 14 mm çapındaki iki mil zarflı kavrama ile birleştirilmiştir. Mil ile kavrama arasındaki sürtünme yüzeyinin uzunluğunu gerekli kabulleri yaparak bulunuz. Kavrama ve mil çifti çelikten imal edilmiştir.

**Verilenler:**  $n = 500 \frac{d}{dak}$  ;  $P = 10 KW$  ;  $d = 14 mm$

**İstenen :**  $l=?$

**Çözüm:**

$$M_d = 9550 \frac{P(KW)}{n(\frac{d}{dak})} \text{ veya } \frac{P(Watt)}{\omega(\frac{rad}{s})}$$

$$M_d = 9550 \frac{10}{500} \Rightarrow M_d = 191 Nm$$

$$M_s = kM_d \Rightarrow M_s = 1.35(191) \Rightarrow M_s = 257.85 Nm$$

$$M_s = pA_s \mu \frac{d}{2} \Rightarrow M_s = p\pi dl \mu \frac{d}{2}$$

Bu denklemde iki kabul ( $\mu$  ve  $p$ ) daha yapılması gerekmektedir.

Burada  $\mu = 0.2$  ve  $p = 70 N/mm^2$  olsun.

$$\text{Böylece; } 257850 = 70(3.14)14(l)(0.2)7 \Rightarrow l = 59.85 mm$$

**$l = 60 mm$  alınır.**



**Problem 3:** Flanşlı kavrama ile birleştirilen iki milde, döndüren mil 100 rad/s lik hızla 5 KW güç iletmektedir. Moment iletimi cıvatalar üzerinden sağlanmaktadır (yüzey çifti arasındaki sürtünme ihmal edilmektedir). Kavramada 8.8 kalitesinde 4 tane cıvata kullanılmaktadır ve bu cıvatalar 120 mm çapındaki bir daire üzerine yerleştirilmiştir. Cıvataların çapını bulunuz.

**Verilenler:**  $\omega = 100 \frac{rad}{s}$ ;  $P = 5 \text{ KW}$ ;  $z = 4$  ve  $D_0 = 120 \text{ mm}$

**İstenen:** Cıvata boyutu

**Çözüm:**

$$M_d = \frac{P}{\omega} = \frac{5000}{100} = 50 \text{ Nm} \text{ veya } M_d = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{5}{\frac{\omega(30)}{\pi}} = 9550 \frac{5(3.14)}{100(30)} = 50 \text{ Nm}$$

$$M_d = zF_1r_0 \Rightarrow 50 = 4(F_1)0.06 \Rightarrow F_1 = 208.3 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{(1.3)F_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \tau_{em} = \frac{\tau}{S}$$

Burada 8.8 kalitesinde cıvata için  $\tau = 120 \text{ N/mm}^2$

$$120 = \frac{208.3(1.3)}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \Rightarrow d_1 = 6.18 \text{ mm}$$

Buradan tablodan şaft çapı **7 mm** olan cıvata seçilir.

### 12.1.3. MEKANİZMA HAREKETLİ KAVRAMALAR

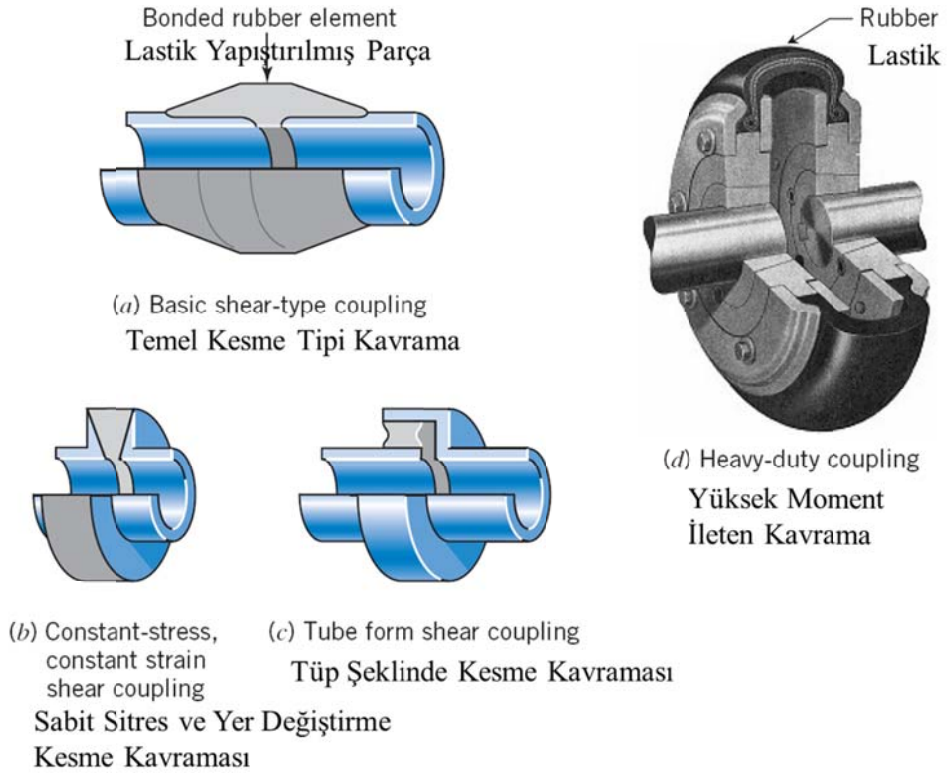
Bu tip kavramalar genelde iki mil eksenleri arasında açısız, eksenal ve radyal doğrultuda sapmaların olduğu durumlarda kullanılırlar. Bu tip kavramalar tahrik eden mildeki olası titreşimleri de yutma veya azaltarak aktarma özelliğine de sahiptirler. Değişik tiplerde imal edilmiş olup, bazıları darbe ve titreşimleri yutabildiği gibi bazıları da aynen tahrik edilen mile iletirler.

Bu kavramalar iki milde oluşan veya var olan eksen kaymaları sonucunda millerin yataklarında oluşacak olan fazladan yüklerin ortadan kaldırılmasını da sağlarlar. Böylece millerin ve mil yataklarının ömrü uzamış olur..

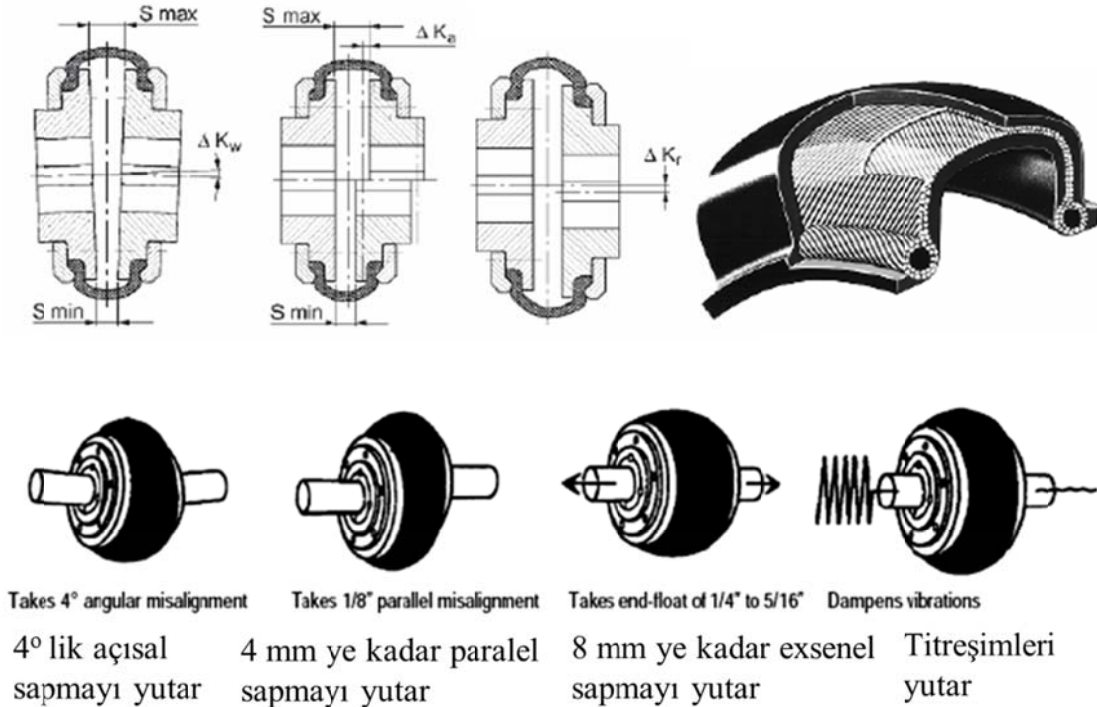
#### 12.1.3.1. PERİFLEX KAVRAMALAR

Çok çeşitli uygulamaları ve çeşitleri olup, genelde yüksek devir ve orta derecede moment ileten millerin birleştirilmesinde son derece geniş bir kullanım alanları vardır. Kavramanın her iki diski bir birine lastik ile bağlandığından 4 dereceye kadar olan açısız sapmaları, 4 mm ye kadar radyal ve 8 mm ye kadar eksenal yer değiştirmelerin olduğu ortamlarda kullanılabilirler (Şekil 12.7 ve 12.8). Bu tip kavramalar plastik malzemelerin titreşim ve darbe yutma

özellikleri nedeniyle tahrik eden mildeki titreşimlerin ve darbelerin büyük bir kısmını yutarak tahrik edilen mile aktarmaz.



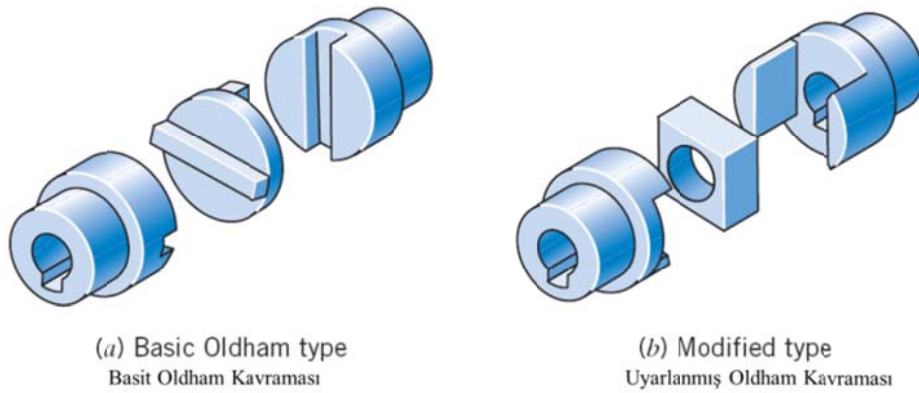
Şekil 12.7. Bazı Periflex Kavramalar



Şekil 12.8. Periflex Kavrama Hareketleri

### 12.1.3.2 OLDHAM KAVRAMASI

Tasarımı yapılmış en eski ve en iyi kavrama türlerinden birisi olup ismini tasarımcısından almıştır. Bu kavrama üç parça halinde tasarlanmış olup, ortadaki parça (ara disk) yatay ve dikey doğrultuda (bir birine 90 derecelik düzlemde) hareket edebildiği gibi bir miktar açılmalara da müsaade eder. Diğer iki parça (disk) millerin her iki ucuna sabitlenmiştir. Şekil 12.9 da görüldüğü gibi disklerin ön yüzlerine disklerin merkezinden geçecek şekilde kanal açılmıştır. Ara diskin ön ve arka yüzlerine birbirine 90° olacak şekilde çıkıntılar disklerin üzerinde bulunan kanallara uyumlu şekilde uygun bir toleransla tasarlanmıştır. Millerin dönmesi sırasında, ara disk kendi için açılmış kanallar içerisinde radyal hareketler yaparak, millerin eksenleri arasında var olan sapmaların etkisini ortadan kaldıracaktır. Böylece hem mil yataklarına gelebilecek olası yükleri, hem de millerde oluşabilecek mekanik titreşimleri azaltır.

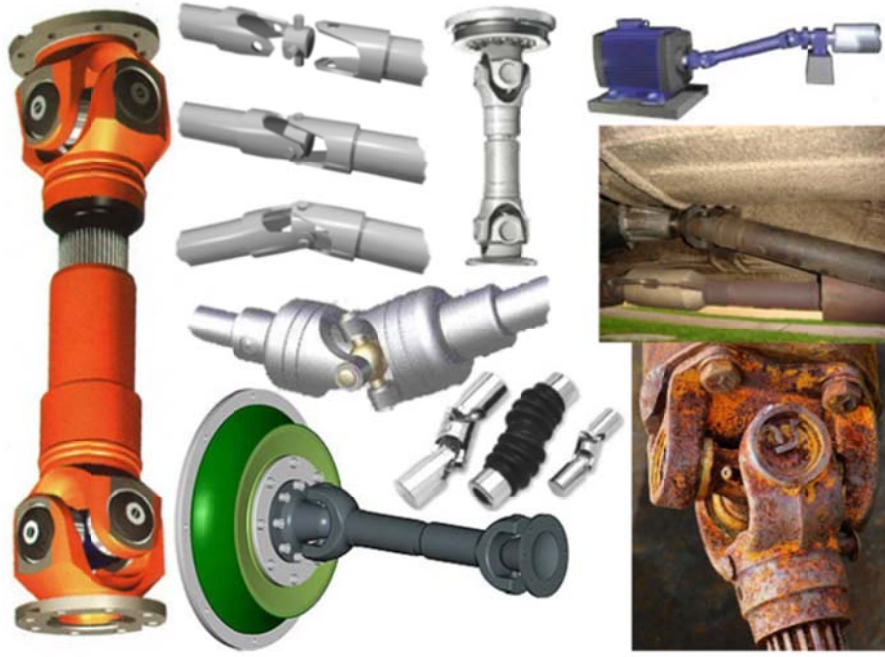


Şekil 12.9. Oldham Kavraması

### 12.1.3.3. KARDAN KAVRAMASI

Kardan kavramaları eksenleri paralel olmasına rağmen eksenleri arasında mesafe olan (yüksek eğim açısı bulunan) veya birleştirilen millerden birinin ya da her ikisinin pozisyonlarının değiştiği iki milin birleştirilmesinde kullanılırlar. Bu kavramalarda her iki milin uç kısımları çatal şeklinde imal edilmiş olup her ikisi de aynı düzlemededirler. Şekil 12.10 da görüldüğü gibi miller birbirine hareketli mafsallarla 90 derecelik düzlemde monte edilirler. Genellikle arkadan çekişli arabalarda şanzımandan gelen dönme hareketini diferansiyele iletmekte kullanılmakla birlikte, daha başka alanlarda da dönme hareketinin uzak ve / veya eğimli olarak iletilmesi gereken yerlerde kullanılırlar.

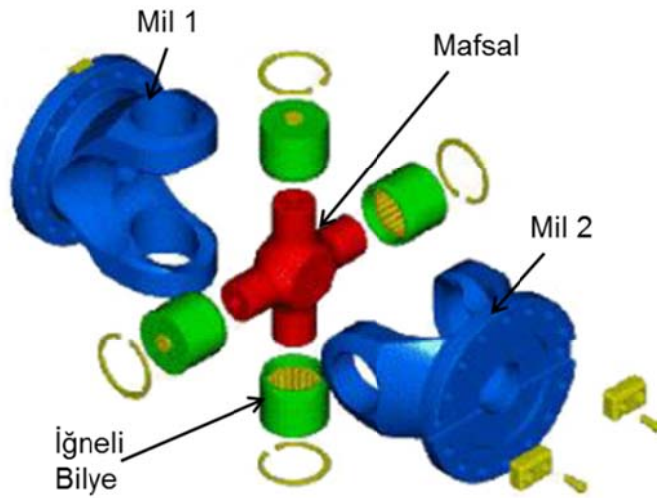
Şekil 12.11 de görüldüğü gibi kavramada kullanılan mafsallın 4 bağlantı noktası olup ikisi hareket ettiren mile diğer ikisi de hareket ettirilen mile 90° lik açılarla bağlanır. Mafsallın hareketliliği bağlama noktalarında bulunan kaymalı yataklar (iğneli rulmanlar) tarafından sağlanır.



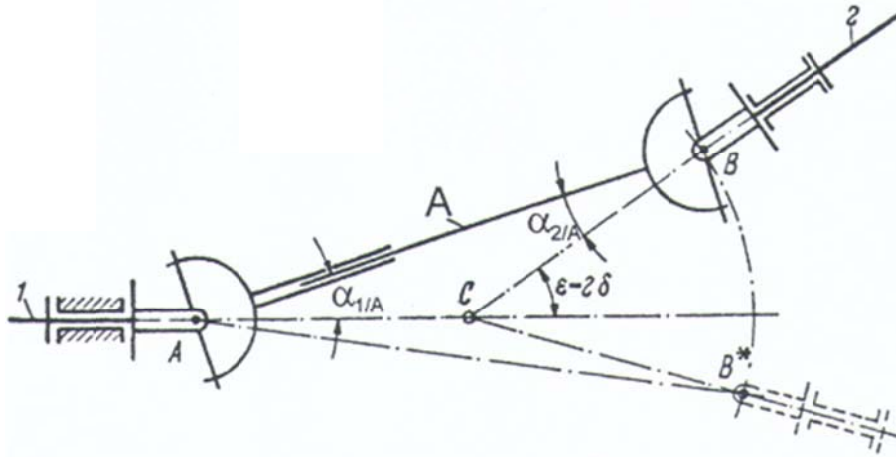
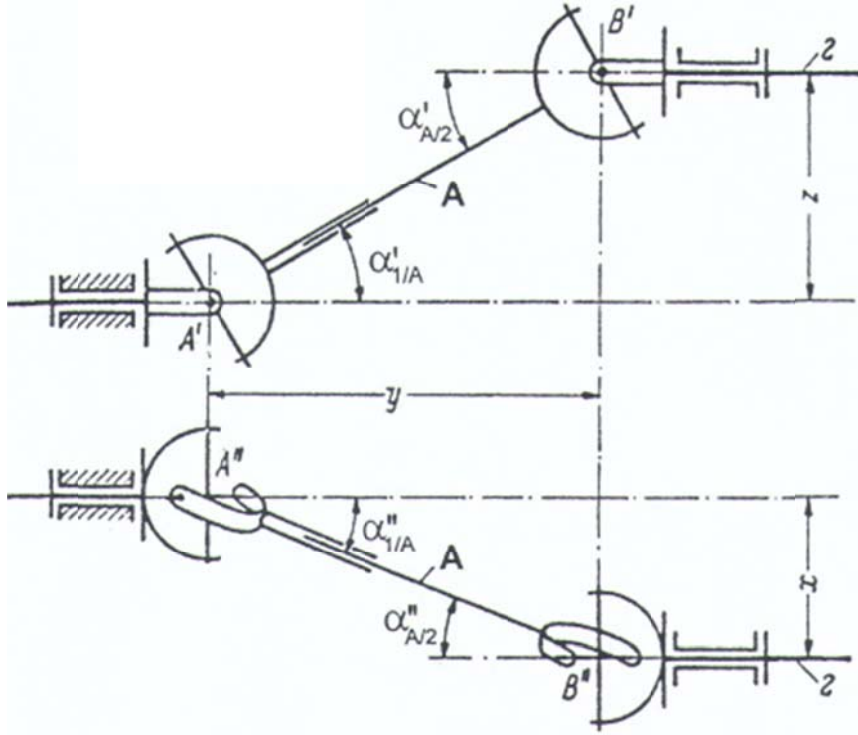
**Şekil 12.10. Kardan Kavraması Uygulamaları**

Kardan kavramalarında, iki mil eksenini arasında eğim açısı ( $\alpha$ ) olması nedeni ile birinci milden ikinci mile aktarılan açısal hız aynı değildir. Dolayısı ile tahrik eden mil düzgün bir açısal hıza ( $\omega_1$ ) sahip olmasına karşılık, döndürülen milin açısal ( $\omega_2$ ) hızı değişken olur. İkinci milin açısal hızı birinci mil ile ikinci mil arasındaki açının fonksiyonu olarak ifade edilir. Dönen milde oluşan bu hız düzensizliği nedeniyle milde titreşimler ve darbeler oluşur. Oluşan hız düzensizliğini ortadan kaldırmak için şekil 12.10 da görüldüğü gibi iki kardan kavraması seri bağlı olarak kullanılır.

