

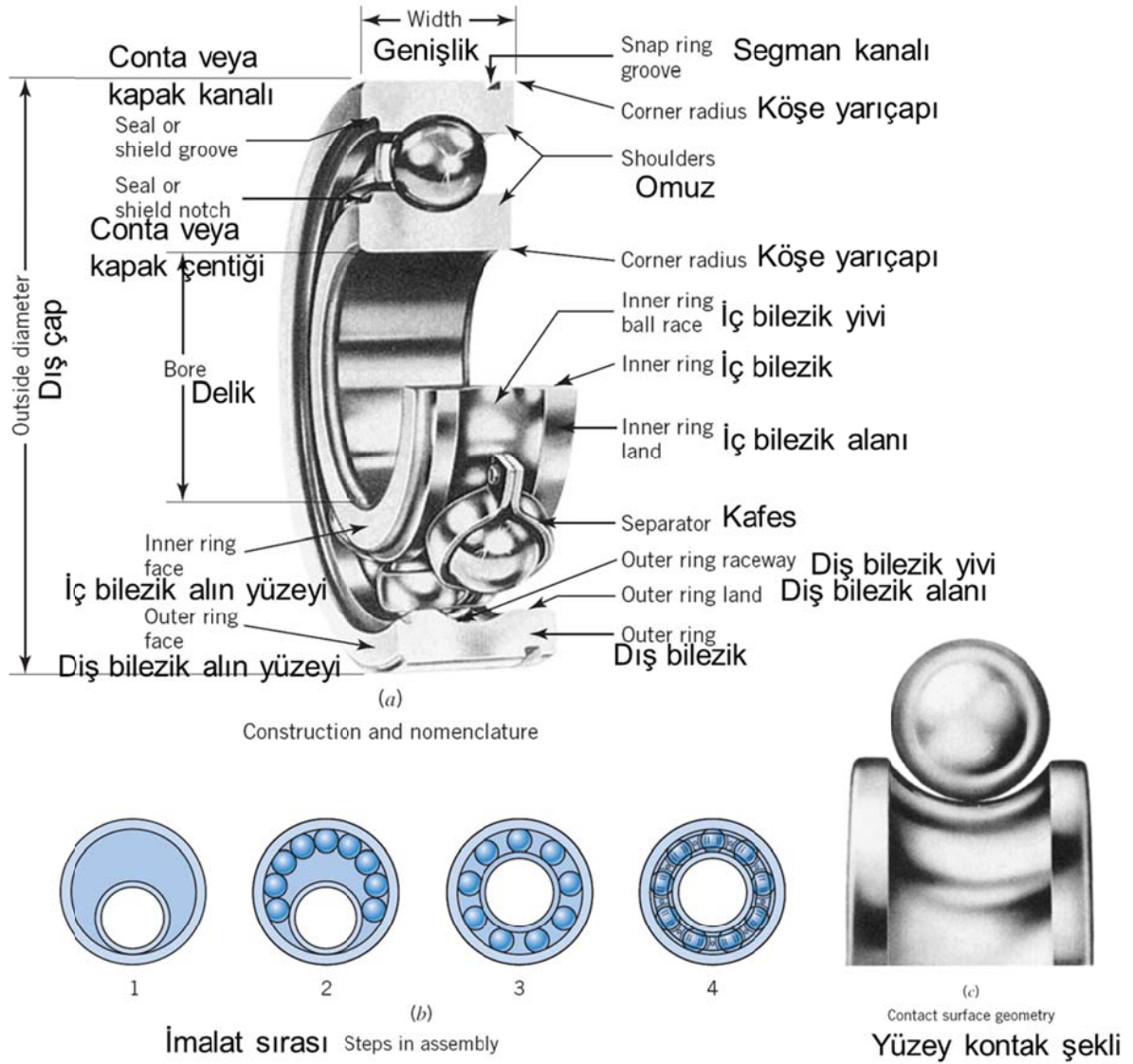
14 YUVARLANMA ELEMANLI (RULMANLI) YATAKLAR

14.1 RULMANLI VE KAYMALI YATAKLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Yağ ihtiyacı olmayan en basit yatak olarak, eski zamanlarda kullanılan odun tekerlek-odun mil (şaft) verilebilir. Uzun kullanma süresi ve az sürtünme elde etmek için bu tasarıma hayvan ya da bitkisel yağlar ilave edilmiştir. Modern makinalarda kullanılan kaymalı yataklarda, çelik şaftı yataklamak için aşınmaya uygun yatak elemanları, örneğin; kalay esaslı, bronz veya teflon seçilir. Yataklarda, yatak ile mil arasındaki sürtünmeyi azaltmak için sıvı veya gres yağları genel uygulamalar için kullanılmaktadır. Örneğin; cim kesme makinası tekerleği, el arabası tekerleği, bisiklet tekerleği ve bisiklet zinciri gibi yerlerde gres yağları yağlayıcı olarak tercih edilmekle birlikte bu uygulamalarda hidrodinamik yağ filmi oluşmadığından yağ iki yüzeyi bir birinden tamamen ayırmaz. Motor krank şaft ve kam mili uygulamalarında ise oluşan hidrodinamik yağ filimi her iki yüzeyi bir birinden ayırır.

Bisiklet, kompresör ve tekerlek gibi makine elemanlarının yaltaklanmalarında yuvarlanma elemanlı (rulmanlı) yataklar kullanılmaktadırlar. Rulmanlı yatağın iç bileziği şaft ile temas halinde iken dış bileziği makine gövdesiyle temas halinde olup her iki bilezik arasında yuvarlanma elemanları mevcuttur. Rulmanlarda yuvarlanma sürtünmesi söz konusu olup, bu kaymalı yataklarda oluşan kayma sürtünmesine karşılık gelir. Kullanılma yerlerine ve yük taşıma kapasitesine göre değişik rulman tasarımları yapılmış olup bunlardan en çok kullanılanları şekil 14. 1 ila şekil 14.10 arasında gösterilmiştir. Tasarım gereği rulmanlarda yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında çok küçük kontak alanı olduğundan, kontak bölgesinde büyük gerilmeler söz konusudur. Bu nedenle rulmanları oluşturan üç temel parça , iç bilezik, yuvarlanma elemanları (bilyeler) ve dış bilezik, için seçilen malzemelerin gerilme dayanımı yüksek olmalıdır. Rulmanlarda yukarıdaki üç parçaya ilaveten, bilyeleri eşit mesafede tutan bir kafes elemanı da kullanılır.

Modern makinelerde millerin yataklanmasında rulman ve kaymalı yataklar sıkça kullanılır. Rulmanlı yatakların kaymalı yataklara karşı olan avantajları ve dezavantajları aşağıda sıralanmıştır.



Şekil 14.1 Radyal Rulman ve Yuvarlanma Elemanları

Avantajları:

1. İlk harekette ve son harekette düşük sürtünme değerlerine sahiptir. Kaymalı yatakta ise sadece hidrodinamik film oluşunca düşük sürtünme meydana gelir. Örneğin; Rulmanlı yataklar tren vagonlarının akslarına monte edilen tekerleklerin yataklanmasında kullanılarak, bir birine bağlı birçok vagonun ilk hareketini kolaylaştırır (başlangıç sürtünmesi düşük olduğundan), böylece vagonları harekete geçirmek için fazladan bir lokomotif ihtiyacı duyulmaz.
2. Sürtünme katsayısının düşüklüğü, sürtünme kayıplarının azalmasını sağlar.
3. Yağlanması basit ve bakımı kolaydır.

4. Yatak boşluğu az olduğundan, yüksek toleransta imalat gereken yerlerde kolayca kullanılabilir. Örneğin, elektrik motor şaftının yataklanmasında.
5. Yatak boyu (geniřlięi), kaymalı yataklara nazaran daha küçüktür.
6. Yataęa (şafta) önceden yüklenmiş yük olabilir.

Dezavantajları:

1. Değişken yüklere karşı sönümleme kapasiteleri kaymalı yataklara oranla azdır.
2. Yüksek hızlarda kaymalı yataklara oranla daha fazla gürültülü çalışırlar.
3. Radyal yönde daha fazla yer tutarlar (yuvarlanma elemanı, iç ve dış bilezikler mevcut olduğundan).
4. Çalışma ömürleri kaymalı yataklara oranla daha azdır.
5. Kaymalı yatağa oranla daha pahalıdır.

Normal Çalışma koşullarında, kafesi olmayan bir rulman için genelde alınan sürtünme katsayısı 0.001 ila 0.002 arasında bir değerdir.

14.2 RULMANLARIN TARİHİ

Tarihte ilk kez sürtünme kuvvetini yenmek için Mısırlılar MÖ 200 yıllarında yuvarlanma elemanları kullandıkları sanılmaktadır. Daha sonra yuvarlak odunlardan yapılmış ve ham petrolle yağlanan yataklar ilk at arabalarının tekerleklerinde kullanılmıştır. Leonardo da Vinci 1500 yıllarında ilk modern rulmanların temellerini keşfetmiştir. Rulmanlar 1700 li yıllarda atların çektiği arabalarda kullanılmaya başlanmış ve normalde iki atın zorla çektiği arabayı, bu rulmanlar sayesinde bir atla çekebilmişlerdir. Bessemer, in çelik prosesini 1856 yılında keşfedilmesiyle, rulmanlar ekonomik olarak çelik malzemedен üretilmeye başlanmış ve bisikletlerde yaygın olarak kullanılmıştır. Avrupa da rulmanlar 19. yüzyılda hızlı bir şekilde geliştirilerek birçok makine parçasının yataklanmasında kullanılmaya başlanmıştır.

14.3 RULMANLI YATAK ÇEŞİTLERİ

Rulman çeşitleri iki ana kategoride toplanabilir, 1) *Bilyeli rulmanlar* ve 2) *makaralı rulmanlar*. Her iki kategoride üç çeşit rulman mevcuttur. 1) *Radyal rulmanlar*, radyal yönde yük taşırlar, 2) *eksenel rulmanlar*, eksenel yönde yük taşırlar ve 3) *açısız temaslı rulmanlar*, radyal ve eksenel yük taşırlar.

Şekil 14.1, 14.2, 14.3 ve 14.4 üç tipte bilyeli rulmanları göstermektedir. Şekil 14.3f aksenal rulmanı, Şekil 14.3b ve 14.3c açısız temaslı rulmanları ve Şekil 14.1, 14.2 ve 14.3 deki diğer şekiller radyal rulmanları göstermektedir.

Şekil 14.1a tipik derin yivli radyal bilyeli rulmanın parçalarını ve montajını göstermektedir. Şekil 14.1b ana parçaların montaj sırasını, şekil 14.1c bilye ile yivin temasını göstermektedir. Bilye ile yivin temas yerlerindeki stres analizi diğer yuvarlanma elemanlarına göre daha zordur. Bilyeli yataklar, şekil 14.2 de görüldüğü gibi taşıdıkları yüke bağlı olarak değişik büyüklüklerde imal edilirler. Bu yataklar radyal yüke karşı boyutlandırılmalarına rağmen belli bir değere kadar aksenal yükleri de taşıyabilirler.

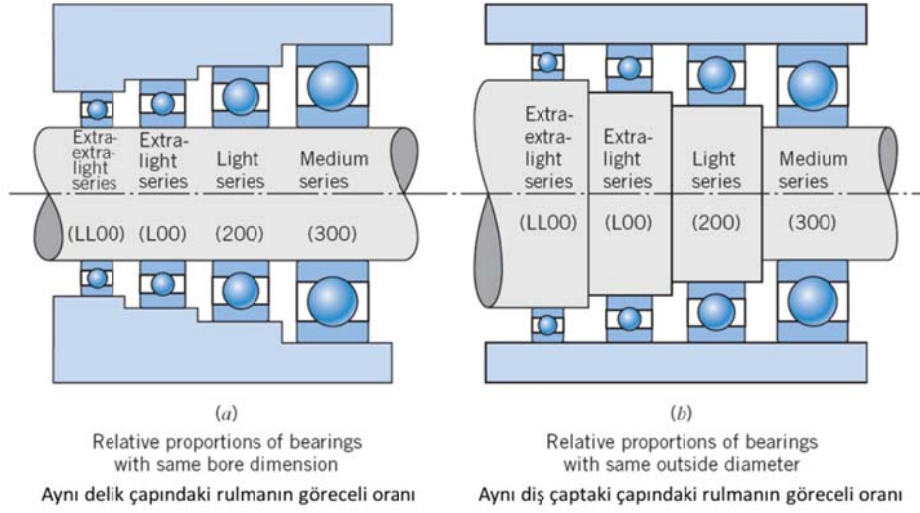
Şekil 14.3a yiv kavisinden çentikli radyal rulmanları göstermektedir. Bu rulmanlara derin yivli rulmanlarda olandan daha fazla bilye konulabilmektedir. Bu durumda, rulmanın radyal yük taşıma kapasitesi %20 ila %40 artırılırken, aksenal yük taşıma kapasitesi aşırı oranda azalır. Bunlara ilaveten, bu tip rulmanlar sadece 3° lik açısız sapmayı karşılayabilirken, derin yivli rulmanlar 15° lik açısız sapmaları karşılayabilir.

Şekil 14.3b de görülen eğik bilyeli rulmanlar sadece bir aksenal doğrultuda çok fazla yük taşımakla beraber diğer doğrultuda hiç yük taşımazlar. Genelde her iki yönde aksenal olduğu durumlarda bu rulmanlardan iki tane kullanılarak, her biri bir yönde gelen aksenal kuvvetleri karşılarlar. Şekil 14.3c görüldüğü gibi iki eğik rulman birleştirilip, tek bir rulman olarak imal edilmiştir. Şekil 14.3d ve 14.3e oynak bilyeli rulmanlara örnek olarak verilmiş olup, bu rulmanlar yatak ve şaft eksenini arasında oluşan büyük eksen sapmalarını (açı sapma ve aksenal kaymaları) karşılayabilirler.