Kardan kavraması  $45^\circ$  lik açısal sapmalara kadar kullanılabilmeyle birlikte, genelde (pratikte) sapma açısı  $3^\circ < \alpha < 15^\circ$  arasında seçilir.



**Şekil 12.11. Mafsalı Bağlantı**

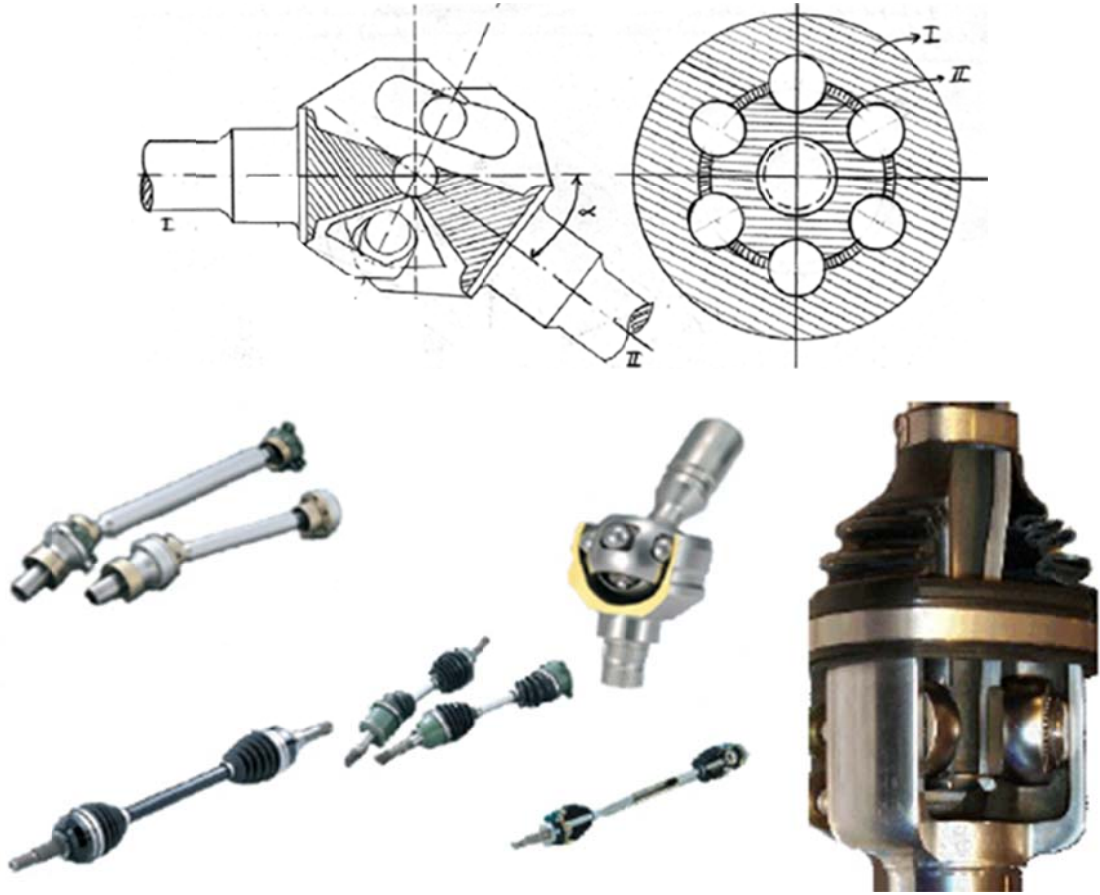


Şekil 12.12. Kardan Kavramasının Bir Sematik Bağlantı Örneği

#### 12.1.3.4. SABİT HIZ MAFSALI (BİLYELİ OYNAK KAVRAMA)

Bu tip mafsallar iki kardan kavramasına ihtiyaç duyulmayan ve tek kavrama ile hareketin düzgün olarak iletilmesi gereken yerlerde kullanılırlar. Genellikle otomobillerin ön aks sistemi bu tip kavramalardan (Şekil 12.13) oluşturulmuş olup, kardan kavramasına oranla daha pahalıdır. Burada millerin kesişme noktasına yerleştirilen mafsal nedeniyle, dönme hareketinin iletimi sırasında her iki milin bağlı olduğu mafsallar her konumda birbirine açığortay düzleminde temas ettikleri için, döndüren mil ile döndürülen mil arasında herhangi bir hız farkının ve hız değişiminin ve de buna bağlı olarak titreşimlerin oluşması söz konusu değildir. Şekil 12.14 de değişik uygulamalarda kullanılan sabit hız mafsallarına örnekler görülmektedir.





Şekil 12.13. Sabit Hız Mafsalı Dinamiği



Şekil 12.14. Sabit Hız Mafsalı Uygulamaları

## 12.2. ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

Bu tip kavramaların kullanıldığı mil bağlantılarında, millerin hareketli olup olmadığı göz önünde bulundurulmaksızın istenildiği zaman her iki mil arasındaki bağlantı ortadan kaldırılarak hareketin geçişi durdurulabildiği gibi, iki mil kavrama ile bir birisine bağlanarak hareketin ikinci mile geçmesi sağlanabilir. Çok çeşitli çözülebilen kavrama tipleri olup, bunlara en güzel örnek hafif ve ağır vasıta taşıtlarda kullanılan kavramalardır. Bu konu altında bu kavramaların bazılarında bahsedilecektir.

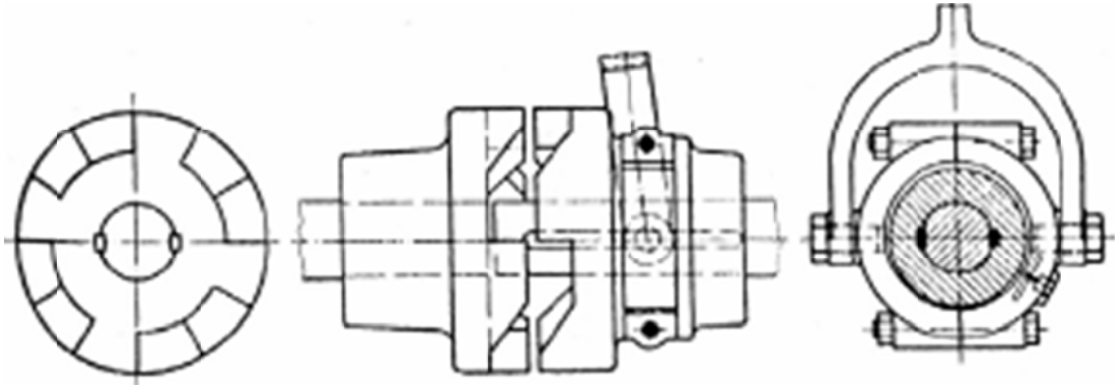
Çözülebilen kavramalar iki ana başlık altında toplanabilir.

1. Şekil bağlı çözülebilen kavramalar
2. Kuvvet bağlı çözülebilen kavramalar

### 12.2.1. ŞEKİL BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

#### 12.2.1.1. ÇENELİ KAVRAMA

Bu kavramalar Şekil 12.15 de görüldüğü gibi alın yüzeylerinde profil şeklinde çıkıntılar olan birisi mil üzerinde sabit (genelde tahrik mili) diğeri ise diğeri mil üzerinde olup, mil eksenine boyunca hareketli iki temel diskten oluşmaktadır. Hareketli disk belli bir mekanizma ile kontrol edilerek sabit diskle birleştirilerek veya ayrıştırılarak dönme hareketinin iletilmesi veya kesilmesi sağlanır. Dönme hareketi, her iki diskteki profil şeklindeki çıkıntıların profil çıkıntılar arasındaki boşluklara girmesiyle disklerde kavrama oluşur ve dönme hareketi (moment) profil çıkıntıların yan yüzleri kullanılarak bir taraftan diğeri tarafa iletilir. Burada hareketin birleştirilmesi veya ayrıştırılması ya çok düşük hızlarda ya da tahrik milinde hareket olmadığında gerçekleştirilir.



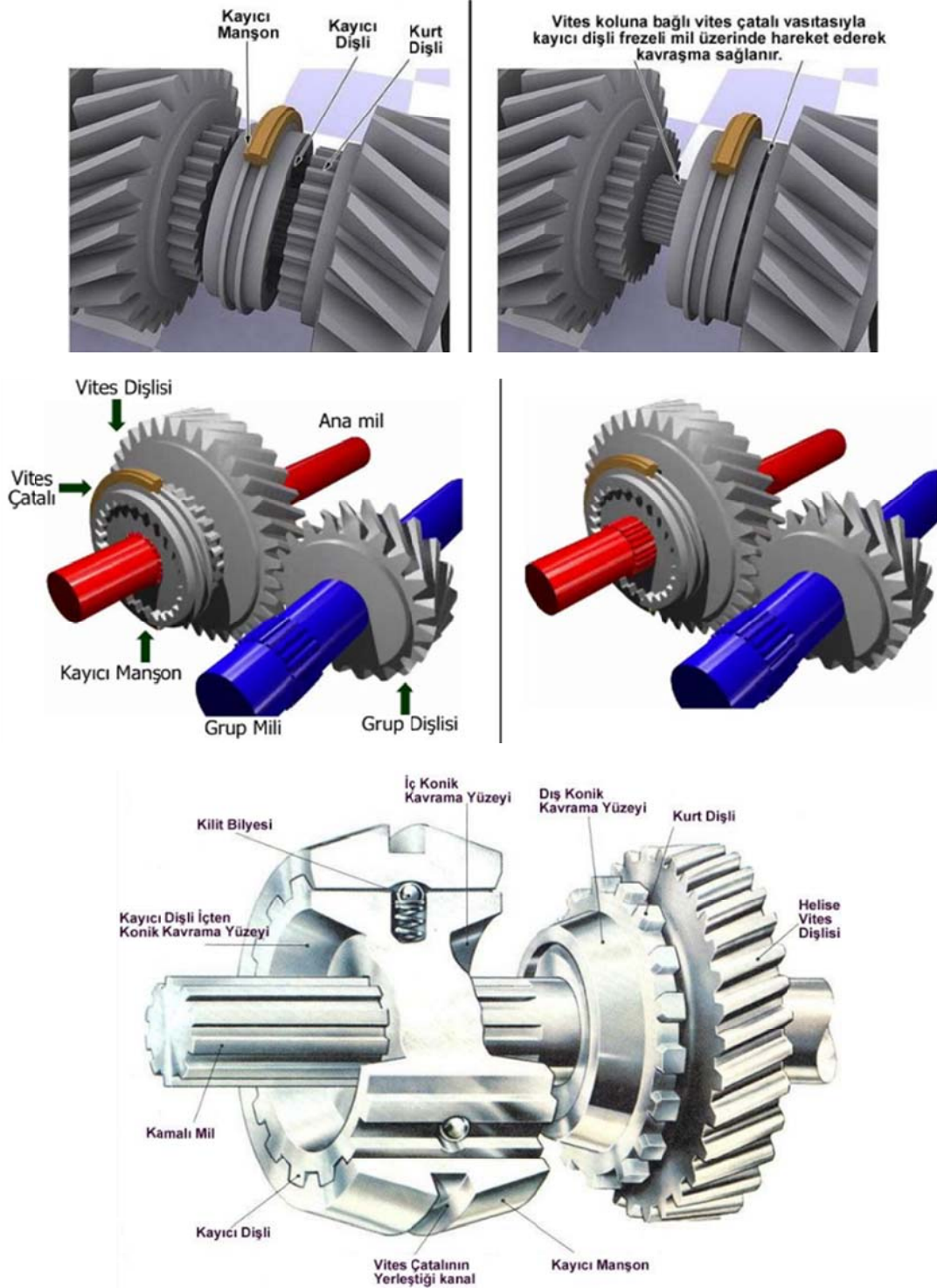
Şekil 12.15 Çeneli Kavrama Örneği

#### 12.2.1.2. DİŞLİ KAVRAMA

Hareket iletiminde kullanılan dişliler, şekil bağlı kavramalar sınıfında olup en çok kullanılanlarıdır. Dişli kavramalara en iyi örnekler araçlarda kullanılan dişli kutuları ve diferansiyel sistemleridir. Dişli

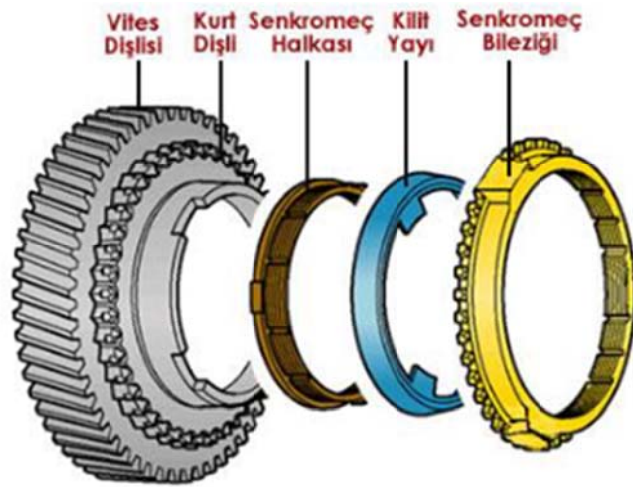
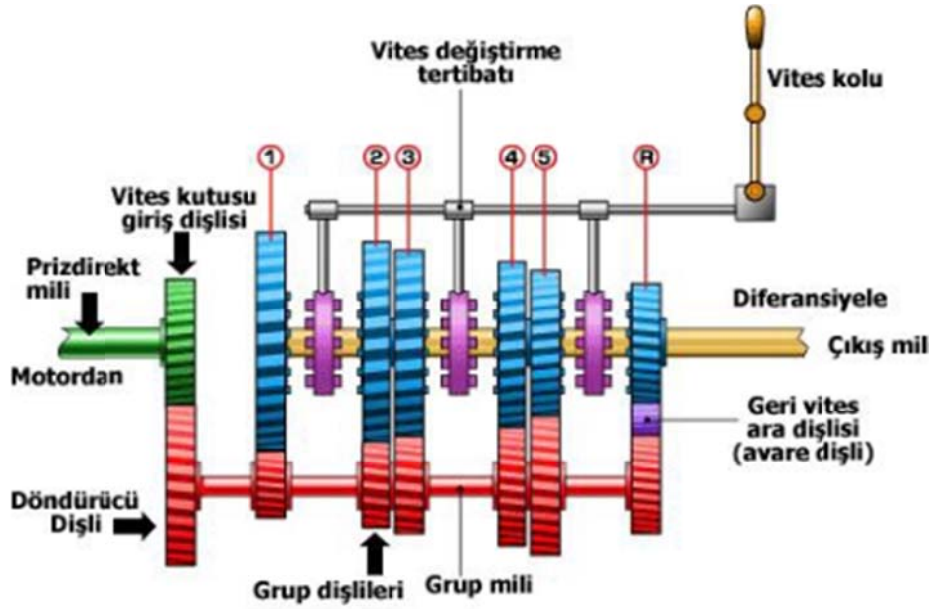
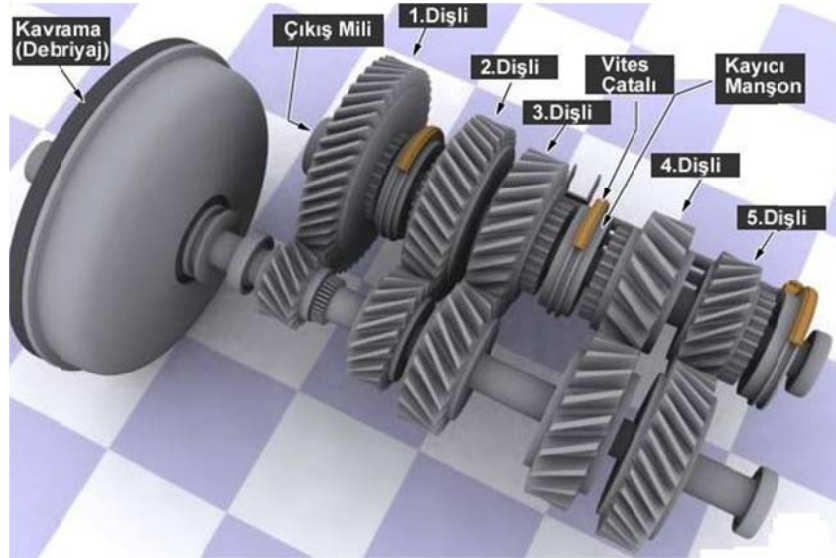
kutularında hareket iletiminde kullanılan kavrama dişlilerinin uç kısımları kavramayı kolaylaştırmak için komikleştirilerek inceltiştir. Dişlilerin sessizce kavramalarını sağlamak için diğer önemli kural birleştirilecek dişlilerin hızlarının eşit olmasıdır.

Dişlilerin daha kolay ve sessiz kavramasını sağlamak için senkromeç dişlileri dişli kutularında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu dişliler konik kavrama ve pimli tip olmak üzere ikiye ayrılırlar. Konik kavrama tipindeki senkromeç dişlileri en yaygın kullanılanlarıdır.

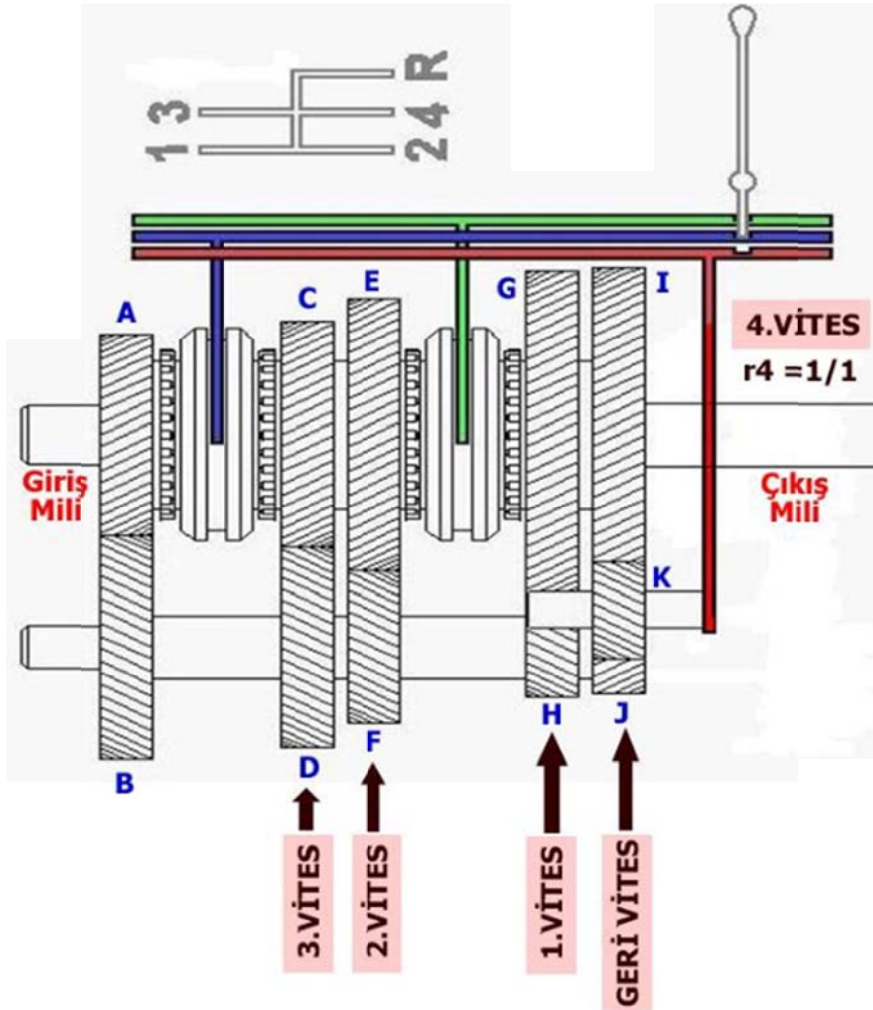
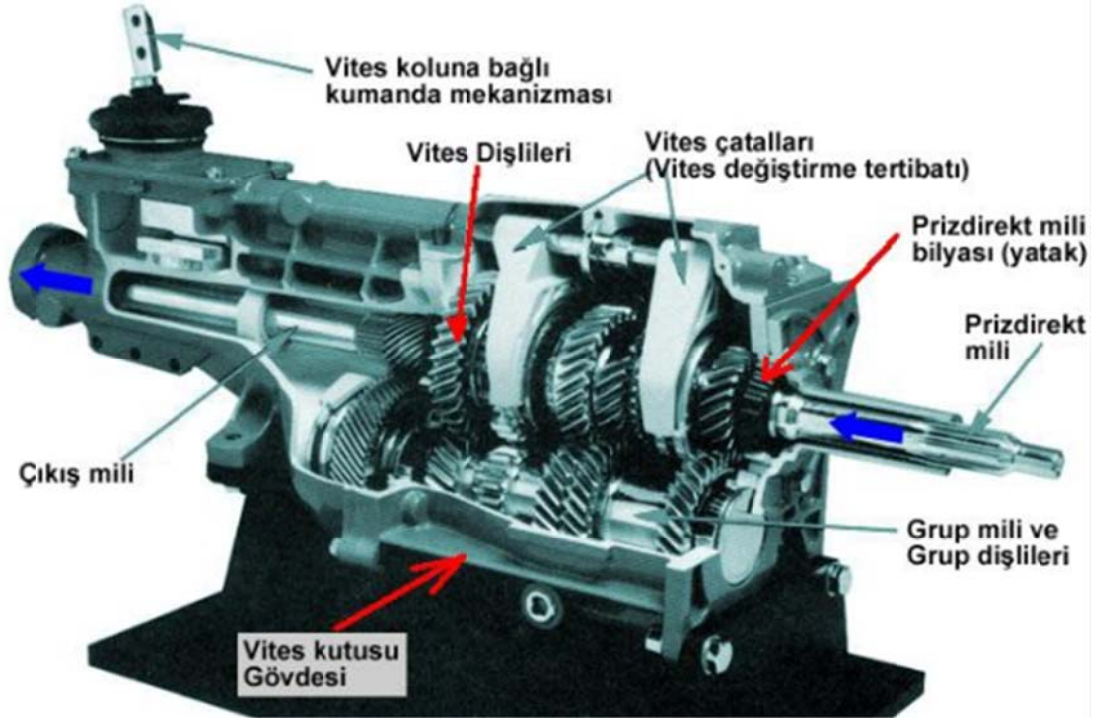