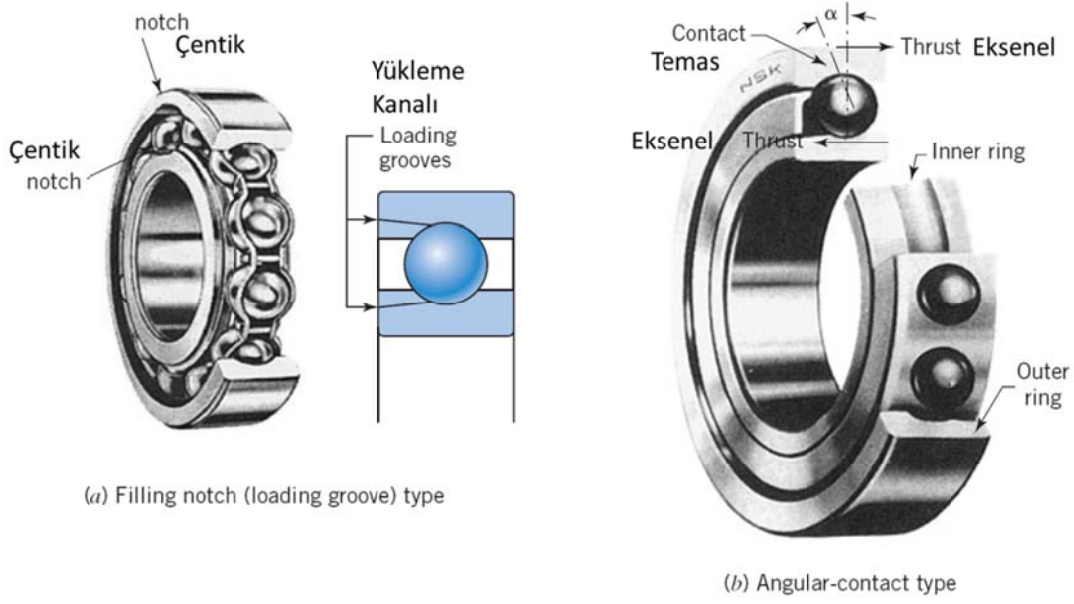
Bilyeli rulmanlar genel olarak ayrılmayan tek parça olarak birleştirilmişlerdir. Bu durumda rulmana kapak ya da conta ilavesi yapılarak iç kısımda gres yağının doldurulabileceği bir hacim oluşturulur. Birden fazla conta ve kafes türleri şekil 14.4 de gösterilmiştir. Kafes le bilye arasında çok küçük boşluklar vardır ve bu boşluklar yağla dolduğundan yağlamaya yardımcı olurken metal-metal sürtünmesine engel olur. Ancak çok küçük metal parçaları bu boşluklara girebilir. Conta ise dönen parçalara değerek çalışan fakat rulmanı dış etkilerden koruyan ve iyi bir yağlama ortamı sağlayan parçadır. Bu parçalar (conta, kapak ve kafes) rulmanda sürtünmelere ve aşınmalara sebep olurlar. Aşınmaları ve sürtünmeleri azalmak için rulmanların imalatında (yağlı satılırlar) yağ kullanılmaktadır.

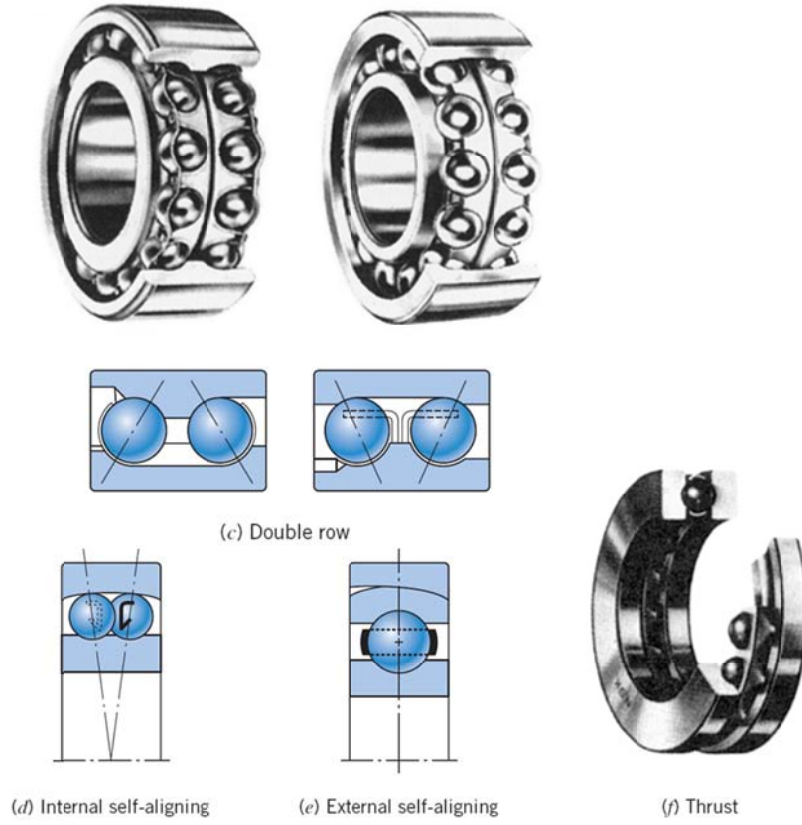
Modern makinalarda rulmanların kullanımında, dış ve iç bilezikleri sabitlenmeden kullanılırlar. Bu durum rulmanların daha yüksek yükler taşımaya, ömürlerinin uzamasına, gürültülerinin azalmasına ve daha ucuza mal edilmelerine neden olur.

Genelde bilyeli rulman ile silindirik makaralı rulman arasındaki fiziksel fark, yuvarlanma elemanlarının silindirik ve dış bileziğin ayrılabilir olmasıdır. Silindirik makaralar ve kafes iç ya da dış bileziğe bağlı olarak veya bağlı olmayarak imal edilebilirler. Bu durum kapak ya da contanın bileziklerin bir parçası olarak imal edilmelerini zorlaştırır. Kapak ve contalar pres altında monte edilirler.