Şekil 12.16. Dişli Kavramalar





Şekil 12.16. Dişli Kavrama (Devam)



Şekil 12.16. Dişli Kavrama (Devam)

## 12.2.2. KUVVET BAĞLI ÇÖZÜLEBİLEN KAVRAMALAR

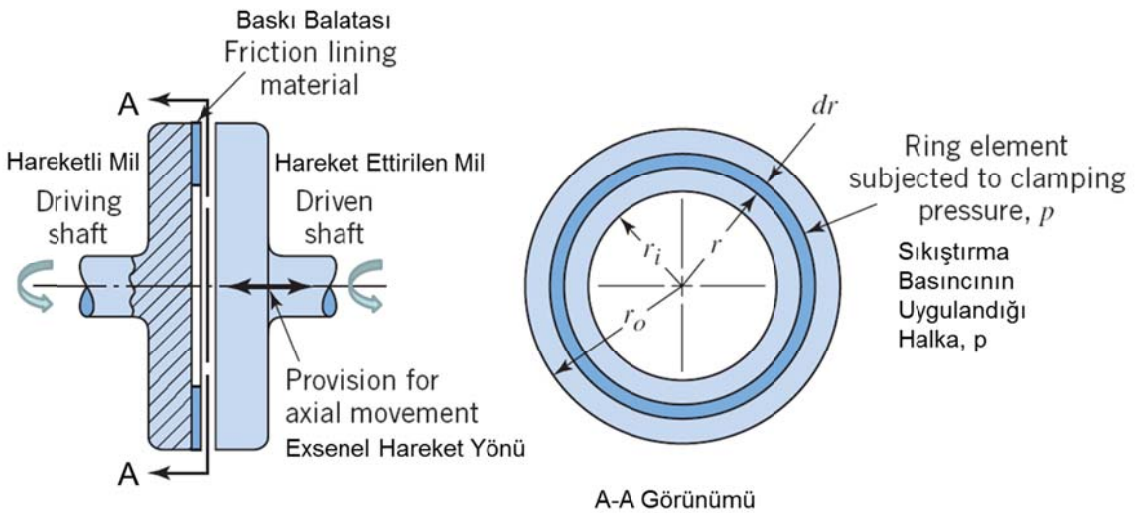
Birçok makine elemanında yüzey kaymaları söz konusu olup bunlara örnek olarak yataklar, dişliler, kavramalar, şaftlar gibi elemanlar verilebilir. Mühendislikteki amaç bu parçaların yüzeyleri arasındaki sürtünmeyi minimize ederek kayıp enerjiyi ve aşınmayı azaltmaktır. Bununla birlikte kavramaların ve frenlerin çalışması yüzeyler arasındaki sürtünme temel ilkesine dayanmaktadır. Bu nedenle kavramalarda ve frenlerde sürtünmenin maksimize edilerek, kavrama ve fren yüzeylerinde düzgün olarak dağılması sağlanıp aynı anda da aşınmanın minimize edilmesi gerekmektedir.

Kavramalar birleştirme ve ayrıştırma sırasında çok düzgün hareket etmelidir. Aksi takdirde darbelerin ve titreşimlerin oluşmasına sebep olunur. Kavramalar sürtünmeli parçalar olup fonksiyonu dönen ve döndürülen yüzeylerle olan sürtünmeye bağlıdır. Kullanılmakta olan değişik türde kavramalar mevcut olup bazıları; manyetik, Eddy akımlı, hidrodinamik, mekanik ve akışkan basınçlı kavramalardır.

Kuvvet bağlı çözülebilen kavramalarda aşağıdaki özellikler mevcuttur.

1. Yüzeyler arasında kayma oluşur.
2. Yüzeyler arasındaki kayma sonucunda sürtünmenin etkisiyle sıcaklık artışı ve enerji kaybı oluşur.
3. Herhangi bir hızda hareket iletimi kesilebileceği gibi hareket iletimi yapılabilir.
4. Darbesiz moment iletimi sağlanır.

### 12.2.2.1 SÜRTÜNME Lİ KAVRAMALAR VE FRENLER



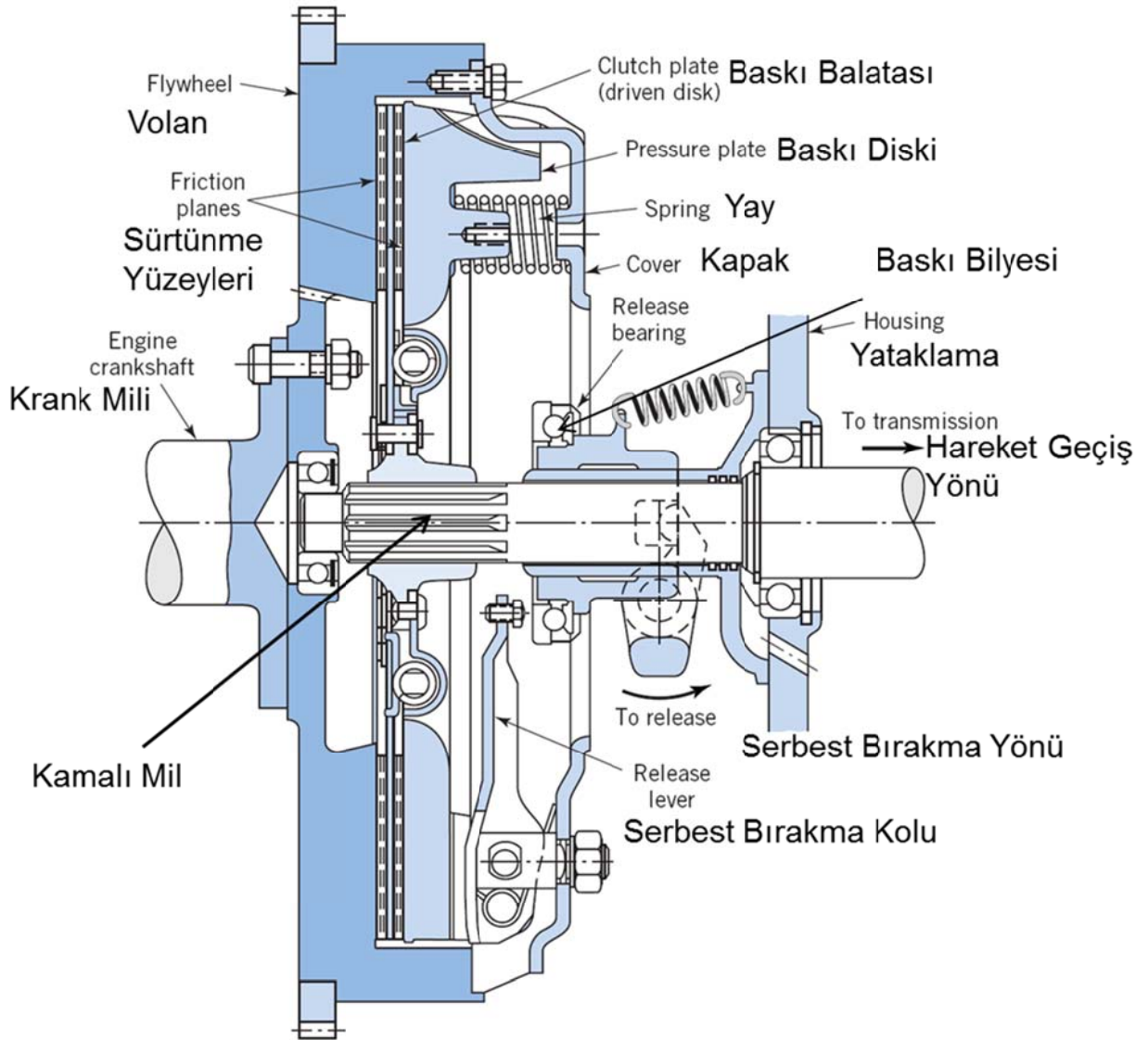
Şekil 12.17. Basit Çözülebilen Kavrama

Daha öncede belirtildiği gibi kavramalar ve frenler sürtünme prensibine (ilkesine) göre çalışırlar. Sürtünmeli kavramalar bu ilkeyi kullanarak hareket iletimi sağlarken, frenler aynı ilkeyi kullanarak hareketi durdurur. Şekil 12.17 de basit çözülebilen kavrama örneği

görülmekte olup, bu tip kavramalar ve frenlerin tasarlanmasında aşağıdaki üç ana ilke göz önünde bulundurulur.

1. İstenilen sürtünme momentini sağlamalıdır.
2. Sürtünme sırasında oluşan ısı yüksek sıcaklıklara ulaşmadan transfer edilmelidir.
3. Sürtünme sonucu oluşacak aşınma az miktarda olup, kavramanın ömrünü kısaltmamalıdır.

Şekil 12.18 de taşıtlarda kullanılan kavrama örneği görülmektedir. Bu kavramalarda kavrama mekanizması motorun krank şaftına monte edilmiş bir volan yüzeyine monte edilmiştir. Dolayısı ile tüm kavrama mekanizması motorun volanı ile birlikte döner. Kavrama üzerinde aynı daire çapı üzerine monte edilmiş birçok yay mevcut olup bu yaylar baskı diski üzerine dolaylı olarak baskı balatası üzerine basınç uygular. Bu basınç kuvveti baskı balatasını baskı diski ile volan arasına sıkıştırarak krank milinden gelen dönme hareketinin hareket ettirilen mile geçmesini sağlar.



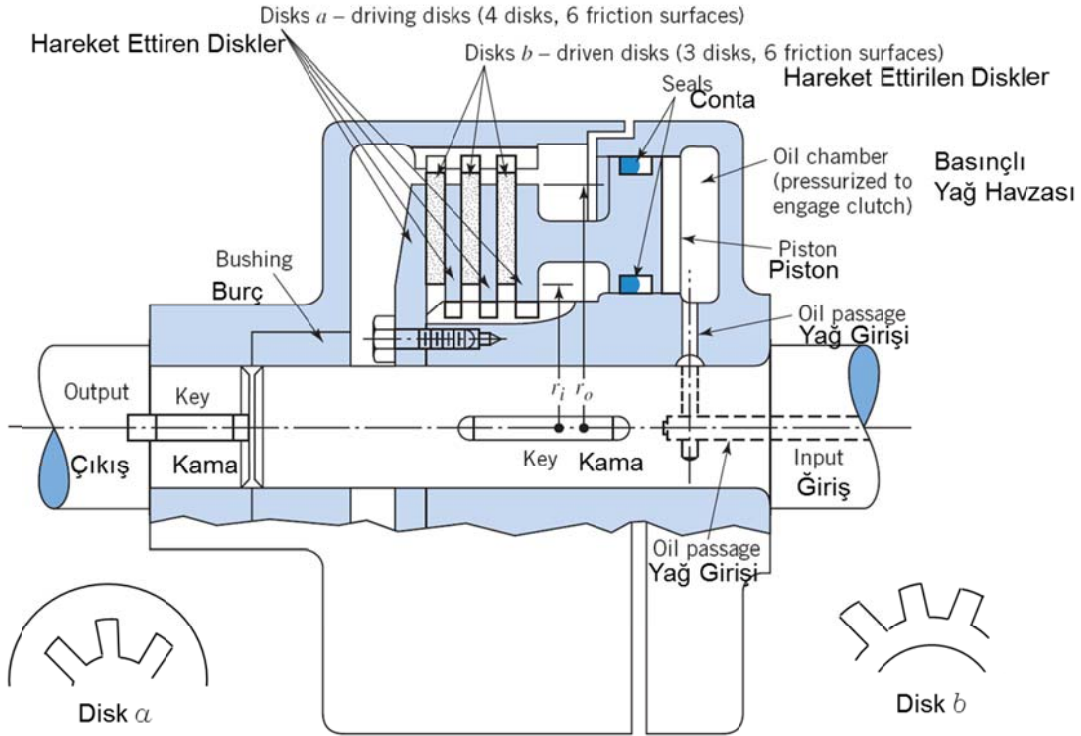
**Şekil 12.18. Taşıtlarda Kullanılan Çözülebilir Kavrama**





Şekil 12.18. (Devam)

Baskı balatası hareket ettirilen kamalı milin (şanzımana dönme hareketi sağlayan milin) üzerine yerleştirilmiş olup, sadece aksel hareket serbestisine sahip olup, dönme hareket serbestliğine sahip değildir. Debriyaja basılması durumunda, baskı diski baskı balatasından uzaklaşarak baskı balatası üzerinde oluşan basıncı kaldırır. Volanla birlikte tüm kavramanın dönmesine rağmen, baskı balatası serbest kaldığında, krank milinden gelen hareketin iletimi kesilmiş olur. Bu kavramalarda baskı balatasının iki yüzeyi de sürtünmeye maruz kalır. Bu yüzeylerden birisi volan yüzeyi diğeri de baskı diski yüzeyi olarak sürtünme yüzey çiftini oluşturur.



Şekil 12.19. Çok Diskli Çözülebilir Hidrolik Kavrama (Otomatik Şanzımanlarda Kullanılır)

Şekil 12.19 da çok baskı balatalı kavrama örneği görülmektedir. Bu şekilde,  $a$  diskleri hareket eden mil ile sürekli dönerken,  $b$  diskleri ise döndürülen şaft üzerine monte edilmiştir. Bu disklerin tasarımı Şekil 12.19 da görülmekte olup,  $a$  diskleri hareket eden mil üzerinde eksenel hareket serbestliğine sahipken dönme hareketi serbestliğine sahip olmayıp, bununla birlikte,  $b$  diskleri döndürülen mil üzerinde eksenel hareket serbestliğine sahipken, dönme serbestliğine sahip değildir. Şekil 12.19 daki kavrama yağ basıncı ile çalışmakta olup (ıslak kavrama), yağ basıncı uygulandığında hareket eden diskler, hareket ettirilen diskleri sıkıştırarak ikinci milin dönmesini sağlar. Yağ basıncı kaldırıldığında ise, diskler arasında sürtünme olmayacağından hareket iletimi sona erer. Çok diskli kavramalarda her iki uçta olan  $b$  disklerinin sadece bir yüzeyleri sürtünme momenti için kullanılırken, iç taraftaki  $b$  disklerinin her iki yüzeyleri sürtünme momenti için kullanılırlar.

Diskli kavramalar kuru (Şekil 12.18) ya da ıslak (Şekil 12.19) olarak tasarlanırlar. Taşıtlarda genelde şekil 12.18 de görülen kavrama tipi kullanılır. Çok diskli kavramalar genelde otomatik şanzımanlarda kullanılan ıslak (yağlı) kavramalardır. Bu kavramalarda yağ diskleri soğuturken aynı zamanda ve sürtünme katsayısını azaltarak disklerin aşınmasının azaltılmasına da katkı sağlar.

Sürtünmeli kavramalar için denklemlerin oluşturulmasında sürtünme katsayısı ve balata üzerindeki basınç değerinin kabul edilmesi gerekmektedir. Ayrıca kabul edilen bu iki değer disk yüzeyinin her yerinde sabit ve düzgün olduğu kabul edilir. Bu kabullerle kavramanın iletebileceği döndürme momenti düzgün yüzey basıncı kabulü için elde edilebilir.

### 1. Yüzey Basıncının Düzgün Dağıldığı Durumda

Aşağıdaki denklemler Şekil 12.17 kullanılarak hiç kullanılmamış bir kavrama için elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 dF_n &= p(dA) \Rightarrow dF_n = p(2\pi r dr) \\
 F_n &= \int_{r_i}^{r_o} p(2\pi r dr) \\
 F_n &= \pi p(r_o^2 - r_i^2) \tag{11}
 \end{aligned}$$

$$F_s = \mu F_n = \mu \pi p(r_o^2 - r_i^2)$$

Normal kuvvet  $F_n$  döndüren ve döndürülen yüzeyler arasına baskı balatasını sıkıştırır. Burada sürtünme momenti normal kuvvetin, sürtünme katsayısının ve yarıçapın bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkar.

$$dM_s = \mu(dF_n)r = \mu p(2\pi r dr)r = 2\pi \mu p(r^2 dr)$$

$$M_s = 2\pi p \mu \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3)$$

Bu denklem baskı balatasının bir yüzeyinde oluşan sürtünme momentini (torku) ifade etmektedir. Gerçekte şekil 12.18 görüldüğü gibi bir bakı balatalı kavramada iki tane

sürtünme yüzeyi mevcuttur. Sürtünme yüzey sayısını  $N$  ile ifade edersek yukarıdaki denklemler aşağıdaki gibi ifade edilirler.

$$M_s = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_0^3 - r_i^3) N \quad (12)$$

Denklem 11 den  $p$  çekilip, denklem 12 de yerine konursa, sürtünme momenti normal kuvvet cinsinden şöyle ifade edilir.

$$M_s = \frac{2}{3} \mu F_n \frac{(r_0^3 - r_i^3)}{(r_0^2 - r_i^2)} N \quad (13)$$

## 2. Düzgün Aşınma Olması Durumunda

Düzgün aşınma olması kabulünde aşınma sürtünme ile doğru orantılı olup, aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\text{Aşınma oranı} = \frac{\text{aşınma derinliği (mm)}}{\text{zaman (s)}} = \frac{\delta}{t}$$

veya

$$\text{Aşınma oranı} = \frac{\text{Aşınma sabiti, } K}{\text{Yüzey sertliği, } H \text{ (MPa)}}$$

$$\times \text{Yüzey basıncı, } p \text{ (MPa)} \times \text{kayma hızı, } v \text{ (mm/s)}$$

$$\text{Aşınan Malzemenin Hacmi (mm}^3\text{)}$$

$$= \frac{K}{H} \times \text{Normal Kuvvet, } F \text{ (N)} \times \text{Toplam Aşınma Uzunluğu, } S \text{ (mm)}$$

Sürtünme katsayısının sabit alındığı durumda, aşınma oranı yüzey basıncı ile, zamanla ve hızla doğru orantılı olduğu yukarıdaki denklemlerden görülmektedir.

Baskı balatası yüzeyinde oluşan teğetsel hız, baskı balatasının çapıyla doğru orantılı olarak değişmektedir. Böylece, güç oranı da yüzey basıncının ve yarıçapının bir fonksiyonu olur. Teğetsel hızın baskı balatasının dış kısımlarında daha fazla olması, o bölgelerde aşınmanın daha fazla olmasına neden olur. Fakat belli bir kullanımdan sonra aşınma her bölgede aynı oranda oluşmaya başlar ki bu durum, baskı balatası üzerinde oluşan sürtünme kuvvetinin düzgün dağılmasına neden olur. Sürtünme kuvveti baskı balatası boyunca sabit olup, yüzey basıncı ve hızın veyahut yüzey basıncı ve yarıçapın bir fonksiyonudur.

$$pr = C \text{ (sabit)}$$

Yukarıdaki denkleme göre maksimum basınç ( $p_{max}$ ) en küçük yarıçapta ( $r_i$ ) oluşacağından,

$$pr = C \text{ (sabit)} = p_{max}r_i \quad (14)$$

Denklem 14 denklem 11 ve 13 de yerine konulup gerekli işlemler yapılıncaya aşağıdaki denklem takımı elde edilmiş olur.

$$dF_n = p_{max}2\pi r_i dr \Rightarrow F_n = p_{max}2\pi r_i \int_{r_i}^{r_0} dr$$

$$F_n = 2\pi p_{max}r_i(r_0 - r_i) \quad (15)$$

$$M_s = \mu(dF_n)r \Rightarrow M_s = \mu p_{max}2\pi r_i N \int_{r_i}^{r_0} r dr$$

$$M_s = \mu p_{max}\pi r_i(r_0^2 - r_i^2)N \quad (16)$$

Denklem 15 den  $p_{max}$  çekilip denklem 16 da yerine konduktan sonra, yapılan sadeleştirme sonucunda moment normal kuvvetin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$p_{max} = \frac{F_n}{2\pi r_i(r_0 - r_i)}$$

$$M_s = \frac{F_n \mu (r_0^2 - r_i^2)}{2(r_0 - r_i)} N = \frac{F_n \mu (r_0 - r_i)(r_0 + r_i)}{2(r_0 - r_i)} N$$

$$M_s = \frac{F_n \mu (r_0 + r_i)}{2} N \quad (17)$$

Basıncın düzgün dağıldığı kabulü ve aşınmanın da denkleme katılması sonucunda kavramanın kapasitesinin azaldığı görülmektedir (denklem 13 ile 17 karşılaştırılarak bu görülebilir). Bu nedenle kavramalar düzgün aşınma olduğu kabulü yapılarak tasarlanırlar.

Tablo 1 ve 2 de çeşitli kavrama malzemelerine ait sürtünme katsayıları kuru ve ıslak sürtünme koşulları için verilmiştir.

Baskı balatası tasarımında iç çapın dış çapa oranı parametresi kullanılmaktadır. Bu parametre denklem 16 dan sürtünme momentini maksimum yapacak şekilde çekildiğinde ( $r_i$  ye göre türev alınıp sıfıra eşitlenirse;  $r_0^2 - 3r_i^2 = 0$ ), verilen bir dış çapa göre iç çap oranı aşağıdaki gibi bulunur.

$$r_i = \sqrt{\frac{r_0^2}{3}} = 0.58 r_0 \quad (18)$$

Genelde tasarım için  $r_i$  değeri aşağıda verilen aralıkta seçilebilir.

$$0.45r_0 \leq r_i \leq 0.80r_0$$



**Tablo 1. Bazı Materyallerin Kuru Sürtünme katsayılar**

Sürtünme Maddesi Friction Material <sup>a</sup>	Dinamik Sürtünme Katsayısı, $\mu$ Dynamic Friction Coefficient	Maksimum Basınç Maximum Pressure <sup>c</sup>		Maksimum Sıcaklık Maximum Bulk Temperature	
		psi	kPa	°F	°C
Molded Kalıplanmış	0.25–0.45	150–300	1030–2070	400–500	204–260
Woven Kumaş	0.25–0.45	50–100	345–690	400–500	204–260
Sintered metal Sinterlenmiş Metal	0.15–0.45	150–300	1030–2070	450–1250	232–677
Cork Mantar	0.30–0.50	8–14	55–95	180	82
Wood Ahşap	0.20–0.30	50–90	345–620	200	93
Cast iron, hard steel D/D, Sert Çelik	0.15–0.25	100–250	690–1720	500	260

<sup>a</sup>When rubbing against smooth cast iron or steel.

<sup>b</sup>Experimental values of  $f$  vary with detailed composition, rubbing speed, pressure, temperature, humidity, and composition. Consult the manufacturer or obtain test data. For design, commonly use 50 to 75 percent of test values to provide a factor of safety.

<sup>c</sup>Use of lower values will give longer life. Consult the manufacturer or obtain test data. Compute the average pressure on cylindrical surfaces on the basis of projected area of contact (as for bearing stresses and journal bearing pressures—see Section 13.3).

<sup>a</sup> Yukarıdaki değerler düzgün yüzeyli D/D ve sert çelikler içindir.

<sup>b</sup> deneysel sürtünme katsayısı malzemenin karışımı, sürtünme hızı, yüzey basıncı, sıcaklık ve rutubet ile değişir.

Malzemeye ait sürtünme değerinin üreticiden alınması uygun olur. Tasarımda sürtünme katsayısının %50 yada %75 şii kullanılması güvenli olur.

<sup>c</sup> Sürtünme katsayısının küçük değerinin kullanılması sürtünme elemanının ömrünü uzatır.

**Tablo 2. Bazı Materyallerin Islak Sürtünme Katsayıları**

Sürtünme Maddesi	Dinamik Sürtünme Katsayısı, $\mu$
Molded Kalıplanmış	0.06–0.09
Woven Kumaş	0.08–0.10
Sintered metal Sinterlenmiş Metal	0.05–0.08
Paper Kağıt	0.10–0.14
Graphitic Grafit Esaslı	0.12 (avg.)
Polymeric Polimer Esaslı	0.11 (avg.)
Cork Cork	0.15–0.25
Wood Ahşap	0.12–0.16
Cast iron, hard steel D/D, Sert Çelik	0.03–0.06

<sup>a</sup>When rubbing against smooth cast iron or steel.

Bu değerler D/D ve sert çeliklere karşı olan değerlerdir

**Problem 4:** Çok diskli ıslak kavrama, 85 Nm tork iletimi için tasarlanmıştır. Diskin dış çapı 100 mm olup kalıplanmış malzemedan yapılmıştır. Diğer diskler ise çelik olup sürtünme katsayısı 0.06 ve maksimum yüzey basıncı 1.4 N/mm<sup>2</sup>. a) Diskin iç çapını, b) toplam disk sayısını ve c) baskı kuvvetini (normal kuvveti) bulunuz.

**Verilenler:**  $M_s = 85 \text{ Nm}$ ;  $p_{max} = 1.4 \text{ N/mm}^2$ ;  $\mu = 0.06$  ve  $d_0 = 100 \text{ mm}$

**İstenen:**  $d_i = ?$ ;  $N = ?$  ve  $F_n = ?$

**Çözüm:**

a) Denklem  $0.45r_0 \leq r_i \leq 0.80r_0$  kullanılarak  $d_i = 58 \text{ mm}$  seçilsin.  $r_i = 29 \text{ mm}$  olur.

b) Denklem 16 kullanılarak

$$M_s = \pi p_{max} r_i \mu (r_0^2 - r_i^2) N$$

$$85 = \pi (1400000) (0.029) 0.06 (0.05^2 - 0.029^2) N$$

Buradan  $N = 6.698$  tane sürtünme yüzeyi hesaplanır.

N mutlaka çift tam sayı olarak seçilmelidir. Bu durumda  $N = 8$  alınır.



Her iki uçtaki diskin sadece bir yüzeyi sürtünme kuvveti iletiminde (Tork iletiminde) kullanılacaktır. Bu durumda toplam 9 disk kullanılmalıdır.

Veriler kullanılarak tasarımın kısa değerlendirilmesi şu şekilde yapılabilir.

*Sürtünme yüzey oranı = Seçilen sürtünme yüzeyi / Hesaplanan sürtünme yüzeyi*

*Sürtünme yüzey oranı = 8/6.698 = 1.19.* Bu tasarımın %19 fazla kapasite ile tasarlanmış olur. Bu oran fazlalığı emniyet olarak alınacağı gibi, Maksimum basınç ve Normal kuvvet sabit tutulup dış ve iç çap değiştirileceği gibi, iç ve dış çap sabit tutulup normal kuvvet ve maksimum yüzey basıncı değiştirilebilir.

$$c) \quad M_s = \frac{F_n \mu (r_0 + r_i)}{2} N \Rightarrow 85 = \frac{F_n (0.06)}{2} (0.05 + 0.029) 8$$

$$F_n = 4483 \text{ N}$$

### 12.2.2.2 ENERJİ YUTMA VE SOĞUTMA

Fren sistemi enerji dönüştürmek üzere tasarlanmış olup, kinetik ve potansiyel enerjiyi sürtünme üzerinden ısı enerjisine dönüştürerek yutar. Bu dönüşüm sırasında ısı artışı balata veya kampana veya her ikisi üzerinde kalıcı deformasyon oluşturmaması gerekir.

Kavramalarda aynı durum söz konusudur. Sık kullanılan frenler ve kavramalar ısı enerjisini hızlı olarak etraftaki parçalara ve atmosfere aktaracak şekilde tasarlanmalıdır. Orta sıklıkla kullanılan kavrama ve frenlerde ise ısı enerjisi fren veya baskı balatası üzerinde depolanıp kullanılmadığı zaman diliminde atmosfere aktarılır. Kavrama ve frenler ısıl stres ve ısıdan dolayı oluşacak deformasyonlara dayanıklı olacak şekilde tasarlanmalıdır. Başka bir deyişle,

kullanılan malzemenin şekil değişimine uğrayabileceği sıcaklıktan daha düşük sıcaklıklar için tasarlanmalıdır.

Bunun için temel ısı iletim denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$H = CA(t_s - t_a) \quad (18a)$$

$H$  : Zamanla ısı yayılımı (W)

$C$  : Isı transfer katsayısı ( $W/m^2\text{°C}$ )

$A$  : Isı yayılım yüzeyi ( $m^2$ )

$t_s$  : Isı yayılım yüzeyinin ortalama sıcaklığı ( $\text{°C}$ )

$t_a$  : Hava sıcaklığı ( $\text{°C}$ )

Kavrama ve fren sisteminde oluşacak ısıyı hızla yayabilmek için; 1) ısı yayılım yüzeyinin artırılması (yüzey kanatçıklar ilave edilerek artırılabilir) 2) hava akımını engelleyici tasarımlar ortadan kaldırılarak hava akımı artırılabilir 3)kütle artırılabilir ve spesifik ısı yayılım katsayısı artırılabilir.

Kavrama ve frenlerde aşağıdaki temel üç enerji ısı enerjisine dönüştürülerek fren yada kavrama sisteminden uzaklaştırılır. Fren sistemlerinde ısıya dönüştürülen enerji maksimize edilmeye çalışılırken, kavramalarda minimize edilmeye çalışılır.

1. Yer değiştirmeden oluşan kinetik enerji;  $KE = \frac{1}{2}MV^2$
2. Dönmeden oluşan kinetik enerji;  $KE = \frac{1}{2}I\omega^2$
3. Potansiyel enerji;  $PE = Wd$  (ağırlık çarpı dikey mesafe)

Fren tasarımları aynı zamanda acil durumlarda frenler görevlerini yerine getirebilecek şekilde yapılmalıdır. Otomobillerde motordan gelen tüm gücü karşılayabilmelidir. Bu esnada frenlerden seslerin gelmesi normaldir. Bu duruma çok uç bir örnek verelim. Boeing 707 uçağı yaklaşık 120 tondur ve kalkışta yaklaşık 300km/saat hıza ulaşır. Bu durumda acilen durmak gerekiyorsa, enerjinin %80 ni frenler tarafından yutulur. Tabi bu durum için frenler ancak bir kez kullanılabilir. Uçağın frenleri uçuş öncesi yenileri ile değiştirilmelidir.

**Tablo 3. Tipik  $pV$  değerleri**

Çalışma Koşulları Operating Conditions	$pV$	
	(psi)(ft/min)	(kPa)(m/s)
Sürekli, zayıf ısı yayılımı Continuous, poor heat dissipation	30,000	1050
Zaman zaman, zayıf ısı yayılımı Occasional, poor heat dissipation	60,000	2100
Sürekli, yağ içinde iyi ısı yayılımı Continuous, good heat dissipation as in an oil bath	85,000	3000

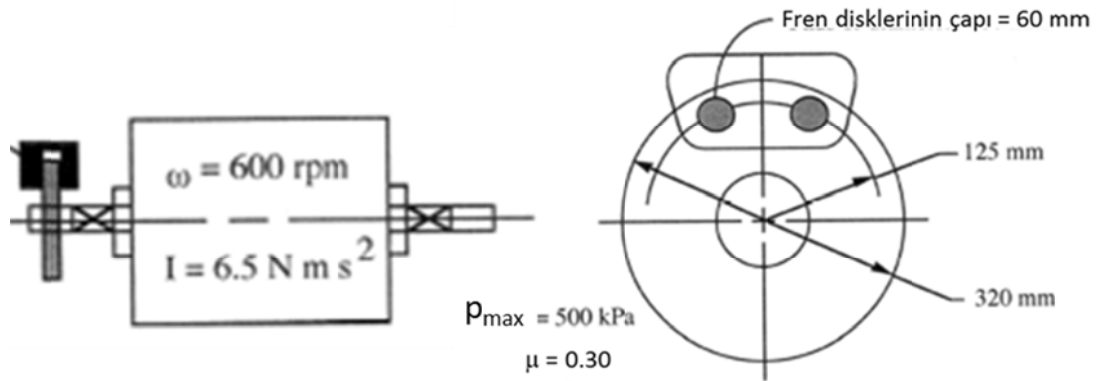
Birim alanda meydana gelen ısı, normal basıncın, sürtünme katsayısı ve aşındırma hızının bir fonksiyonudur. Fren ve kavrama imalatçıları yaptıkları testlerle ve deneyimleri ile balata

malzemeleri için  $pV$  (basınç çarpı aşındırma hızı) değerlerini elde etmiştir. Bu değerler Tablo 3 de verilmiştir.

**Problem 5:** Kütleli atalet momenti  $6.5 \text{ Nms}^2$  olan fren disk sistemi  $600 \text{ rpm}$  hızla dönerken durdurulmaktadır. a) Ani frenleme ve sabit sürtünme katsayısı kabulü ile ne kadar zamanda durur? Bu takip eden iki yaklaşımla çözülecek. 1) sistemim kinetik enerjisinin her devirde fren tarafından ne kadar yutulduğunun kabulü ve 2) fren momenti tarafından belirlenen negatif hızlanma hesabı ile. b) Tablo 3 de verilen  $pV$  değeri ile hesaplanan değeri karşılaştırıp yorumlayın.

**Verilenler:** Kütleli atalet momenti  $6.5 \text{ Nms}^2$  ,  $n = 600 \text{ rpm}$

**Çözüm:**



1. **Yaklaşım:**

$$\text{Yutulan Enerji} = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} (6.5 \text{ Nms}^2) \left( 20^2 \pi^2 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2} \right) = 12830 \text{ Nm}$$

$$\text{Fren İşİ (Enerjisi)} = 2\pi T N_r, \quad \text{Burada,}$$

*Balataların uyguladığı normal kuvvet*

$$= \text{balata sayısı} \times \text{yüzey basıncı} \times \text{yüzey alanı}$$

$$\text{Balataların uyguladığı normal kuvvet} = 4(\pi r^2) p_{max} = 4\pi 30^2 (0.5) = 5655 \text{ N}$$

$$T = \text{Balatalardaki normal kuvvet} \times \text{sürtünme kuvveti} \times \text{merkeze uzaklık}$$

$$T = 5655(0.3)(0.125) \Rightarrow T = 212 \text{ Nm}$$

$$\text{Fren İşİ (Enerjisi)} = 2\pi T N_r = 2\pi (212) N_r = 12830 \Rightarrow N_r = 9.63 \text{ devir}$$

$N_r$  : toplam dönme sayısı

Disk in ortalama dönme hızı = 5 dev/d

$$\text{Gerekli zaman} = \frac{9.63}{5} = 1.93 \text{ s}$$

2. Yaklaşım:

$$T = I\alpha \Rightarrow \alpha = \frac{T}{I} = \frac{212 \text{ Nm}}{6.5 \text{ Nm/s}^2} \Rightarrow \alpha = 32.62 \text{ rad/s}^2$$

$$20\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ ye gelmek için gerekli zaman} = \frac{20\pi}{32.62} = 1.93 \text{ s}$$

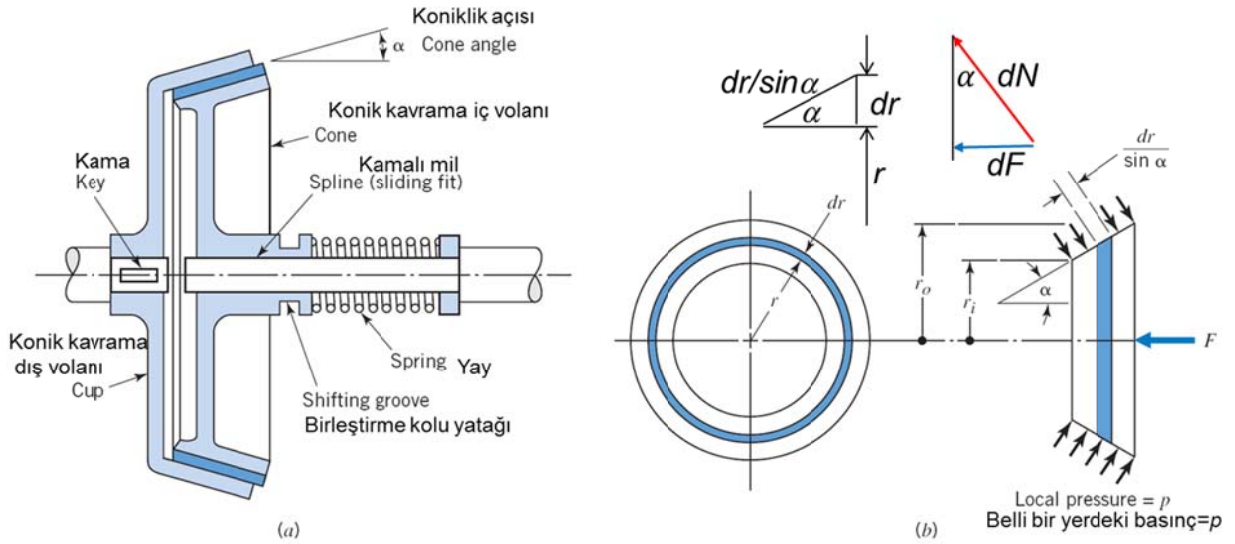
$$\text{Başlangıçta } p_{\max}V = (500 \text{ kPa})[2\pi(0.125)10 \text{ m/s}] = 3927 \text{ kPam/s}$$

$$\text{Ortalama } p_{\max}V = \frac{3927}{2} = 1963 \text{ kPam/s}$$

$$\text{Ortalama } p_{\max}V = 1963 \frac{\text{kPam}}{\text{s}} < 2100 \text{ (Tablo 3 den)}$$

### 12.2.2.3 KONİK KAVRAMALAR

Basit konik kavrama şekil 12.20 de görülmektedir. Radyal yönde düz yüzeyle kavramalar konik diskli kavramaların  $\alpha = 90^\circ$  olduğu durumdur. Diğer bir deyişle konik kavramalar denklemlerin genel elde edildiği haldir. Bu kavramalar tasarlanırken disk sayısı bir olarak alınır. Daha öncede bahsedildiği gibi kavramayı ayırmak için gerekli kuvvet baskı balatasının (diskin) üzerine gelen kuvvete eşittir.