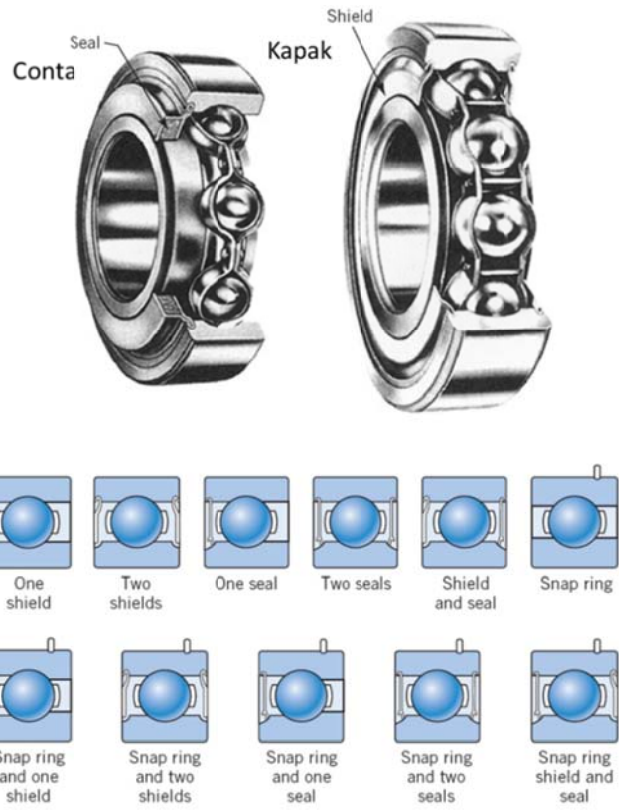


Şekil 14.2 Değişik Serilerdeki Rulmanların Göreceli Oranları

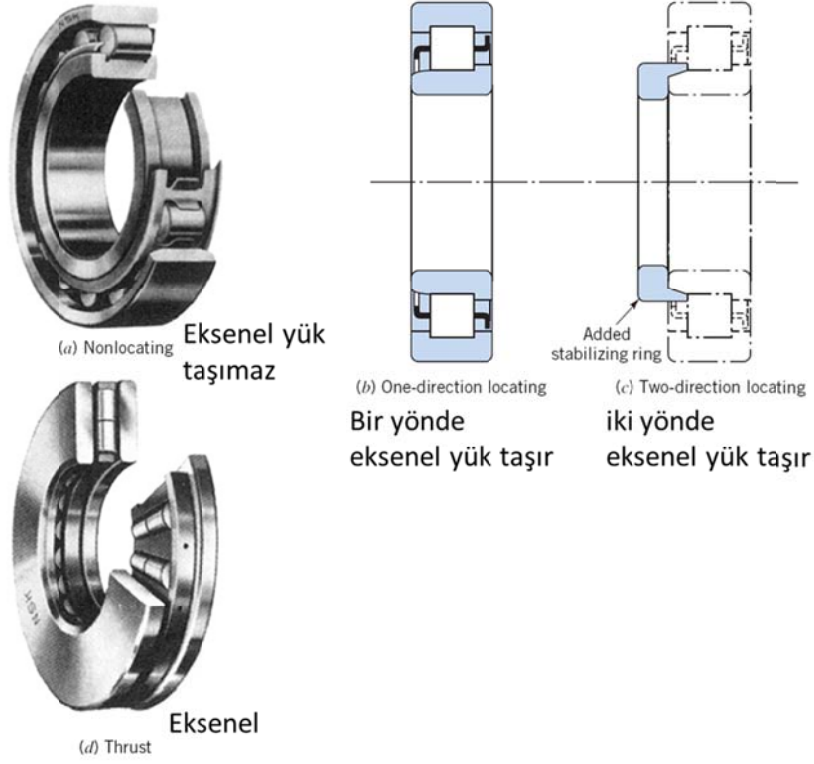




Şekil 14.3 Bilyeli Rulman Tipleri



Şekil 14.4 Kapaklı ve Conta Kapaklı Rulmanlar



Şekil 14.5 Silindirik Yuvarlanma Elemanlı Rulmanlar

Şekil 14.5 dört çeşit silindirik makaralı rulmanlara örnek göstermektedir. Şekil 14.5a da görülen kapaksız rulmanın dış bileziğinde yiv olmadığından, eksenel yük taşıyamamaktadır. Şekil 14.5b de tek taraflı eksenel yük taşıyabilen radyal bir rulman görülmektedir. Şekil 14.5c de sabitleme adaptörü rulmanın iç bileziğine eksenel yük taşımadığı taraftan takılarak rulmanın her iki doğrultuda da az bir eksenel yükü taşır. Silindirik makaralı yuvarlanma elemanlarının uç kısımlarında oluşan gerilme yoğunlaşmasını ortadan kaldırmak için yuvarlanma elemanının uç kısımlarının çapı 0.004 mm azaltılır. Bu rulmanlarda yuvarlanma elemanlarını belli bir düzende tutabilmek için kafes sistemi kullanılır fakat bazı durumlarda, şekil 14.9 da görüldüğü gibi iğne yuvarlanma elemanlı rulmanlarda kafes kullanılmaz ve yuvarlanma elemanları bir birlerine temas halindedirler. Şekil 14.5d silindirik yuvarlanma elemanlı bir eksenel rulmanı göstermektedir.

Silindirik makaralı rulmanlar Şekil 14. 6 dan 14. 9 a kadar olan şekillerde gösterildiği gibi dört tipte imal edilirler. 1) *Silindirik makaralı*, 2) *fiçli makaralı*, 3) *konik makaralı*, 4) *iğneli*. İğneli rulmanlar, silindirik rulmanların özel bir durumu olup, yuvarlanma elemanının boyunun çapının en az 4 katı olduğu durumdur.

Şekil 14.6 üç değişik fiçli makaralı rulman örneği göstermektedir. Tek sıralı olan az bir eksenel yük taşıma kapasitesine sahipken, iki sıralı olan radyal yönde taşıdığı yükün %30 u kadarını eksenel yönde taşıyabilmektedir. Fiçli makaralı eğik rulmanlar ise bir yönde çok yüksek oranda eksenel yük taşıma kapasitesine sahiptirler.

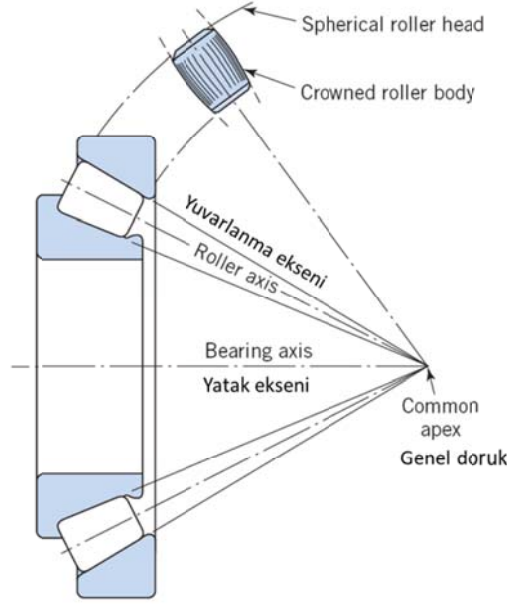


Şekil 14.6 Fıçı Yuvarlanma Elemanlı Rulmanlar

Şekil 14.7 de konik makaralı rulman örnekleri görülmektedir. Bu tip rulmanların ayrıntılı geometrik görünümü ise şekil 14.8 de verilmiştir. Konik yuvarlanma elemanının eğimi, iç ve dış bileziklerdeki yuva yüzeylerinin eğimi dönme eksenini üzerinde aynı noktada birleşirler. Genelde, tek sıralı, iki konik yuvarlanma elemanlı rulman aynı anda kullanılır (Araba tekerleklerinde). Buraya kadar bahsedilen rulman tipleri çok genel tipler olup daha değişik rulman tipleri ise imalatçı kataloglarından bulunabilir.