Şekil 12.20. Konik Kavrama, *a* ve *b* Şekil Ölçekleri Aynı Değildir

Şekil 12.20 (b) kullanılarak yüzey alanı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$dN = p dA$ ; burada  $dN$  normal kuvvet ve  $dA = 2\pi r dr / \sin\alpha$ ,  $dA$  yerine yazılırsa

$$dN = \frac{p 2\pi r (dr)}{\sin\alpha} \text{ olur.}$$

$$\sin\alpha = \frac{dF}{dN} \Rightarrow dF = dN\sin\alpha = \frac{p2\pi r(dr)}{\sin\alpha} \sin\alpha = p2\pi r(dr)$$

$F$  : Kavramaya uygulanan kuvvet

$$F = p2\pi \int_{r_i}^{r_0} r dr$$

$$F = p\pi(r_0^2 - r_i^2) \quad (19)$$

$$dM_s = (dN)\mu r \Rightarrow dM_s = 2p\pi r \frac{dr}{\sin\alpha} \mu r$$

$$M_s = p2\pi\mu \int_{r_i}^{r_0} r^2 \frac{dr}{\sin\alpha}$$

$$M_s = \frac{2p\pi\mu}{3\sin\alpha} (r_0^3 - r_i^3) \quad (20)$$

Tork normal kuvvet cinsinden hesaplanırsa, denklem 19 dan  $p$  çekilip, denklem 20 ye konup gerekli işlemler yapılnca;

$$p = \frac{F_n \sin\alpha}{\pi(r_0^2 - r_i^2)}$$

$$M_s = \frac{2F_n\mu(r_0^3 - r_i^3)}{3(r_0^2 - r_i^2)} \quad (21)$$

Düzgün aşınma kabulü ile ( $pr = C$  (sabit) =  $p_{max}r_i$ ) denklem 19, 20 ve 21 aşağıdaki şekle gelir.

$$F = 2p_{max}\pi r_i (r_0 - r_i) \quad (22)$$

$$M_s = \frac{p_{max}\pi\mu r_i}{\sin\alpha} (r_0^2 - r_i^2) \quad (23)$$

$$M_s = \frac{F\mu}{2} (r_0 + r_i) \quad (24)$$

Yukarıda elde edilmiş denklemlerde  $\alpha = 90^\circ$  yerine konulur ise daha önce elde edilmiş denklemlere ulaşılır.

Küçük  $\alpha$  açıları için elde edilecek teorik  $F$  kuvveti küçük olur. Bununla birlikte  $\alpha$  açısının  $8^\circ$  den küçük olması pratik kullanımda kavramanın sıkışmasına neden olacağından tavsiye edilmez. Genelde seçilen uygun açı değeri  $12^\circ$  olup,  $\alpha$  açısı için aşağıdaki pratik denklem verilmiştir.

$$8^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$$

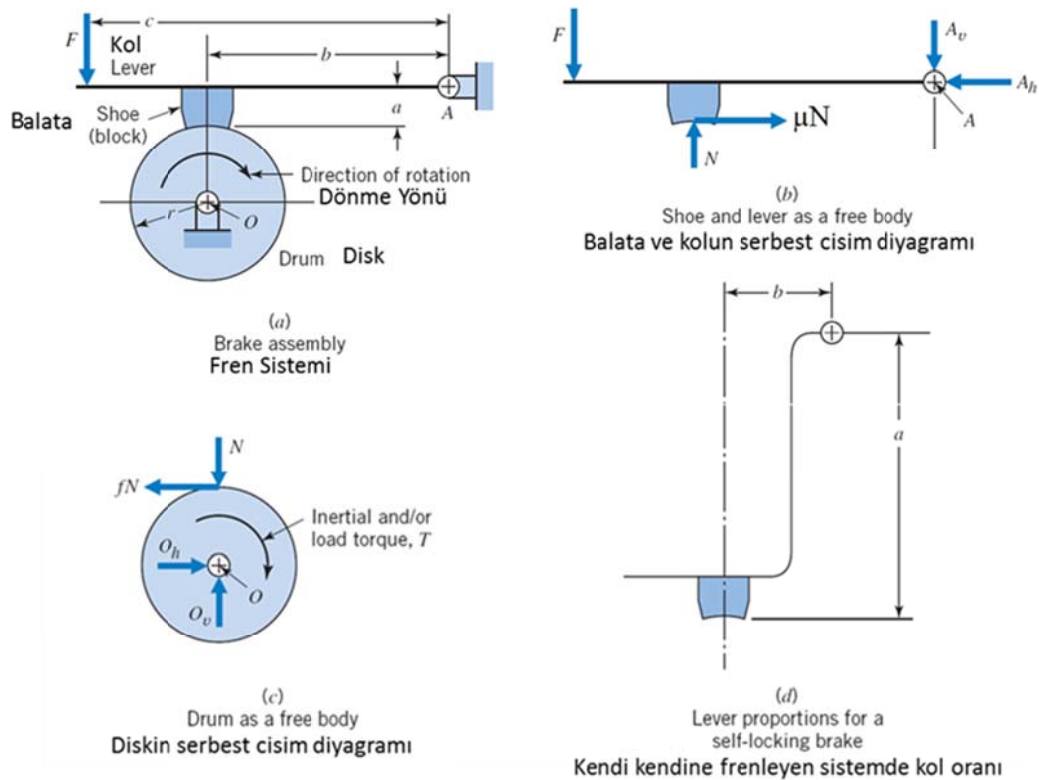
## 12.3 FRENLER

Frenler ile kavramalarda hesaplama yöntemleri ve mühendislik yaklaşımı aynıdır. Tasarım gerekçesine göre değişik fren tasarımları mevcuttur.

### 12.3.1 KISA BALATALI KAMPANALI FREN

Kampanalı frenler iki tip olup, (1) *Dıştan balatalı*, burada balata frenleme sırasında kampananın dış yüzeyine temas eder, (2) *İçten balatalı*, burada balata frenleme sırasında kampananın iç yüzeyine temas eder. Şekil 12.21.de dıştan kısa balatalı kampanalı fren tasarımı görülmektedir. Balata yay açısının  $90^\circ$  den küçük olduğu tasarıma kısa balata denir. Burada fren kuvveti  $F$  fren kolunun sonuna etki etmektedir. Bununla birlikte normal kuvvet  $N$  ve sürtünme kuvveti  $\mu N$  kavrama ile kısa balata arasında düzgün bir dağılım göstermesine rağmen, kısa balata kullanıldığı durumlarda kuvvetlerin balata ile kavramanın temas yüzeyinin merkezine etki ettiği kabul edilir. Böyle bir fren sisteminin serbest cisim diyagramı Şekil 12.21 *b* ve *c* de görülmektedir. Kavramanın dönüş yönünü saat dönüş yönünde kabul ederek aşağıdaki denklemler oluşturulur.

Fren kolu için  $A$  noktası etrafında moment alalım;



Şekil 12.21 Kısa Balatalı ve Kampanalı Dıştan Temaslı Fren

$$-Fc + Nb - \mu Na = 0 \quad (a)$$

Kampana için moment alınırsa;

$$T - \mu Nr = 0 \quad (b)$$

Denklem *a* dan *N* çekilip denklem *b* de yerine konursa;

$$-Fc + N(b - \mu a) = 0 \Rightarrow N = \frac{Fc}{(b - \mu a)} \quad (c)$$

Denklem *c* denklem *b* de yerine yazılırsa;

$$T = \frac{Fcr\mu}{(b - \mu a)} \quad (\text{*kendi kendine enerji veren*}) \quad (25)$$

Atalet momenti ve yükten oluşan moment teorik olarak fren kuvvetinin oluşturduğu momentle dengede olmak zorundadır.

Denklem 25 "*kendi kendine enerji veren*" ismi verilmesinin nedeni sürtünmeden oluşan momentin ( $\mu Na$ ) fren kuvveti (*F*) e yardım eden bir kuvvettir (*F* kuvveti ile aynı yönde moment üretir). *Kendi kendine enerji üretmeyen* fren sisteminin denklemi ise kampananın saat dönüş yönünün tersine dönmesi durumunda elde edilir. Buna göre sadece sürtünme kuvvetinin yönü değişir ve uygulanan kuvvete (*F*) ters yönde moment oluşturur.

$$T = \frac{Fcr\mu}{(b + \mu a)} \quad (\text{*kendi kendine enerji vermeyen*}) \quad (26)$$

Bu fren sisteminin kendi kendine kilitlenme (frenleme) koşulu, denklem 25 de, paydadaki ifadenin ya sıfıra eşit olması ya da negatif olması durumudur. Buna göre;

$$b \leq \mu a \quad (27)$$

Bu durumda, fren balatası kampanaya (diske) değer değmez, baskı kuvveti ( $F = 0$ ) olsa bile frenleme gerçekleşir. Bu durumda freni serbest bırakmak için bir kuvvete ihtiyaç duyulur. Kendi kendine enerji verme durumu, frenleme için gerek duyulan kuvveti (*F*) azaltacağından iyi gibi görünse de, bu durum bazı sakıncalar oluşturabileceğinden (arabalarda frenin kendi kendine kilitlenmesi gibi) tasarım yapılırken kendi kendine frenleme koşulundan uzak durulmaya çalışılır. Yani  $b > \mu a$  koşulu sağlanır.

Eğer moment kolunun mafsal noktası diskle balatanın sürtünme noktasının altında ise, bu durumdan sürtünme kuvveti frenleme kuvvetine ters yönde moment oluşturacağından bu duruma *kendi kendine zayıflatma etkisi* denir. Örneğin,  $\mu=0.3$  olsun, kendi kendine kilitlenmesi için  $F=0$  olması gerektiğinden, denklem 17  $b \leq (0.3)a$  olur. Bu durum şekil 12.21 d de gösterilmiştir.

Şekil 12.21 deki fren sisteminde frenleme sonucunda oluşan tüm kuvvetler kampananın bağlı olduğu şaft tarafından karşılanmak durumundadır. Frenlerde genelde karşılıklı iki balata kullanılarak kampananın şaftına gelen kuvvet azaltılmış olur.

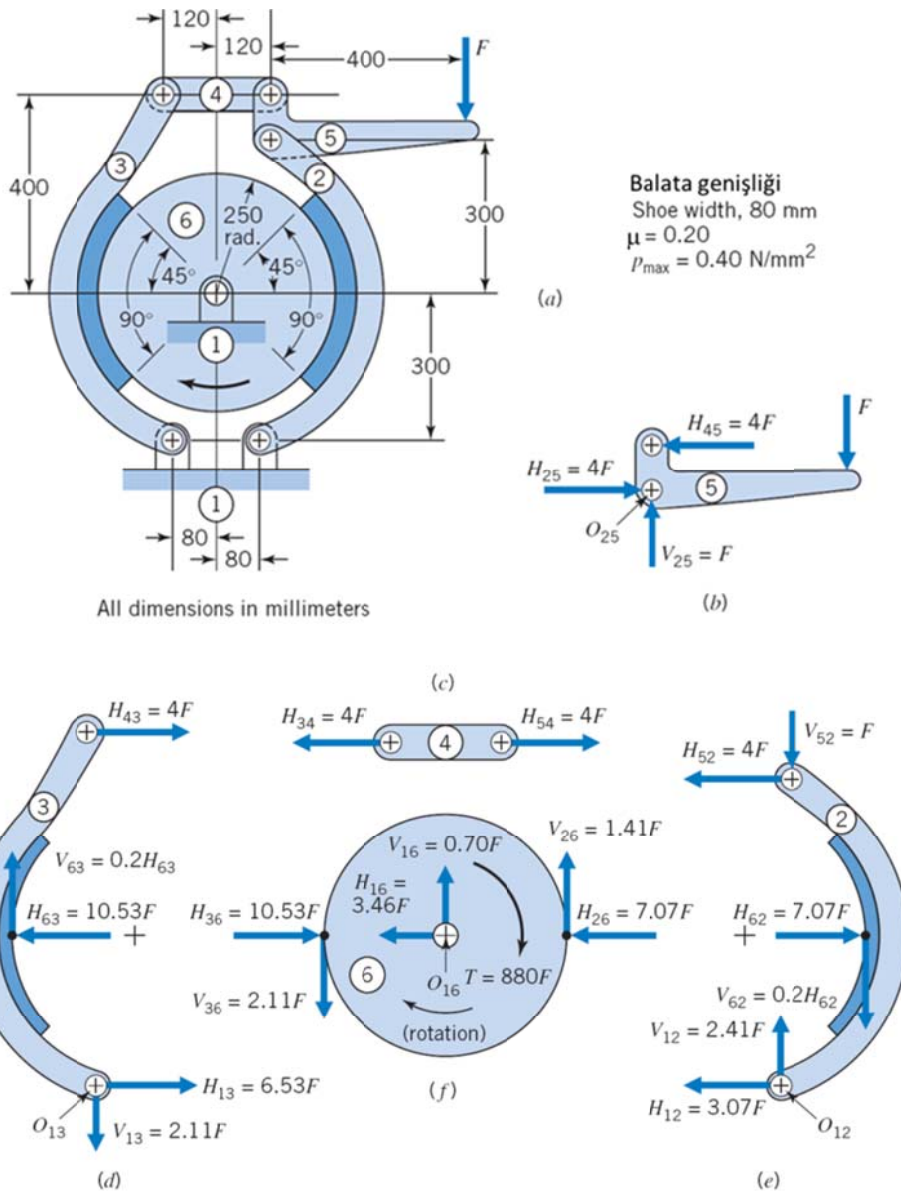


**Problem 6:** Dıştan balatalı fren sistemi şekil 12.22 de görülmektedir. Her iki balatanın genişliği 80 mm ve kampanaya temas yüzey acısı  $90^\circ$  dir. Sürtünme katsayısı 0.2 ve müsaade edilen yüzey basıncı  $400 \text{ kN/m}^2$ . a) Maksimum fren kuvvetini, b) ortaya çıkan torku ve c) Şafta gelen radyal kuvveti bulunuz. Bu problemi kısa balata olarak düşünün.

**Verilenler:** balata genişliği : 80 mm;  $\mu=0.2$ ;  $p=400 \text{ kN/m}^2$

**İstenen:**  $F=?$ ;  $T=?$ ; Şafta gelen kuvvet=?

**Çözüm ve Kabuller:** 1) Kampananın genişliği en az balatanın genişliğine eşit. 2) Fren kolu yeteri kadar sağlam. 3) Kampana sabit bir hızla dönüyor ve kampana balata denge durumunda.



**Şekil 12.22 İki Kısa Balatalı ve Kampanalı Dıştan Teraslı Fren**

Fren sisteminin serbest çisim diyagramı ve boyutları şekil 12.22 b, c, d, e ve f de görülmektedir.

$F$  kuvvetinin uygulandığı bağlantının 5 numaralı bağlantı olması nedeni ile, kuvvet analizine 5 numaralı bağlantıdan başlayalım.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F = V_{25}$$

$$\sum M_{O_{25}} = 0 \Rightarrow 400F = 100H_{45} \Rightarrow H_{45} = 4F$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_{45} = H_{25} = 4F$$

4 numaralı bağlantıdan;  $\sum F_x = 0 \Rightarrow H_{54} = H_{34} = H_{45} = 4F$

3 numaralı bağlantıdan;  $H_{43} = H_{34} = 4F$

$$\sum M_{O_{13}} = 0 \Rightarrow H_{43}(700) + V_{63}(170) - H_{63}(300) = 0$$

Burada;  $V_{63} = 0.2H_{63} = 2.11F$

$$4F(700) + 0.2H_{63}(170) - H_{63}(300) = 0 \Rightarrow H_{63} = 10.53F$$

Yatay ve dikey yöndeki kuvvet toplamından;

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_{43} - H_{63} + H_{13} = 0 \Rightarrow 4F - 10.53F + H_{13} = 0 \Rightarrow H_{13} = 6.53F$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_{63} - V_{13} = 0 \Rightarrow V_{13} = 2.11F$$

2 numaralı bağlantıdan;

$$\sum M_{O_{12}} = 0 \Rightarrow -H_{52}(600) + H_{62}(300) + V_{52}(40) + V_{62}(170) = 0$$

Burada;  $V_{62} = 0.2H_{62}$

$$-4F(600) + H_{62}(300) + F(40) + 0.2H_{62}(170) = 0 \Rightarrow H_{62} = 7.07F$$

Yatay ve dikey kuvvetlerin toplamından;

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_{52} + V_{62} - V_{12} = 0 \Rightarrow V_{12} = F + 0.2(7.07F) \Rightarrow V_{12} = 2.41F$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -H_{52} + H_{62} - H_{12} = 0 \Rightarrow -4F + 7.07F = H_{12} \Rightarrow H_{12} = 3.07F$$

6 numaralı kampanadan;

$$T = (V_{26} + V_{36})250 \Rightarrow T = (1.41F + 2.11F)250 \Rightarrow T = 880F$$

Dönme hızı sabit alınarak yatay ve dikey kuvvetlerin toplamından;

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -V_{36} + V_{16} + V_{26} = 0 \Rightarrow 2.11F - 1.41F = V_{16} \Rightarrow V_{16} = 0.7F$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_{36} - H_{16} - H_{26} = 0 \Rightarrow H_{16} = 10.53F - 7.07F \Rightarrow H_{16} = 3.46F$$

a) **Kendi kendine enerji veren fren için:** Fren kuvveti balata ile kampana arasındaki basıncın bir fonksiyonudur. Buna göre balatanın yüzeyinin iz düşüm alanı,  $A$

$$A = 80(2(250\sin 45)) \Rightarrow A = 28284 \text{ mm}^2$$

3 numaralı balatada oluşan normal basınç;

$$p = 10.53F/28284 = p_{max} = 0.4N/mm^2 \quad \text{burada } F \text{ (kN) dur. (N) a çevrilmeli}$$

$$F = 1074N$$

a. Tork

$$T = 880F = 880(1074) = 945000 \text{ Nmm} \Rightarrow T = 945 \text{ Nm}$$

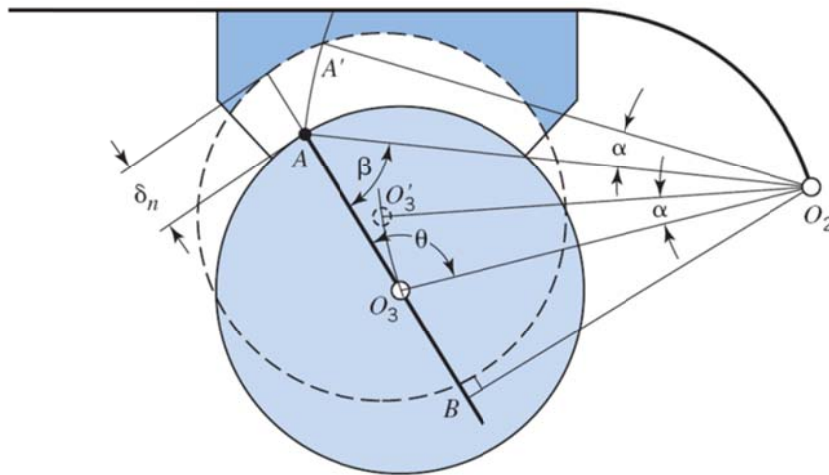
b. Şaft kuvveti (radyal kuvvetler kampananın şaftının yataklarına aktarılır)

$$\text{Şaft kuvvet} = \sqrt{((0.70F)^2 + (3.46F)^2)} = 3.53F = 3.53(1074) = 3791 \text{ N}$$

### 12.3.2 DIŞTAN UZUN BALATALI FRENLER

Balatanın kampanaya olan yüzey teması  $45^\circ$  den büyükse, kısa balata için elde edilen denklemler çok hataya sebep olur. Onun için yeni denklemlerin elde edilmesi gerekir.

Şekil 12.23 de uzun balatalı-kampanalı fren sistemi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi kampana ve balada sabit bir daire üzerinde temas halindedir. Pivot noktası  $O_2$  aşınma için alınmıştır. Bununla birlikte, balatanın aşınmasını daha basit ifade edebilmek için balata sabit tutulup nokta nokta çizildiği gibi kampana hareket ettirilir. Burada kampana şaftının eksenine  $O_2$  merkezine göre  $\alpha$  kadar sapsmış olsun. Aynı zamanda şekilde nokta-nokta ile gösterildiği gibi çok fazla aşınma olsun. Buna göre  $O_3$  noktası  $O'_3$  noktasına ve rastgele bir nokta olan  $A$  noktası  $A'$  noktasına hareket eder.  $A$  noktasındaki aşınma temas noktasına normal yönde olup  $\delta_n$  kadar aşınma mevcuttur. Buna göre aşınma şekil 12.23 den aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 12.23 Frenlerde Balata Aşınması

$$\sin\beta = \frac{\delta_n}{AA'} \Rightarrow \delta_n = AA' \sin\beta = O_2A\alpha \sin\beta \quad \text{Burada } AA' = O_2A\alpha \quad (c)$$

Geometrik şekil kullanılarak;

$$\sin\beta = \frac{O_2B}{O_2A} \Rightarrow O_2B = O_2A \sin\beta \quad (c')$$

$$\sin(180 - \theta) = \frac{O_2B}{O_2O_3} \Rightarrow O_2B = O_2O_3 \sin(180 - \theta) = O_2O_3 \sin\theta \quad (d)$$

Denklem  $d$  ve denklem  $c'$  denklem  $c$  de yerine konursa,

$$\delta_n = O_2O_3 \alpha \sin\theta \quad (e)$$

Normal aşınmanın sürtünme kuvveti ile orantılı olduğunu kabul ediyoruz. Çeşitli noktalardaki sürtünme kuvveti ise oradaki yüzey basıncı ile orantılıdır.

$$p \text{ orantılı } \delta_n \text{ orantılı } \sin\theta, \text{ burada} \quad (f)$$

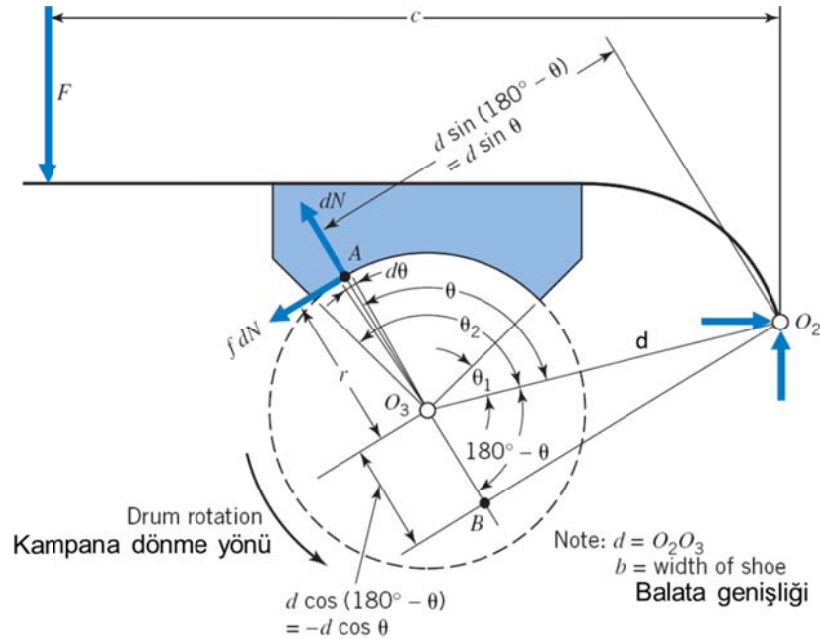
$$p = p_{max} \frac{\sin\theta}{(\sin\theta)_{max}} \quad (28)$$

En büyük  $\sin\theta$  değeri  $\theta = 90$  olduğu zaman oluşur. Böylece, en büyük basınçta, en büyük aşınma da  $\theta = 90$  meydana gelir.

$$p = p_{max} \sin\theta \quad (29)$$

Bu denklemler çıkarılırken kasnak ve balatada herhangi bir deformasyonun olmadığı, aşınmanın sadece balatada olduğu ve balatadaki aşınmanın sürtünme kuvveti ile orantılı olduğu kabulleri yapılmıştır.

Şekil 12.24 fren sisteminde oluşan kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 12.24 Balata Üzerindeki Kuvvet Dağılımı

1. Balatanın serbest cisim diyagramı  $\sum M_{O_2} = 0$

$$Fc + M_n + M_s = 0 \quad (30)$$

Normal kuvvetin oluşturduğu moment  $M_n$ ;

$$M_n = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} dN (d \sin \theta) \quad \text{burada} \quad dN = pb(rd\theta) \quad (g)$$

Denklem 28, denklem g deki  $dN$  de yerine yazılırsa;

$$dN = \frac{p_{max} b r \sin \theta d\theta}{(\sin \theta)_{max}} \quad (h)$$

Denklem g ve h birleştirilirse;

$$M_n = - \frac{p_{max} b r d}{(\sin \theta)_{max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$M_n = - \frac{p_{max} b r d}{4(\sin \theta)_{max}} (2(\theta_2 - \theta_1) - \sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1) \quad (31)$$

Sürtünme momenti  $M_s$  benzer şekilde hesaplanır;

$$M_s = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu dN (r - d \cos \theta) = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\mu p_{max} \sin \theta r d\theta b (r - d \cos \theta)}{(\sin \theta)_{max}}$$

Burada;  $\sin \theta \cos \theta = \frac{1}{2} \sin 2\theta$  ifadesi kullanılır ise;

$$M_s = \frac{\mu p_{max} r b}{(\sin \theta)_{max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( r \sin \theta - \frac{d}{2} \sin 2\theta \right) d\theta$$

$$M_s = \frac{\mu p_{max} r b}{(\sin \theta)_{max}} \left( r(\cos \theta_1 - \cos \theta_2) + \frac{d}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right) \quad (32)$$

Kampanadaki döndürme momenti;

$$T + \int_{\theta_1}^{\theta_2} r \mu dN = 0$$

$$T = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{r^2 \mu b p_{max} \sin \theta d\theta}{(\sin \theta)_{max}} = \frac{r^2 \mu b p_{max}}{(\sin \theta)_{max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta$$

$$T = - \frac{r^2 \mu b p_{max}}{(\sin \theta)_{max}} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (33)$$

$O_2$  ve  $O_3$  noktalarında oluşan kuvvetler denge denklemeinden yazılır.

Denklem 30 değerlendirildiğinde,  $M_s \geq M_n$  durumunda fren kendi kendine frenleme yapar. Bu durumda fren tasarlanırken bu şartlardan uzak olarak tasarlanmalıdır. Bunu sağlamak için sürtünme katsayısı değeri tasarım yapılırken olduğunda %25 ila %50 kadar büyük alınır (emniyet katsayısı gibi düşünülebilir). Buda sürtünme momentinin,  $M_s$  olduğundan daha büyük olmasını sağlar buda  $M_n$  ye eşit olur.

**Problem 7:** Şekil 12.25 de görülen uzun dıştan balatalı bir fren sisteminde  $F$  kuvveti yay ile yüklenmektedir. Sürtünme katsayısı 0.3 olup balata yüzey basıncı 600kPa dır. a) gerekli yay kuvvetini bulunuz. b) fren torkunu bulunuz. c) kampana 300 d/dak ile dönerken kayıp gücü bulunuz.

**Verilenler:** boyutlar şeklin üstünde,  $\mu=0.3$  ve  $p=600kPa$

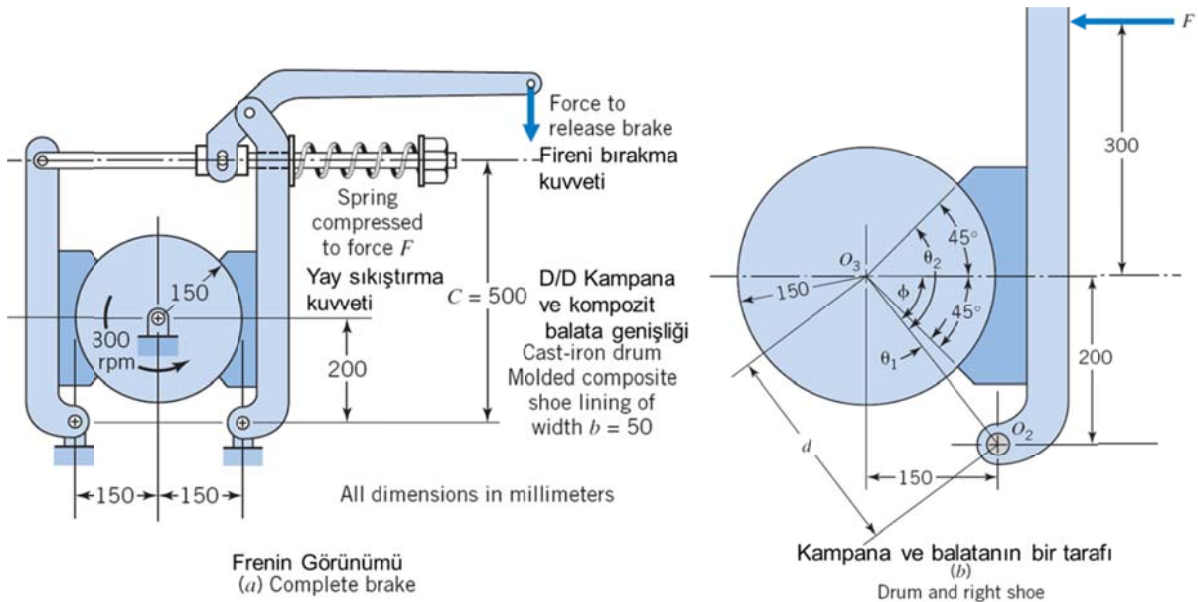
**İstenenler:** a)  $F=?$ , b)  $T=?$ , c) Güç=?

**Çözüm:**

$$Fc + M_n + M_s = 0$$

**Kabuller:** uzun balata analizi, balatada ve kampanada şekil değişimi yok, aşınma aynı yerdeki basınçla orantılı, fren sistemi dengede, fren sık sık kullanılıyor ve ısı transferi için yaklaşık değer  $pV = 2.1 MPam/s$  dir.

Sağ taraftaki kısım alınarak analizler yapılırsa;



**Şekil 12.25 Balata Üzerindeki Kuvvet Dağılımı**

$$\tan \phi = \frac{200}{150} \Rightarrow \phi = 53.13^\circ; \theta_1 = 53.13^\circ - 45^\circ = 8.13^\circ; \theta_2 = 90^\circ + 8.13^\circ = 98.13^\circ$$

$$d = \sqrt{200^2 + 150^2} = 250mm$$

$\theta_2 > 90^\circ$  olduğundan;  $(\sin\theta)_{max} = 1$  alınır.

Normal kuvvetin oluşturduğu moment, denklem 31;

$$M_n = -\frac{p_{max} b r d}{4(\sin\theta)_{max}} (2(\theta_2 - \theta_1) - \sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1)$$

$$M_n = -\frac{p_{max} 50(150)250}{4(1)} (2(0.545\pi - 0.045\pi) - \sin 196.26 - \sin 16.26)$$

$$\mathbf{M_n = -1735000 p_{max}}$$

Sürtünme kuvvetinin oluşturduğu moment, denklem 32;

$$M_s = \frac{\mu p_{max} r b}{(\sin\theta)_{max}} \left( r(\cos\theta_1 - \cos\theta_2) + \frac{d}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right)$$

$$M_s = \frac{0.3 p_{max} (150) 50}{1} (150(\cos 8.13 - \cos 98.13) + \frac{250}{4} (\cos 196.26 - \cos 16.26))$$

$$\mathbf{M_s = 111900 p_{max}}$$

Kampanadaki tork, denklem 33;

$$T = -\frac{r^2 \mu b p_{max}}{(\sin\theta)_{max}} (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)$$

$$T = -\frac{150^2 (0.3) 50 (p_{max})}{1} (\cos 8.13 - \cos 98.13)$$

$$\mathbf{T = 381900 p_{max}}$$

Tablo 3 den  $p_{max} V = 2.1 \frac{MPa m}{s}$

$$n = 300 \frac{d}{dak} \Rightarrow V = 2\pi r n = 2\pi (0.15) 300 \frac{d}{dak} \frac{1 dak}{60s} \Rightarrow \mathbf{V = 4.71 m/s}$$

Buradan;

$$p_{max} = \frac{2.1}{V} = \frac{2.1}{4.71} \Rightarrow \mathbf{p_{max} = 0.446 MPa}$$

Bu değer verilen değer  $0.6 MPa$  çok altında olduğu için uygundur.

a) Yay kuvveti (denklem 30):

$$F_c + M_n + M_s = 0$$

$$F(500) - 1735000(0.446) + 111900(0.446) = 0$$

$$\mathbf{F = 1448 N}$$

Buradaki kuvvet sağ taraftaki balata için hesaplanmış olup sol taraftaki balata için kontrol etmek gerekmektedir. Bu durumda denklem 30 sol taraftaki balata için yazılır ise;

$$F_c + M_n - M_s = 0$$

$$1448(500) - 1735000(p_{max}) - 111900(p_{max}) = 0$$

$$p_{max} = \mathbf{0.392 MPa}$$

Bu sağ taraftaki basınçtan daha az olup uygundur. Bu koşulda  $p_{max}$  sağ taraf için hesaplanan değerden fazla olabilir fakat verilen değerden fazla olamaz.

b) Toplam tork

$$T = 381900 p_{max} = 381900(0.446 + 0.392) = T = \mathbf{320032 Nmm} \approx \mathbf{320 Nm}$$

c) Toplam yutulan güç;

$$W = \frac{FV}{1000} = \frac{T\omega}{1000} = \frac{T(2\pi n)}{1000(60)} = \frac{Tn}{9550}$$

$$W = \frac{Tn}{9550} = \frac{320(300)}{9550} \Rightarrow W = \mathbf{10.05 kW}$$

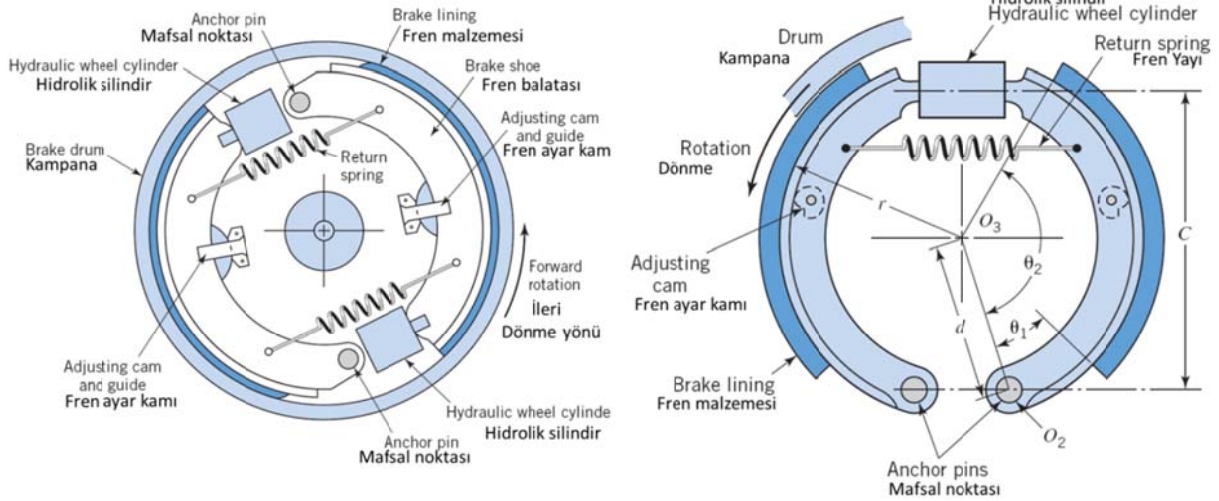
### Değerlendirme:

1. Problemden kampananın dönme yönünün değişmesi ile  $p_{max}$  ve  $T$  değerlerinin yönü değişir.
2.  $F=1448 N$  için fren ne kendiliğinden çalışan nede kendiliğinden çalışmayan özellik gösterir. Eğer tork için kısa balata denklemi kullanılırsa,  
 $T = \mu r N = 0.3 \times 0.15 \times 1448 \frac{500}{200} = 162.9 Nm$ . İki balata için  $T=325.8 Nm$ .  
Burada  $N \times 200 - F \times 500 = 0 \Rightarrow N = F \times \frac{500}{200}$
3.  $\theta_1$  rin etkisinin az olması sonucunda bu açı artırılabilir. Bununla birlikte  $\theta_2$  açısının artırılması fren kapasitesini artırır.

### 12.3.3 İÇTEN UZUN BALATALI FRENLER

Bu tip frenler uygulamada (taşıtlarda) en çok rastlanılan fren tipleri olup şekil 12.26 da taşıtlar için tasarlanmış basit içten uzun balatalı frenlere ait bir örnek görülmektedir. Bu tip tasarımlarda iki tane balata kullanılmakta ve bu balatalar bir ucundan mafsallanıp diğer ucundan ise hidrolik bir pistonla hareketli olarak konumlandırılmıştır. Balatalara fren kuvveti hidrolik pistonlar tarafından uygulanır. Şekil 12.26 da görüldüğü gibi, yaylar frenleme kuvvetine ters yönde kuvvet uygulayıp, frenleme işleminden sonra balataların kampana yüzeylerinden ayrılmasını sağlar. Ayrıca balata üzerinde bulunan ayarlama kamları kullanılarak balata ile kampana arasındaki boşluk ayarlanır.



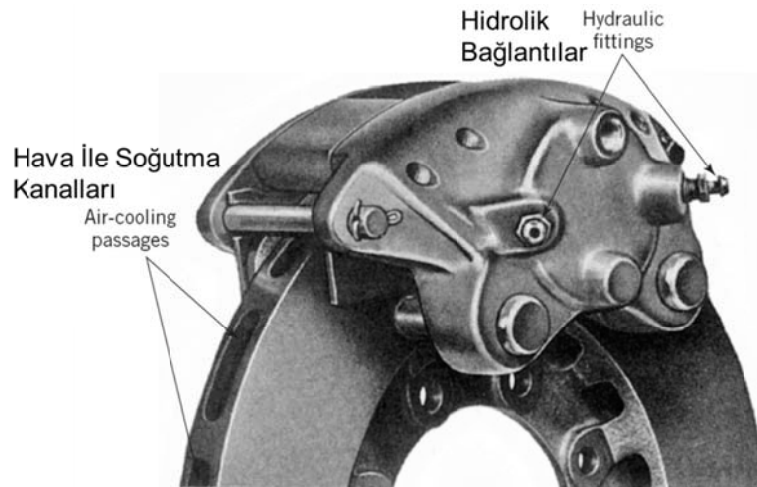


**Şekil 12.26 Taşıtlarda Kullanılan Fren-Kampana Sistemi**

Tekerleğin (kampananın) dönüş yönüne göre hangi balatanın freni kuvvetlendirme hangi balatanın freni zayıflatma yönünde etki edeceği dönüş yönüne bağlıdır (şekil 12.26 buna bir örnektir). Bu durum sürtünme kuvvetinin etki yönü ile direk alakalıdır. Bilindiği üzere, sürtünme kuvveti fren kuvveti ile aynı yönde moment oluşturuyorsa frenleme kuvvetine katkı yapıyor, eğer tersi bir durum varsa frenleme kuvvetini zayıflatıyor. Eğer her iki fren balatasında da sürtünme kuvvetinin frenleme kuvvetine katkısı olsun isteniyorsa iki hidrolik silindirli fren sistemi tasarlanabilir.