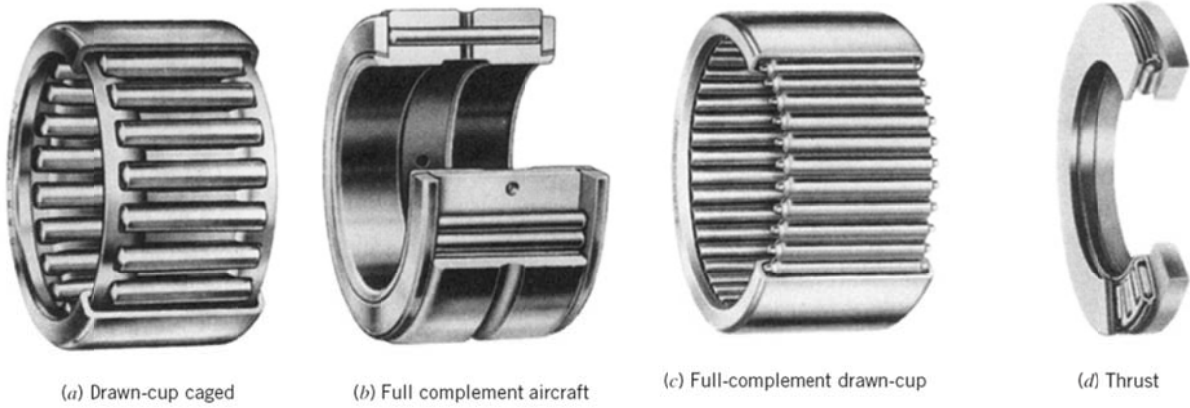


Şekil 14.7 Konik Yuvarlanma Elemanlı Rulmanlar



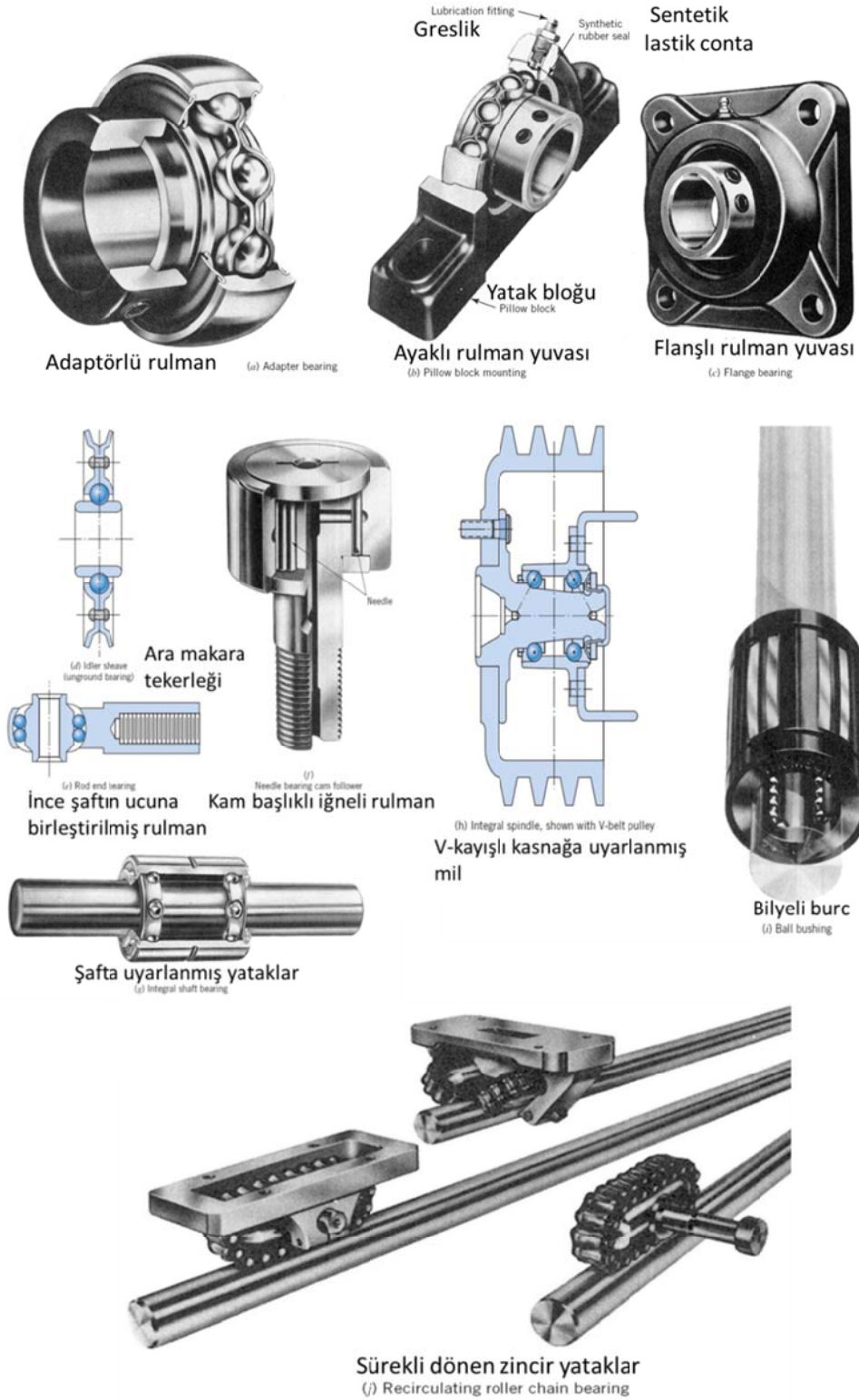
Şekil 14.8 Konik Yuvarlanma Elemanlı Rulmanların Ayrıntılı Görünümü

Tüm yuvarlanma elemanlı rulmanların içinde, iğne yuvarlanma elemanlı rulmanlar en fazla aksenal ve radyal yük taşıma kapasitesine sahip rulmanlardır ve şekil14.9 da gösterilmiştir.



Şekil 14.9 İğne Yuvarlanma Elemanlı Rulmanlar

Yuvarlanma elemanlı yataklar çeşitli uygulamalar için, çeşitli şekillerde imal edilmektedirler. Bunlar arasında hem genel, hem de özel kullanım amaçlı olanlar mevcuttur. Bunlar rulman imalatçıların kataloglarından bulunabilirler. Bunlardan birkaç tanesi şekil 14.10 da gösterilmiştir. Şekil 14.10a *adaptörlü rulmana*, bir örnek olup, bu rulmanlar genel amaçlı imal edilmiş millerin yataklanmasında, yataklarda her hangi bir işleme yapmaksızın kullanılan yataklardır. Şekil 14.10b *ayaklı rulman yuvası*, şaftların yüzeye paralel olduğu durumlarda milleri yataklamak için kullanılırlar. Şekil 14.10c *flanşlı rulman yuvası*, yüzeye dik doğrultuda olan şaftların yataklanmasında kullanılır. Şekil 14.10d *ara makara tekerleği*, ucuz ve sabitlenmemiş iç ve dış bilezikli rulmanlara kayış kasmağının uyarlandığı rulmanlardır. Şekil 14.10e *İnce şaftın ucuna birleştirilmiş rulman*, bunlar açısız hareketin gerekli olduğu birçok birleşme noktalarında kullanılırlar. Şekil 14.10f *kam başlıklı iğneli rulman*, dış bileziğe



Şekil 14.10 Özel Rulmanlara Bazı Örnekler

etki eden yüksek miktardaki cam kuvvetlerini taşımakta kullanılırlar. Şekil 14.10g *şafta uyarlanmış yataklar*, su pompalarının şaftlarında, çim makarnalarının şaftlarında ve diğer makine şaftlarının yataklanmasında kullanılırlar. Şekil 14.10h *V-kayışlı kasnağa uyarlanmış mil*, bu motorlarda genellikle kayış kasnak tertibatında kullanılmaktadır. Şekil 14.10i *bilyeli*

*burç ve şekil*14.10j *sürekli dönen zincir yataklar*, Bunlar daha az kullanılmakta olan rulmanlı yatak uygulamaları olup mil üzerinde hareket eden parçaların yataklanmasında kullanılırlar.

14.4 RULMANLI (YUVARLANMA ELEMANLI) YATAK TASARIMI

Rulmanların ayrıntılı tasarım metodolojisi burada incelenmeyecektir. Diğer taraftan rulmanların nasıl seçileceği ve kullanılacağı anlatılacaktır.

Rulmanların tasarımında yuvarlatılmış yüzey teması ve yorulma göz önünde bulundurulur. Şekil 14.1c de yuvarlanma elemanı ile yivin teması görülmektedir. Burada yivin yuvarlaklığı çok önemli bir parametredir. Yivin yarıçapının, bilye yarıçapından önemsiz sayılacak kadar büyük seçilmesi iki parçanın temas yüzeyini izafi olarak artırır ve temas noktasındaki gerilmesini azaltır. Fakat bu gerilme dönme eksenine göre değişik bölgelerde değişik değerlerde dir. Bu durum kaymalara ve buna bağlı olarak aşınmalara neden olur. Yivin yuvarlaklığının seçimi, (genelde iç bilezikteki yivin yuvarlaklık yarıçapı, bilyeninkinin %104 olarak ve dış bilezik yivinin yarıçapı ise çok az büyük seçilir) yükün geldiği alan ile kayma arasındaki ilişkiyi ayarlayacak bir değerde olmalıdır.