### 12.3.5 DİSKLİ FRENLER

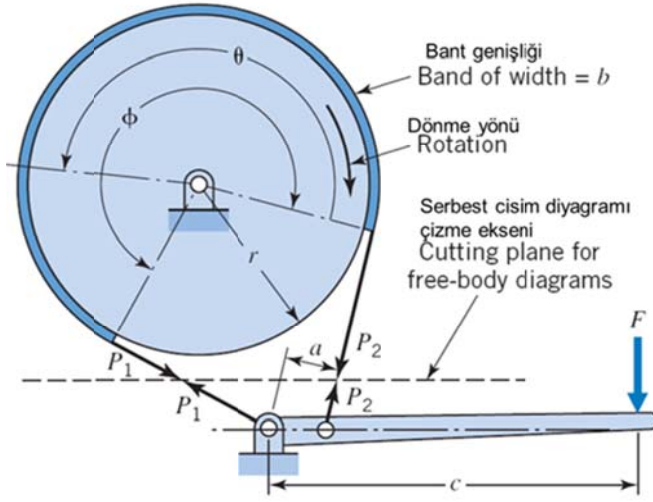
Şekil 12.27 de görüldüğü gibi otomobillerde özellikle on tekerleklerde (son yıllarda arka tekerleklerde de) diskli frenler kullanılmaktadır. Bu frenlerde yapılan hesaplamalar kavramalarda olduğu gibidir. Yalnız burada fren balatası dairesel olarak tüm disk yüzeyini kaplamayıp diskin belli bir bölümüne temas eder. Bu tip tasarımlarda frenleme sırasında oluşan isinin çevreye atılması için disk yüzeyleri genişletilmiştir.



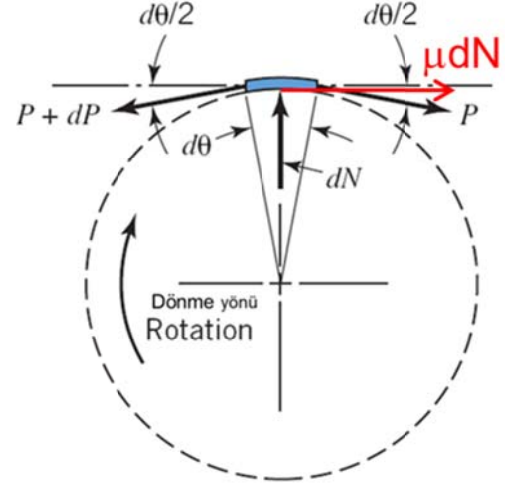
**Şekil 12.27 Diskli Fren Sistemi**

### 12.3.4 BANTLI FRENLER

Bu en basit bir kavrama veya fren sistemi olup Şekil 12. 28 de görülmektedir. Bant elemanı genelde çelik olup üzerine şekil değiştirebilen sürtünme malzemesi monte edilmiştir. Şekilde görülen kavrama volanı saat yönünde hareket etmektedir. Bu hareket sırasında  $P_1$  kuvveti artarken  $P_2$  kuvveti azalmaktadır. Bu durumda şekildeki serbest cisim diyagramından aşağıdaki tork ifadesi yazılabilir.



Şekil 12.28 Bantlı Fren



12.29 Bant Eleman Üzerindeki Kuvvetler

Tork:

$$T - P_1 r + P_2 r = 0 \Rightarrow T = (P_1 - P_2)r \quad (34)$$

Fren Koluna etki eden kuvvet;

$$F c - P_2 a = 0 \Rightarrow F = P_2 \frac{a}{c} \quad (34a)$$

Şekil 12.29 de küçük eleman için kuvvet dağılımı görülmektedir. Küçük açı  $d\theta$  için  $\cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 1$  alınır.

$$\mu dN + p \cos \frac{d\theta}{2} - (p + dP) \cos \frac{d\theta}{2} = 0$$

$$dP = \mu d \quad (a)$$

Burada;  $dN = 2 \left( \frac{P d\theta}{2} \right) = P d\theta \quad (b)$

Tanımdan;  $dN = p b r d\theta \quad (c)$

Burada  $b$  bant genişliğidir.

Denklem  $b$  yi denklem  $a$  da yerine koyarsak

$$dP = \mu P d\theta \text{ veya } \frac{dP}{P} = \mu d\theta \quad (d)$$

Bant basıncı  $P$ , bant üzerinde  $\theta = 0$  dan  $\theta = \phi$  açıları arasında değişmektedir. Bu değişim verilen aralıkta denklem  $d$  nin integrali alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\int_{P_2}^{P_1} \frac{dP}{P} = \mu \int_0^\phi d\theta$$

$$\ln P_1 - \ln P_2 = \mu \phi$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu \phi} \quad (35)$$

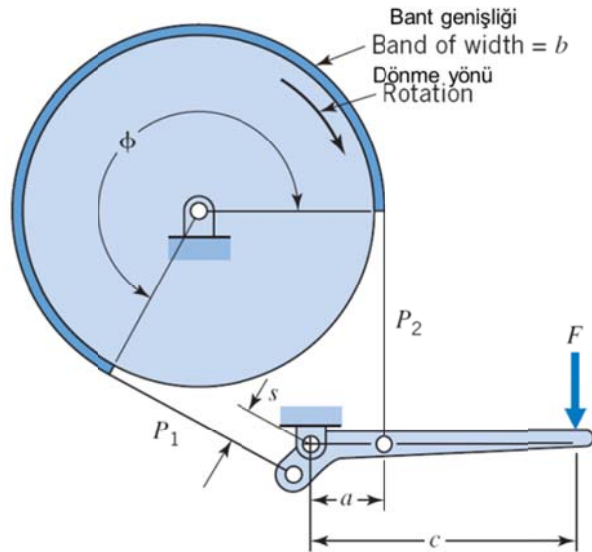
Maksimum basınç  $\theta = \phi$  acısında oluşacağından ve  $P = P_1$  olacağından, denklem  $b$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$dN = P_1 d\theta \quad \text{ve} \quad dN = P_{max} b r d\theta$$

Yukarıdaki iki denklemden;

$$P_1 = P_{max} b r \quad (36)$$

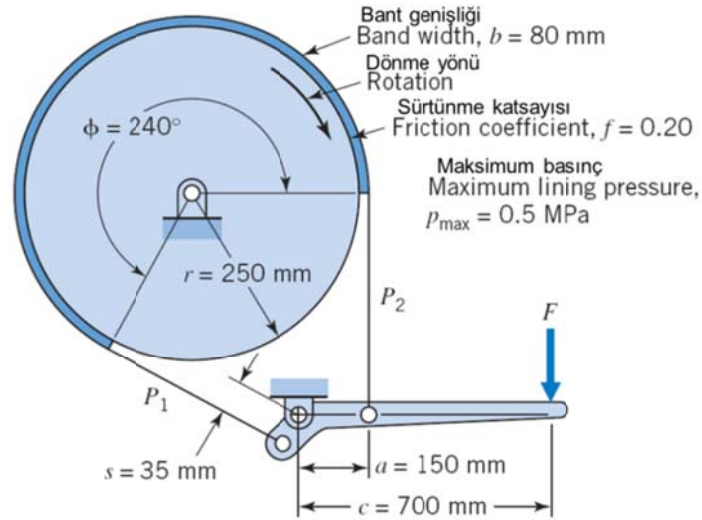
Bazı tasarımlar da, şekil 12.30 de görüldüğü gibi, fren bantı fren kolunun pivot noktasının diğer tarafına bağlanmış olup **Diferansiyel Bantlı Fren** olarak adlandırılmıştır. Bu durumda denklem 34a aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 12.30 Diferansiyel Bantlı Fren

$$Fc - P_2a + P_1s = 0 \Rightarrow F = \frac{(P_2a - P_1s)}{c} \quad (37)$$

**Problem 8:** Şekil de görülen diferansiyel bant fren sisteminde, bantla volan arasındaki sürtünme katsayısı 0.20 dir. Fren batnının volan ile temas açısı  $240^\circ$ , volan çapı 500 mm, fren bantı genişliği 80 mm fren kolu uzunluğu 700 mm, bantların fren koluna bağlandığı nokta ile pivot arasındaki mesafeler 150 mm ve 35 mm dir. Buna göre; a) yüzey basıncı  $0.5 \text{ N/mm}^2$  için fren torkunu, b) baskı kuvvetini (yüzey normal kuvvetini), c) verilen  $s$  mesafesinin frenin kendi kendine kilitlenip kilitlenmeyeceği için kontrol et.



**Verilenler:**  $\mu = 0.2$ ;  $p = 0.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ;  $\phi = 240^\circ$ ; Diğer boyutlar şekil üzerindedir.

**İstenenler:** a)  $T=?$ ; b)  $F=?$ ; c)  $s$  değeri doğrumu?

**Çözüm:**

a)  $T = (P_1 - P_2)r$  burada  $P_1$  ve  $P_2$  bilinmemektedir.

$$P_1 = P_{max}br = 0.5(80)250 \Rightarrow P_1 = 10000 \text{ N}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\phi} \Rightarrow P_2 = \frac{P_1}{e^{\mu\phi}} = \frac{10000}{e^{0.2(1.33)\pi}} \Rightarrow P_2 = 4327 \text{ N}$$

$$T = (10000 - 4327)0.25 \Rightarrow T = 1418 \text{ Nm}$$

$$b) F = \frac{(P_2a - P_1s)}{c} = \frac{(4327(150) - 10000(35))}{700} \Rightarrow F = 427 \text{ N}$$

c) Frenin kendi kendine kilitlenmesi demek, denklem 37 daki  $F$  kuvvetinin sıfır olması demektir. Yani, hiçbir kuvvet olmaksızın frenleme işlemi gerçekleşiyor demektir.

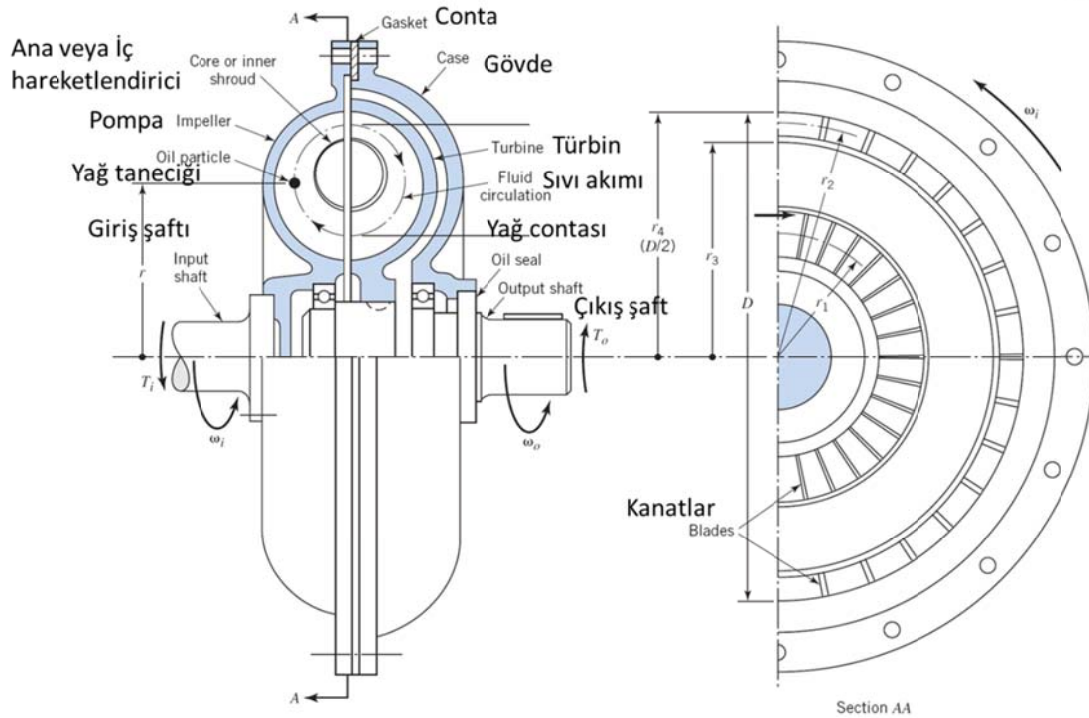
$$F = \frac{(P_2 a - P_1 s)}{c} = 0 \Rightarrow P_2 a = P_1 s$$

$$s = a \frac{P_2}{P_1} = 150 \frac{4327}{10000} \Rightarrow s = 64.9 \text{ mm}$$

Sürtünme katsayısının 0.2 olduğu durumda  $s \geq 64.9 \text{ mm}$  değerleri için fren kendi kendine çalışır. Verilen örnekte  $s$  değere 35 mm olup, kendi kendine frenleme durumu söz konusu değildir.

## 12.4 HİDRODİNAMİK KAVRAMALAR

Şekil 12.31 da genel bir hidrodinamik kavrama tasarımı görülmektedir. Bu kavramada pompa hem döndüren shaftta hem de gövdeye bağlanmış olduğundan sürekli olarak dönmektedir. Bu iki parça (pompa ve gövde) içi yağ ile doldurulmuş kapalı bir sistemdir. Türbin çıkış shaftı üzerine sabit olarak yataklanmış (kama veya sıkı geçme veya her ikisi de kullanılarak) olup, çıkış shaftı ise iki bilyeli yatak ile gövdenin içine yataklanmıştır. Burada motor miline bağlanmış olan pompa mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çevirir ve bu enerji tekrar türbin yardımı ile mekanik enerjiye dönüştürülerek diğer makine parçalarına aktarılır.



Şekil 12.31 Hidrolik Kavrama

Şekil 12.31 da görüldüğü gibi pompa düşük viskoziteli yağı hareketlendirerek, yağa (akışkana) merkezkaç kuvveti etkisiyle hız ve basınç kazandırarak türbin kanatlarına yönlendirir. Türbin kanatlarına çarpan yağ zerrecikleri kazandıkları kinetik enerjiyi türbine aktararak türbinin dönmeye başlamasına sağlar. Aynı anda türbin kanatları üzerinde oluşan basınç

dağılım farkı da fazladan bir kinetik enerjinin mekanik enerjiye dönüşümünü sağlar. Kavramada enerji aktarımı pompa ve türbinin devir sayısı farkından oluşmakta olup, her ikisinin aynı hızla dönmesi durumunda herhangi bir yağ dolaşımı olmayacağından, moment iletimi de söz konusu olamaz. İletilen moment (güç) oranı ise pompa tarafından türbin kanatçıklarına doldurulan akışkanın hızına ve basıncına bağlı olmakla birlikte türbin pompadan her zaman için daha yavaş döner.

Hidrolik kavramalar genelde ağır iş makinelerinde, yüksek tonajlı tır ve kamyonlarda kullanılır. Hidrolik kavramalarda kullanılan yağ aynı anda kavramanın soğutulması işlemine de kullanıldığından, kavramada ısınan yağı soğutmak için ilave bir yağ radyatörü kullanılır.

Giriş (krank) şaftının (pompanın) açısal hızı  $\omega_i$  ve türbinin açısal hızı  $\omega_o$  ise, kayma  $S$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$S = \frac{(\omega_i - \omega_o)}{\omega_i} \quad (38)$$

Yukarıda ifade edilen, pompa ve türbin aynı hızla dönerse herhangi bir güç iletimi olmaz ifadesi, denklem 38 de  $s = 0$  (kayma yok) olmasıyla ispatlanmış olur.

Yüzde yüz güç transferi kabul edilirse, pompanın momenti çarpı hızı, türbinin momenti çarpı hızına eşit olmalıdır. Eğer yağın enerji transferini  $r$  yarıçapında gerçekleştirdiğini düşünüp, yağın yoğunluğunu  $\rho$  alıp, viskozitesini ihmal edersek, merkezkaç kuvvet  $F$ , aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F = mr\omega^2 = \rho r\omega^2 \quad (a)$$

Şekil 12.31 da görüldüğü gibi akışkan gövdesinin dış çapı  $D$  olup, tüm diğer boyutlar  $k_n D$  ( $k_n$  nümerik sabit) olarak ifade edilebilir. Buna göre denklem a şu hali alır;

$$F = \rho k_1 D \omega^2 \quad (b)$$

$F = ma$  ifadesinde denklem b yerine konursa,

$$a = k_1 D \omega^2 \quad (c)$$

Yağ zerrecikleri pompaya  $r_1$  yarıçapında sıfır hız (sıfır radyal ve tanjant hızı) ile girsin. Kabul edelim ki, parçacık mesafeyle birlikte hızlanır  $r_2 - r_1 = k_2 D$ . Aynı zamanda düzgün hızlanan hareketlerde aşağıdaki denklem yazılır. NOTE:  $V^2 = V_o^2 + 2a(s - s_o)$

$$V = \sqrt{k_2 D a} = \sqrt{k_2 D k_1 D \omega^2} = k_3 D \omega \quad (d)$$

Yağ yukarıdaki hız ile pompadan çıkıp küçük bir boşluktan geçerek türbine girer. Türbine giren yağ (akışkan) kütlesi;

$Q = \rho V A$  dir. Burada  $A = \pi(r_4^2 - r_3^2) = k_4 D^2$  olarak yazılır. Böylece;

$$Q = \rho k_3 D \omega k_4 D^2 = k_5 D^3 \rho \omega \quad (e)$$

Yağ zerreleri bir hız ve momentum kazanarak türbine gireceğinden momentum;

$$mr_2^2\omega = m(k_6D)^2\omega.$$

Türbine transfer edilen tork açısal momentin zamanla değişimine eşit olur;

$$T = Q(k_6D)^2\omega = (k_5D^3\rho\omega)(k_6D)^2\omega = k_7D^5\rho\omega^2 \quad (f)$$

Burada  $\rho$  çok az değiştiğinden denklemdaki diğer sabitlere katılabilir. Böylece tork;

$$T = k\omega^2D^5 \quad (39)$$

Denklem 39 kaymayı içermemektedir ve hidrodinamik kavramalarda kayma mevcuttur. Bu denkleme birden (birim değerden) küçük kayma ilave edilirse  $S$ ;

$$T = k\omega^2D^5S \quad (40)$$

Denklem 40 dan aşağıdaki iki önemli sonuç çıkar

1. Akışkanın oluşturduğu tork denklem 40 da görüldüğü gibi hidrodinamik kavramanın dış çapının beşinci kuvveti ile orantılıdır. Diğer bir deyişle, kavramanın dış çapının iki katına çıkması durumunda kavramanın kapasitesi 32 katına çıkar.
2. Yine denklem 40 da görüldüğü gibi, tork açısal hızında karesiyle orantılıdır. Bu sayede pompadan gelen gücün tamamı hemen hemen transfer edilir.

Denklem 38 şöyle ifade edilir;  $\omega_o = \omega_i(1 - S)$

Giriş ve çıkış torklarının eşit olması durumunda; pompadan türbine olan güç aktarımının verimliliği  $e$  şöyle ifade edilir;

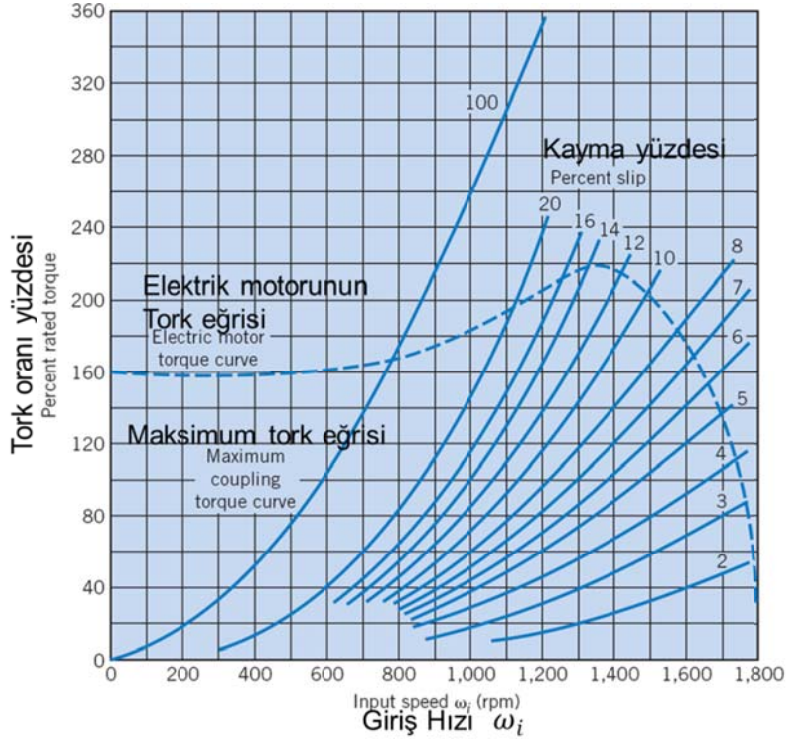
$$e = \frac{\omega_o}{\omega_i} = 1 - S \quad (41)$$

Normal şartlarda hidrodinamik kavramalar %95 ila %98 verimlilikle çalışırlar. Bu tip kavramalar için Şekil 12.32 da performans eğrileri görülmektedir.

Hidrodinamik kavramaların özellikleri:

1. Anı güç değişimlerinde yumuşak bir geçiş yapar. Buda kullanılan dişli kutusundaki dişlilerin ve millerin boyutlarının daha küçük yapılmasını sağlar.
2. Yüksek güç iletimlerinde tork iletimini düzgün bir değişimle sağlayacağından darbeleri ortadan kaldırır.





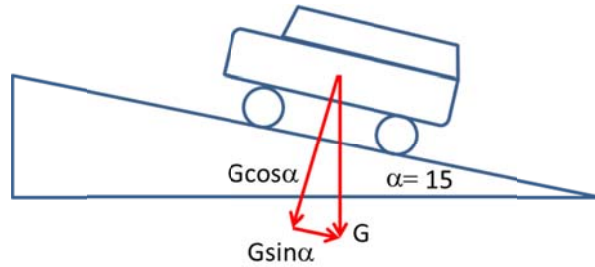
Şekil 12.32 Tipik hidrodinamik kavramanın tork-hız-kayma eğrileri

**Problem 9:** Bir taşıt 15 derecelik bir yolda kalkış yapmaktadır. Kavrama 3.5 saniyede devreye girmekte olup bu sürede taşıtın hızı 7 m/s ye düzgün bir hızlanma ile ulaşmaktadır. Motor devir sayısı 2800 d/dak kavrama ile tekerlek saftı arasındaki cevrim oranı 1/10 dur. Kavrama tek balatalı olup  $\frac{r_o}{r_i} = 2$ , ortalama yüzey basıncı  $p=2.5 \text{ N/mm}^2$ , sürtünme katsayısı 0.3, taşıtın kütlesi 1200 kğ ve tekerlek çapı 800 mm dir. a) Otomobilin motor gücü nedir. b) Kavramanın ana boyutlarını bulun.

**Verilenler:** ,  $\alpha=15^\circ$ , hızlanma zamanı: 3.5 s, hız: 7 m/s,  $n=2800 \text{ d/dak}$ , cevrim oranı: 1/10,  $\frac{r_o}{r_i} = 2$ ,  $p=2.5 \text{ N/mm}^2$ , sürtünme katsayısı=0.3, taşıt ağırlığı=1200 kğ ve tekerlek çapı=800 mm

**İstenenler:** Motor gücü=?; kavrama disk boyutları=?

**Çözüm:** İlk olarak tekerleği döndürmek için ne kadar momente ihtiyaç duyulacağını hesaplanması gerekir. Bunun içinde tekerleklere gelen kuvvet hesaplanır.



a)  $M_d(Nm) = 9550 \frac{P(KW)}{n(\frac{d}{dak})}$  Bu denklemde Moment ve güç bilinmemektedir.

$$V = V_0 + at \Rightarrow 7 = 0 + a(3.5) \Rightarrow a = 2 \frac{m}{s^2}$$

$$F = ma = 1200(2) \Rightarrow F = 2400 N$$

Hızlanmaya karşı olan kuvvet  $F_1 = G \sin \alpha$

$$F_1 = 1200(9.81) \sin 15 \Rightarrow F_1 = 3047 N$$

Bu durumda arabanın hızlanabilmesi için tekerleğe uygulanması gereken kuvvet ve moment;

$$F_t = F + F_1 = 2400 + 3047 \Rightarrow F_t = 5447 N$$

$M_d = F_t \frac{d}{2} = 5447 \frac{0.8}{2} \Rightarrow M_d = 2179 Nm$  Tekerlekte olması gereken ez döndürme momentini;

Devir sayısını bulalım (çevirme oranı kullanılır);

$$n_t = \frac{n_m}{\text{Çevrin oranı}} = \frac{2800}{10} = 280 d/dak$$

Hesaplanan döndürme momentini ve devir sayısı döndürme momentini denkleminde yerine konarak tekerlekte gerekli olan en az güç bulunur.

$$2179 = 9550 \frac{P}{280} \Rightarrow P = 63.9 KW$$

Aktarma organları ve diğer elemanların toplam verimi %94 olsun;

$$P_{kavrama} = \frac{63.9}{0.94} = 68 KW$$

$$P_{mot} = 1.25 P_{kavrama} = 1.25(68) = 85 KW$$

b) Kavramada oluşacak moment kaybının hesaba katılması gerektiğinden. Kavramanın üreteceği moment gerekli olan döndürme momentinden daha fazla olmalıdır. Bunun için döndürme momentini 1.25 ile 1.5 arasında bir katsayı ile çarpılır.

$$M_s = 9550 \frac{P}{2800} = 9550 \frac{85}{2800} = 290 Nm$$

Denklem 12;  $M_s = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_0^3 - r_i^3) N$  burada  $N=2$  bir balata kullanılıyor fakat iki tane sürtünme yüzeyi var.

$$M_s = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_0^3 - r_i^3) N \Rightarrow 290000 = \frac{2}{3} \pi (2.5)(0.3)(8r_i^3 - r_i^3) 2;$$

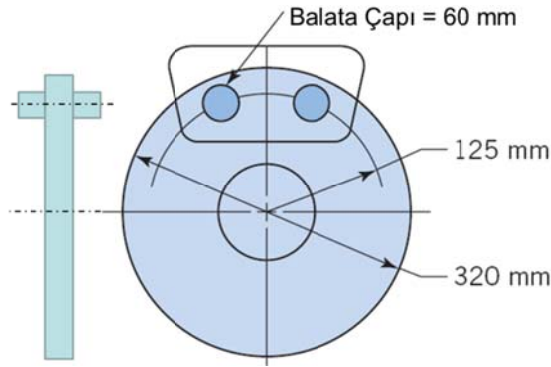
$$7r_i^3 = 92356.7 \text{ mm}^3 \Rightarrow r_i = 23.63 \text{ mm}; \quad r_o = 47.26 \text{ mm}$$

### SINAVLARDAN:

- SORU 1 (20P):** a) (10P) Kaç çeşit yağlama vardır? Şekil çizerek anlat.  
b) (10P) Stribeck eğrisini çizip, sürtünme katsayısının değişimini izah et.

**SORU 2 (20P):** Şekilde görülen diskli fren sisteminde, diskin her iki tarafında iki adet 60 mm çapında fren balatası kullanılmaktadır. Dört dairesel balatanın her birinin merkezlerinin diskin merkezine olan uzaklığı 125 mm olup diskin çapı 320 mm dir. Fren balatalarının sürtünme katsayısı 0.30 olup maksimum averaj disk yüzey basıncı 500 kPa dir.

- a) Frenleme torkunu bulunuz.



**Verilenler:** Geometrik boyutlar,  $p_{\max} = 500 \text{ KPa}$  ve  $m = 0.30$

**İstenenler:**  $T = ?$

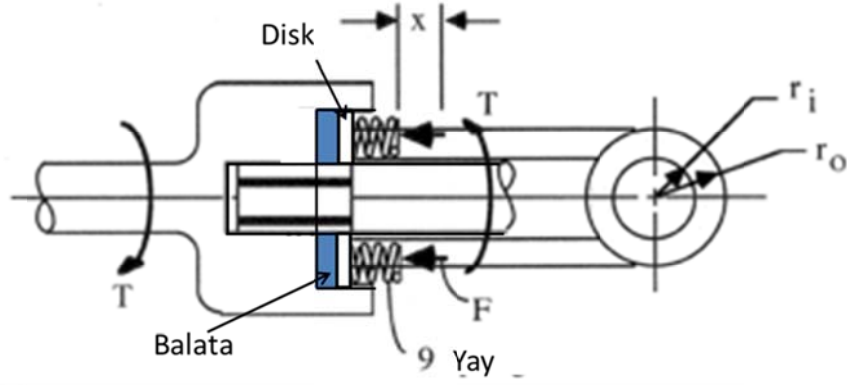
**Çözüm:**  $F = p_{\max} A = p_{\max} (\pi r^2) = 500000(3.14)(0.030)^2 = 1413 \text{ N}$

Toplam Kuvvet =  $4F = 4(1413) = 5652 \text{ N}$

$T = \text{Toplam kuvveti} \times \mu \times r = 5652(0.30)(0.125) = 212 \text{ Nm}$

**SORU 3 (30P):** Şekilde şematik olarak görülen tek balatalı otomobil debriyajının dış çapı 240 mm ve iç çapı 160 mm dir. Balatayı sıkıştırma kuvveti 9 adet yay tarafından sağlanmakta olup, kavrama halinde her bir yay 5 mm sikişmiş konumda iken 900 N luk kuvvet uygulamaktadır. Balatanın sürtünme katsayısı 0.40 ve motorun uyguladığı en büyük tork 280 Nm dir. a) Emniyet katsayısı nedir? b) İlk aşınmadan (düzgün aşınma kabulü yap) sonraki emniyet katsayısını bulunuz? c) Debriyajda (balatada) kayma oluşması için ne kadar aşınması gerekir?

**NOTE:** b şıkkını çözemeyen a şıkkında elde ettiği emniyet katsayısını kullanarak c şıkkını çözebilir.



**Verilenler:**  $d_o = 240 \text{ mm}$ ,  $d_i = 160 \text{ mm}$ ,  $Yay \text{ sayısı} = 9$ ,  $yaya \text{ sikişması} = 5 \text{ mm}$ ,  
 Tek yayın kuvveti,  $F = 900 \text{ N}$ ,  $\mu = 0.40$  ve  $T = 280 \text{ Nm}$

**İstenenler:** a)  $S = ?$ , b)  $S_1 = ?$  ve c) Kayma için balatadaki gerekli aşınma = ?

**Çözüm: Birinci yol:**

$$M_s = T = \frac{2}{3} \mu F \frac{(r_o^3 - r_i^3)}{(r_o^2 - r_i^2)} \text{ N}; \text{ Burada } F = 9(900) = \mathbf{8100 \text{ N}}$$

$$M_s = T = \frac{2}{3} 0.40(8100) \frac{((0.120)^3 - (0.080)^3)}{((0.120)^2 - (0.080)^2)} (2) = \mathbf{656.64 \text{ Nm}}$$

**İkinci Yol:**

$$F = \pi p (r_o^2 - r_i^2) \Rightarrow p = \frac{F}{\pi (r_o^2 - r_i^2)} = \frac{8100}{3.14((0.12)^2 - (0.08)^2)} = \mathbf{322452 \text{ N/m}^2}$$

$$M_s = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3) \text{ N} = \frac{2}{3} (3.14)(322452)(0.4)((0.12)^3 - (0.08)^3) 2 = \mathbf{656.64 \text{ Nm}}$$

Bu değer (656.64 Nm) debriyajın iletebileceği tork kapasitesidir.

Debriyaja uygulanan tork 280 NM olduğuna göre;

$$S = \frac{656.64}{280} = \mathbf{2.34}$$

**b) Düzgün aşınma kabulü ile (denklem 17):**

$$M_s = \frac{F \mu (r_o + r_i)}{2} \text{ N} = \frac{8100(0.40)(0.120 + 0.08)}{2} (2) = \mathbf{648 \text{ Nm}}$$

**İkinci Yol:**

$$F = 2 \pi p_{max} r_i (r_o - r_i) \Rightarrow p_{max} = \frac{F}{2 \pi r_i (r_o - r_i)} = \frac{8100}{2(3.14)(0.08)(0.12 - 0.08)} \\ = \mathbf{403065 \text{ N/m}^2}$$

$$M_s = \pi p_{max} \mu r_i (r_o^2 - r_i^2) N = (3.14)(403065)(0.4)(0.08)((0.12)^2 - (0.08)^2) 2$$

$$= \mathbf{648 \text{ Nm}}$$

$$S = \frac{648}{280} = \mathbf{2.31}$$

c) Kayma olması için minimum şartın emniyet katsayısının 1 olması demektir. Buna göre F kuvveti hesaplanarak aşınma miktarı bulunabilir.

$$\text{Kaymayı sağlayacak kuvvet, } F_k = \frac{900}{2.31} = \mathbf{390 \text{ N}}$$

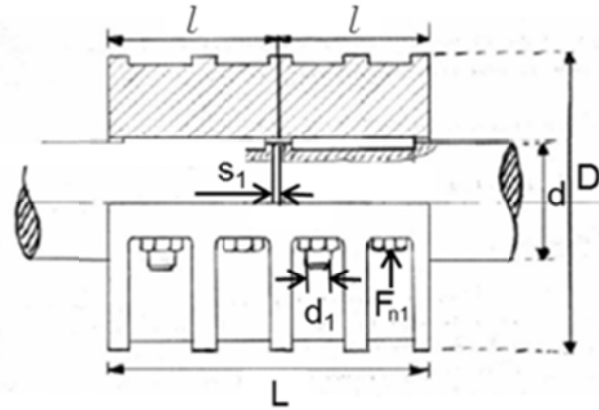
$$390 \text{ N kuvvet için gerekli olan yaya sıkışması} = \frac{5(390)}{900} = \mathbf{2.17 \text{ mm}}$$

$$\text{Kayma için gerekli minimum balata aşınması} = 5 - 2.17 = \mathbf{2.83 \text{ mm}}$$

**SORU 4 (20P):** Aşağıda verilen şekildeki kavrama için;

**a (10P))** Moment denklemini tüm adımları yazarak elde ediniz. Denklemleri çıkarırken şekildeki değişken isimlerini kullan. Direk olarak yazılan formül kabul edilmez.

**b (10P))** Kavrama 700 rpm ile dönerken 40 KW güç iletmektedir. Millerin çapı 50 mm olup, kavrama her iki taraftaki mile eşit uzunluklarda temas etmektedir. Kavrama ile mil arasındaki yüzey basıncının  $35 \text{ N/mm}^2$ , sürtünme katsayısının 0.2 ve cıvata malzemesinin akma sınırının  $200 \text{ N/mm}^2$  olması durumunda, cıvata diş dibi çapı 10 mm olan cıvata kaç tane kullanılması gerekir. Problemden kullanılan tüm emniyet katsayılarını 1.2 al.



$$\mathbf{a) \quad F_n = p A_n \Rightarrow F_n = p d l ; \quad F_n = z F_{n1} ; \quad F_{n1} = \frac{F_n}{z}}$$

$$F_s = p A_s \mu \Rightarrow F_s = p \pi d l \mu ; \quad M_s = F_s \frac{d}{2} = p \pi d l \mu \frac{d}{2} ; \quad M_s = F_n \pi \mu \frac{d}{2}$$

**b)**  $n = 700 \text{ rpm}$ ,  $P = 40 \text{ KW}$ ,  $d = 50 \text{ mm}$ ,  $p = 35 \text{ N/mm}^2$ ,  $\mu = 0.2$ , cıvata malzemesinin akma sınırının  $200 \text{ N/mm}^2$ , cıvata diş dibi çapı 10 mm,  $SF = 1.2$

Kaç tane civata gerekli = ?

$$M_d = 9550 \frac{40}{700} \Rightarrow M_d = 545.7 \text{ Nm}$$

$$M_s = kM_d \Rightarrow M_s = 1.2(545.7) \Rightarrow M_s = 654.8 \text{ Nm}$$

$$M_s = pA_s \mu \frac{d}{2} \Rightarrow M_s = p\pi dl \mu \frac{d}{2} = 654800 = 35(3.14)(50)l(0.2)(25) \Rightarrow l = 23.8 \text{ mm}$$

**$l = 24 \text{ mm}$  alınır.**

$$F_n = pA_n = pdl = 35(50)24 = 42000 \text{ N}; \quad \text{Burada: } F_{n1} = \frac{F_n}{z}$$

$$\frac{(1.2)F_{n1}}{\pi \frac{d_1^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{akma}}{S} \Rightarrow \frac{(1.2) \frac{F_n}{z}}{\pi \frac{10^2}{4}} \leq \frac{\sigma_{akma}}{1.2} = \frac{(1.2)F_n}{(78.5)z} \leq \frac{\sigma_{akma}}{1.2}$$

$$z = \frac{(1.2)(1.2)F_n}{(78.5)\sigma_{akma}} = \frac{1.2(1.2)42000}{(78.5)(200)} \Rightarrow z = 3.85 \Rightarrow z = 4 \text{ alınır.}$$

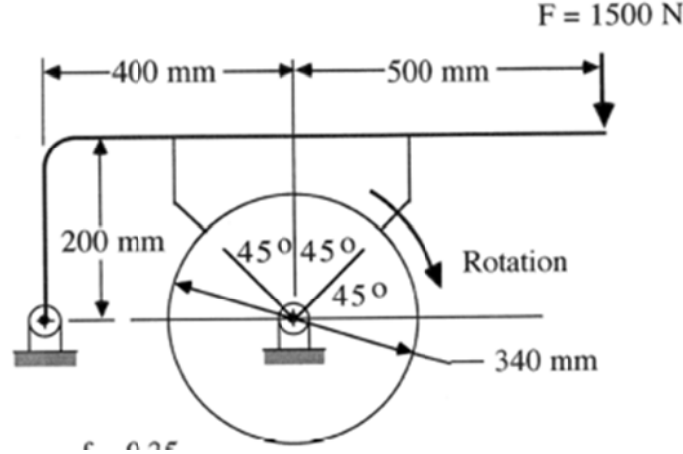
**SORU: 5** a) Çözülebilir ve çözilemeyen kavramalar arasındaki temel farkları sırala. b) Mil çapı 80 mm, mil ile kavrama diski arasındaki sürtünme yüzey uzunluğu 50 mm, diskle mil arasındaki sürtünme katsayısı 0.25 ve yüzeyler arasındaki basınç 20 N/mm<sup>2</sup> olan kavramada iletilebilecek en büyük moment nedir.

**Çözüm:**

Moment = Sürtünme yüzey alanı x yüzey basıncı x sürtünme katsayısı x yüzeyler arasındaki basınç.

$$M_s = 2\pi r l p \mu r = 2\pi(40)(50)(20)(0.25)(40) = 2513274 \text{ Nmm} = 2513,2 \text{ Nm}$$

**SORU 6:** Şekilde görülen problemde fren balatası diskin merkezinden her iki tarafa doğru 45 derece uzamaktadır. Fren balatası ile disk arasındaki sürtünme katsayısı 0.35 dir. a) Fren kuvvetini uzun balata kabulü ile hesapla b) Fren diskini için kabul edilen averaj basıncı 520 kPa olarak fren balatasının genişliğini hesaplayın.



Verilenler :  $\theta_1 = 45^\circ$ ,  $\theta_2 = 135^\circ$ ,  $\theta > 90^\circ$  ve  $(\sin\theta) = 1$

Çözüm: a) 
$$M_n = -\frac{p_{max} b r d}{4(\sin\theta)_{max}} (2(\theta_2 - \theta_1) - \sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1)$$

$$M_n = -\frac{p_{max} b (170)(400)}{4(1)} \left( 2 \left( \frac{135}{180} \pi - \frac{45}{180} \pi \right) - \sin 270 + \sin 90 \right) = -87,407 p_{max} b$$

$$M_s = \frac{\mu p_{max} r b}{(\sin\theta)_{max}} \left( r(\cos\theta_1 - \cos\theta_2) + \frac{d}{4}(\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right)$$

$$M_s = \frac{0.35 p_{max} (170) b}{1} \left( 170(\cos 45 - \cos 135) + \frac{400}{4}(\cos 270 - \cos 90) \right)$$

$$= 14304.8 p_{max} b$$

$$F_c + M_n + M_s = 0 \Rightarrow 1500(900) - 87,407 p_{max} b + 14304.8 p_{max} b = 0$$

$$p_{max} b = 18.47$$

$$T = -\frac{r^2 \mu b p_{max}}{(\sin\theta)_{max}} (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)$$

$$T = -\frac{(170)^2 (0.35) (18.47)}{1} (\cos 45 - \cos 135) = 264209 \text{ Nmm} = 264.2 \text{ Nm}$$

b)

$$p_{max} b = 18.47 \Rightarrow 0.520 \frac{N}{\text{mm}^2} (b) = 18.47 \Rightarrow b = 35.5 \text{ mm}$$