Rulmanlarda malzeme seçimi de çok önemli olup, genelde yüksek karbonlu krom çelikleri (SAE 52100) 58 ila 65 Rockwell C değerine varan sertleştirilmelerden sonra kullanılır. Rulmanın kullanım yerine ve taşıdığı yüke bağlı olarak özel ısıl işlemler kullanılarak temas yüzeylerinde iç gerilmeler oluşturulur. Yuvarlanma elemanları genelde karbonlu çeliklerden imal edilirler. Yüzeyde oluşan basma iç gerilmeleri karbonlama sırasında oluşur. Kullanılan tüm rulman malzemeleri vakumda tutularak gazları uzaklaştırılır.

Tasarımda rulmanların iç ve dış bileziklerinin ve yuvarlanma elemanlarının rijit olması çok önemlidir. Rulmanlardaki temas yüzeyinde oluşan gerilmeler, rulmanın iç bilezik, dış bilezik ve yuvarlanma elemanında oluşan deformasyon (sehim) ile dönme hızının ve yağlamanın bir kombinasyonudur. Bu durum rulman tasarım mühendislerinin elastohidro dinamik yağlama alanını kullanmalarını gerektirir.

Rulmanlarda imalat toleransları oldukça önemlidir. Bilyeli rulmanlarda, Anti Friction Bearing Manufacturers Association (AFBMA) nin Annular Bearing Engineers' Committee (ABEC) si ABCE 1, 5, 7 ve 9 olarak dört değişik rulman kalitesi yayınlamıştır. ABCE 1 standart kalite olup hemen hemen tüm normal uygulamalarda kullanılır. Diğer kalitedeki rulmanlar ise, daha iyi (sıkı) toleranslara sahiptir. Örneğin: delik çapı 35 mm ila 50 mm arasındaki rulmanlar için, ABCE 1 tolerans kalitesi kullanıldığında delik toleransı 0.00000 inch ila -0.00050 inch arasında değişirken, ABCE 9 tolerans kalitesi kullanıldığında iç delik toleransı 0.00000 inch ila -0.00010 arasında değişir. Rulmanın diğer parçaları ve boyutları için de buna uygun toleranslar, yine aynı grup (AFBMA) tarafından yayınlanmış olup, bilyeler için RBEC standardını 1 ve 5 kalitelerinde yayınlamıştır.

14.5 RULMANLI YATAKLARININ TAKILMASI

Genel uygulamalarda dönen makine elamanı ile temas halinde olan rulman bileziği o makine elemanın üzerine sabitlenerek izafi hareketi önlenir. Tolerans kalitesine, yatak tipine ve büyüklüğüne göre nasıl takılacağı belirlenir. Örneğin: ABEC 1 toleransındaki bir rulman da sabit bilezik toleransı 0,0005 inch olup dönen ring 0,0005 inch kesişme yüzeyine sahiptir. Şaft ve rulman yatak yeri için imalatçı toleransları genelde 0,0003 inch olarak ABEC 1 bilyeli rulman için alınır.

Bilinmesi gerekir ki, toleransların biraz fazla olması veya rulmanın düzgün bir şekilde yatağına ve ya şafta veya her ikisine takılmaması durumunda, bilyeler ile iç ve dış ringler arasındaki tolerans değişir. Bilyeler ile yivleri arasında (bilyeler ile iç ve dış bileziklerdeki yivleri arasında) kesişme yüzeyleri oluşur (bilyelerle yivler arasındaki toleransı azaltır) ve bu durum rulmanın ömrünün azalmasına neden olur.

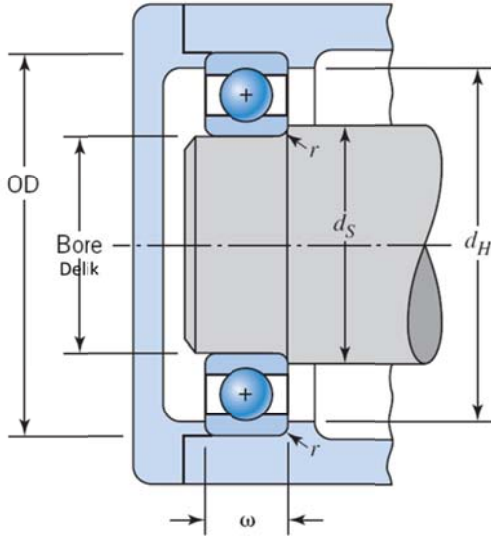
Rulmanlar takılırken veya çıkarılırken uygulanacak yük mutlaka sıkı geçmiş parçanın temas halinde olduğu bileziğe (iç ya da dış bileziğe) olmalıdır. Aksi durumda rulmana zarar verilebilir. Rulmanın takılma durumuna bağlı olarak bazen iç ya da dış bileziklerden dış bilezik soğutulur ve iç bilezik ısıtılarak monte (yerine takılırlar) edilirler.

Rulmanların takılması ve çıkarılması konusunda ANSI ve AFBMA standartlarından bilgi edinilebilir.

14.6. RULMANLARIN KATALOĞ BİLGİLERİ

Rulmanlar imalatçı kataloglarında numara ile tanımlanırlar. Bu numaralar, rulmanın tüm boyutlarını, yük kapasitesini, takma koşullarını, yağlama ve çalışma koşullarını verir. Tablo 14.1 de en çok kullanılan radyal bilyeli rulmanların, eğik bilyeli rulmanların ve silindirik makaralı rulmanların boyutları verilmektedir. Genelde bu tip rulmanların delik çapları rulman numarasının son iki rakamının beş katıdır. Örneğin: L08 numaralı rulman hafif yükler için olup delik çapı 40 mm ve rulman numarası 316 olan rulman ise orta derecede yükler için olup delik çapı 80 mm dir. Rulman numarasındaki numaralar ya da harfler rulman hakkında bilgiler içermektedir.

Tablo 14.2 ise rulmanların taşıyabileceği yükleri vermektedir. Burada deneyler için uygulanan yük normalde aynı grup rulman için uygulananın %90 nına karşılık gelen sabit yük olup, rulman 3000 saat ve 500 rpm dönme hızıyla çalıştırılır. Bu deney sonucunda rulman yiv yüzeylerinde yorulma görülmemesi gerekmektedir. Farklı rulman üreticileri aynı rulman için farklı yük değerleri verebilirler, onun için katalogdan mutlaka kontrol edilmelidir.



Şekil 14.11 Şaft ve Rulman Yatağı Köşe Yarıçapı

14.7 RULMAN SECİMİ

Bilinen bir rulman uygulaması için mühendis; rulman tipini, tolerans kalitesini (genelde ABEC 1 kullanılır), yağlayıcıyı, kapatma şeklini (kapak ya da conta) ve temel yük oranını seçer. Örneğin: Eğer rulman sabit durumda iken (dönmüyor) yüksek değerde sabit yüke maruz kalırsa (katalog değerinin üzerinde), bilyeler yivlerinin içine doğru çok az girinti yaparlar. Bu durum Birinell sertlik deneyinin oluşturduğu çukura benzediğinden Birinellik olarak adlandırılır ve rulman dönerken gürültülü çalışmasına neden olur. Eğer yük verilen değeri rulman dönerken geçerse, yüzeyde oluşan çukur tüm ringi kaplayacağından, gürültü olmaz.

Diğer dikkat edilmesi gereken durum maksimum hızdır. Buradaki hız sınırlaması dönme hızından ziyade, yüzeydeki çizgisel hızdır. Böylece küçük rulmanlar büyüklere oranla daha yüksek hızlarda (rpm) çalıştırılabilirler. Yağlama özellikle yüksek hızlı rulman uygulamalarında önemli bir faktör olup, ince yağ, buhar şeklinde yağ veya sprey yağ kullanılır. Böylece yağlama için gerekli olan yağ filimi oluşur fakat sürtünmeyi sonucu oluşan isinin yağlayıcı ile taşınımı minimum olur. ABEC 1 kalitesinde olan bir sıralı bilyeli rulman eğer buhar metoduyla yağlanıyor ve plastik kafes le bilyeler bir birinden ayrılmış ise, iç bileziğin çizgisel hızı 75 m/s ve katalog değerinin üçte biri kadar yük altında 3000 saat hiçbir problem çıkarmadan çalışır. Bundan anlaşılan *DN değeri* (delik çapı (mm) çarpı rpm) genelde 1.25×10^6 dir. DN değeri, çarpma ile yağlamada ve yağ damlaması ile yağlama koşullarında üçte de birine, gres ile yağlamada üçte ikisine düşer. Rulmanların en iyi şartlarında, birçok yuvarlanma elemanlı rulmanlar için DN değeri 450,000 olarak alınır. Yüksek hız uygulamalarında rulman imalatçısıyla konuşularak alınması gereken DN değeri belirlenir.

Rulman seçiminde, eksen sapmaları ve yağlama şeklide göz önüne alınmalıdır. Eğer sıcaklık fazla ise, rulman imalatçısı ile görüşülmelidir.

Rulman boyutları genellikle shaftın çapına göre seçilmekle birlikte, rulmanın yerleştirileceği alanın büyüklüğü de etkili olur. Bunlara ilaveten, rulmanın gerekli olan yükü de belli bir zaman içinde herhangi bir problem çıkarmadan taşıyabilmelidir.

Tablo 14.1 Rulmanlı Yatak Boyutları

Bearing Basic Number	Bore (mm)	Ball Bearings					Roller Bearings				
		OD (mm)	w (mm)	r ^a (mm)	d _S (mm)	d _H (mm)	OD (mm)	w (mm)	r ^a (mm)	d _S (mm)	d _H (mm)
L00	10	26	8	0.30	12.7	23.4					
200	10	30	9	0.64	13.8	26.7					
300	10	35	11	0.64	14.8	31.2					
L01	12	28	8	0.30	14.5	25.4					
201	12	32	10	0.64	16.2	28.4					
301	12	37	12	1.02	17.7	32.0					
L02	15	32	9	0.30	17.5	29.2					
202	15	35	11	0.64	19.0	31.2					
302	15	42	13	1.02	21.2	36.6					(continued)
L03	17	35	10	0.30	19.8	32.3	35	10	0.64	20.8	32.0
203	17	40	12	0.64	22.4	34.8	40	12	0.64	20.8	36.3
303	17	47	14	1.02	23.6	41.1	47	14	1.02	22.9	41.4
L04	20	42	12	0.64	23.9	38.1	42	12	0.64	24.4	36.8
204	20	47	14	1.02	25.9	41.7	47	14	1.02	25.9	42.7
304	20	52	15	1.02	27.7	45.2	52	15	1.02	25.9	46.2
L05	25	47	12	0.64	29.0	42.9	47	12	0.64	29.2	43.4
205	25	52	15	1.02	30.5	46.7	52	15	1.02	30.5	47.0
305	25	62	17	1.02	33.0	54.9	62	17	1.02	31.5	55.9
L06	30	55	13	1.02	34.8	49.3	47	9	0.38	33.3	43.9
206	30	62	16	1.02	36.8	55.4	62	16	1.02	36.1	56.4
306	30	72	19	1.02	38.4	64.8	72	19	1.52	37.8	64.0
L07	35	62	14	1.02	40.1	56.1	55	10	0.64	39.4	50.8
207	35	72	17	1.02	42.4	65.0	72	17	1.02	41.7	65.3
307	35	80	21	1.52	45.2	70.4	80	21	1.52	43.7	71.4
L08	40	68	15	1.02	45.2	62.0	68	15	1.02	45.7	62.7
208	40	80	18	1.02	48.0	72.4	80	18	1.52	47.2	72.9
308	40	90	23	1.52	50.8	80.0	90	23	1.52	49.0	81.3
L09	45	75	16	1.02	50.8	68.6	75	16	1.02	50.8	69.3
209	45	85	19	1.02	52.8	77.5	85	19	1.52	52.8	78.2
309	45	100	25	1.52	57.2	88.9	100	25	2.03	55.9	90.4

Tablo 14.1 in Devami

Bearing Basic Number	Bore (mm)	Ball Bearings					Roller Bearings				
		OD (mm)	<i>w</i> (mm)	<i>r</i> ^a (mm)	<i>d_S</i> (mm)	<i>d_H</i> (mm)	OD (mm)	<i>w</i> (mm)	<i>r</i> ^a (mm)	<i>d_S</i> (mm)	<i>d_H</i> (mm)
L10	50	80	16	1.02	55.6	73.7	72	12	0.64	54.1	68.1
210	50	90	20	1.02	57.7	82.3	90	20	1.52	57.7	82.8
310	50	110	27	2.03	64.3	96.5	110	27	2.03	61.0	99.1
L11	55	90	18	1.02	61.7	83.1	90	18	1.52	62.0	83.6
211	55	100	21	1.52	65.0	90.2	100	21	2.03	64.0	91.4
311	55	120	29	2.03	69.8	106.2	120	29	2.03	66.5	108.7
L12	60	95	18	1.02	66.8	87.9	95	18	1.52	67.1	88.6
212	60	110	22	1.52	70.6	99.3	110	22	2.03	69.3	101.3
312	60	130	31	2.03	75.4	115.6	130	31	2.54	72.9	117.9
L13	65	100	18	1.02	71.9	92.7	100	18	1.52	72.1	93.7
213	65	120	23	1.52	76.5	108.7	120	23	2.54	77.0	110.0
313	65	140	33	2.03	81.3	125.0	140	33	2.54	78.7	127.0
L14	70	110	20	1.02	77.7	102.1	110	20	Not Available		
214	70	125	24	1.52	81.0	114.0	125	24	2.54	81.8	115.6
314	70	150	35	2.03	86.9	134.4	150	35	3.18	84.3	135.6
L15	75	115	20	1.02	82.3	107.2	115	20	Not Available		
215	75	130	25	1.52	86.1	118.9	130	25	2.54	85.6	120.1
315	75	160	37	2.03	92.7	143.8	160	37	3.18	90.4	145.8
L16	80	125	22	1.02	88.1	116.3	125	22	2.03	88.4	117.6
216	80	140	26	2.03	93.2	126.7	140	26	2.54	91.2	129.3
316	80	170	39	2.03	98.6	152.9	170	39	3.18	96.0	154.4
L17	85	130	22	1.02	93.2	121.4	130	22	2.03	93.5	122.7
217	85	150	28	2.03	99.1	135.6	150	28	3.18	98.0	139.2
317	85	180	41	2.54	105.7	160.8	180	41	3.96	102.9	164.3
L18	90	140	24	1.52	99.6	129.0	140	24	Not Available		
218	90	160	30	2.03	104.4	145.5	160	30	3.18	103.1	147.6
318	90	190	43	2.54	111.3	170.2	190	43	3.96	108.2	172.7
L19	95	145	24	1.52	104.4	134.1	145	24	Not Available		
219	95	170	32	2.03	110.2	154.9	170	32	3.18	109.0	157.0
319	95	200	45	2.54	117.3	179.3	200	45	3.96	115.1	181.9
L20	100	150	24	1.52	109.5	139.2	150	24	2.54	109.5	141.7
220	100	180	34	2.03	116.1	164.1	180	34	3.96	116.1	167.1
320	100	215	47	2.54	122.9	194.1	215	47	4.75	122.4	194.6
L21	105	160	26	2.03	116.1	146.8	160	26	Not Available		
221	105	190	36	2.03	121.9	173.5	190	36	3.96	121.4	175.3
321	105	225	49	2.54	128.8	203.5	225	49	4.75	128.0	203.5
L22	110	170	28	2.03	122.7	156.5	170	28	2.54	121.9	159.3
222	110	200	38	2.03	127.8	182.6	200	38	3.96	127.3	183.9
322	110	240	50	2.54	134.4	218.2	240	50	4.75	135.9	217.2

Tablo 14.1 in Devami

Bearing Basic Number	Bore (mm)	Ball Bearings					Roller Bearings				
		OD (mm)	<i>w</i> (mm)	<i>r</i> ^a (mm)	<i>d_S</i> (mm)	<i>d_H</i> (mm)	OD (mm)	<i>w</i> (mm)	<i>r</i> ^a (mm)	<i>d_S</i> (mm)	<i>d_H</i> (mm)
L24	120	180	28	2.03	132.6	166.6	180	28	Not Available		
224	120	215	40	2.03	138.2	197.1	215	40	4.75	139.2	198.9
324	120	Not Available					260	55	6.35	147.8	235.2
L26	130	200	33	2.03	143.8	185.4	200	33	3.18	143.0	188.2
226	130	230	40	2.54	149.9	210.1	230	40	4.75	149.1	213.9
326	130	280	58	3.05	160.0	253.0	280	58	6.35	160.3	254.5
L28	140	210	33	2.03	153.7	195.3	210	33	Not Available		
228	140	250	42	2.54	161.5	228.6	250	42	4.75	161.5	232.4
328	140	Not Available					300	62	7.92	172.0	271.3
L30	150	225	35	2.03	164.3	209.8	225	35	3.96	164.3	212.3
230	150	270	45	2.54	173.0	247.6	270	45	6.35	174.2	251.0
L32	160	240	38	2.03	175.8	223.0	240	38	Not Available		
232	160	Not Available					290	48	6.35	185.7	269.5
L36	180	280	46	2.03	196.8	261.6	280	46	4.75	199.6	262.9
236	180	Not Available					320	52	6.35	207.5	298.2
L40	200						310	51	Not Available		
240	200	Not Available					360	58	7.92	232.4	334.5
L44	220						340	56	Not Available		
244	220	Not Available					400	65	9.52	256.0	372.1
L48	240						360	56	Not Available		
248	240	Not Available					440	72	9.52	279.4	408.4

^aMaximum fillet radius on a shaft and in housing that will clear the bearing corner radius.

Tablo 14.2 Rulmanlı Yatak Kapasitesi, $C, 90 \times 10^6$ %90 Güvenlikle Dönme Ömrü

Bore (mm)	Radial Ball, $\alpha = 0^\circ$			Angular Ball, $\alpha = 25^\circ$			Roller		
	L00 Xlt (kN)	200 lt (kN)	300 med (kN)	L00 Xlt (kN)	200 lt (kN)	300 med (kN)	1000 Xlt (kN)	1200 lt (kN)	1300 med (kN)
10	1.02	1.42	1.90	1.02	1.10	1.88			
12	1.12	1.42	2.46	1.10	1.54	2.05			
15	1.22	1.56	3.05	1.28	1.66	2.85			
17	1.32	2.70	3.75	1.36	2.20	3.55	2.12	3.80	4.90
20	2.25	3.35	5.30	2.20	3.05	5.80	3.30	4.40	6.20
25	2.45	3.65	5.90	2.65	3.25	7.20	3.70	5.50	8.50
30	3.35	5.40	8.80	3.60	6.00	8.80	2.40 ^a	8.30	10.0
35	4.20	8.50	10.6	4.75	8.20	11.0	3.10 ^a	9.30	13.1
40	4.50	9.40	12.6	4.95	9.90	13.2	7.20	11.1	16.5
45	5.80	9.10	14.8	6.30	10.4	16.4	7.40	12.2	20.9
50	6.10	9.70	15.8	6.60	11.0	19.2	5.10 ^a	12.5	24.5
55	8.20	12.0	18.0	9.00	13.6	21.5	11.3	14.9	27.1
60	8.70	13.6	20.0	9.70	16.4	24.0	12.0	18.9	32.5
65	9.10	16.0	22.0	10.2	19.2	26.5	12.2	21.1	38.3
70	11.6	17.0	24.5	13.4	19.2	29.5		23.6	44.0
75	12.2	17.0	25.5	13.8	20.0	32.5		23.6	45.4
80	14.2	18.4	28.0	16.6	22.5	35.5	17.3	26.2	51.6
85	15.0	22.5	30.0	17.2	26.5	38.5	18.0	30.7	55.2
90	17.2	25.0	32.5	20.0	28.0	41.5		37.4	65.8
95	18.0	27.5	38.0	21.0	31.0	45.5		44.0	65.8
100	18.0	30.5	40.5	21.5	34.5		20.9	48.0	72.9
105	21.0	32.0	43.5	24.5	37.5			49.8	84.5
110	23.5	35.0	46.0	27.5	41.0	55.0	29.4	54.3	85.4
120	24.5	37.5		28.5	44.5			61.4	100.1
130	29.5	41.0		33.5	48.0	71.0	48.9	69.4	120.1
140	30.5	47.5		35.0	56.0			77.4	131.2
150	34.5			39.0	62.0		58.7	83.6	
160								113.4	
180	47.0			54.0			97.9	140.1	
200								162.4	
220								211.3	
240								258.0	

^a 1000 (Xlt) series bearings are not available in these sizes. Capacities shown are for the 1900 (XXlt) series.
 Source: New Departure-Hyatt Bearing Division, General Motors Corporation.

14.7.1 RULMANLARIN ÖMÜR ŞARTLARI

Genelde rulmanların gerekli ömrü katalogda belirtilenden daha farklıdır. Palmgren bilyeli rulmanların ömrünü uygulanan yükün yaklaşık olarak üçüncü kuvveti ile ters orantılı olduğunu ifade etmiştir. Daha sonraki çalışmalar göstermiştir ki bu değer yuvarlanma elemanlı yataklarda 3 ve 4 arasında değişmektedir. Birçok imalatçı halen Palmgrenin değeri olan 3 ü bilyeli rulmanlar için ve 10/3 ü ise silindirik makaralı rulmanlar için üst olarak almaktadır. Burada 10/3 değeri her iki bilyeli ve silindirik makaralı rulmanlar için kullanmıştır.

$$L = L_R \left(\frac{C}{F_r} \right)^{3.33} \quad 14.1a$$

$$C_{req} = F_r (L/L_R)^{0.3} \quad 14.1b$$

Burada;

C = Kapasite (katalogdan) oranı (Table 14.2)

C_{req} = Uygulama için gerekli C değeri

L_R = Kapasiteye karşılık gelen ömür (genelde 9×10^7 devir değeri alınır.)

F_r = Uygulamadaki gerçek radyal yük

$L = F_r$ yüküne karşılık gelen ömür veya uygulamadaki ömür gereksinimi

Rulmanlara kapasitesinin iki katında yükleme yapılıncaya ömrü 10 kat azalmaktadır.

Farklı imalatçıların kataloglarında farklı L_R değerleri kullanılmaktadır. Bazıları $L_R = 10^6$ devir (dönme) olarak alırlar. Hızlı bir hesaplama ile 10^6 devir temeline göre verilen ömür değerleri ile karşılaştırmak için Tablo 14.2 deki değerlerin 3.86 ile çarpılması gerekir.

14.7.2 DAYANIKLILIK GEREKSİNİMİ

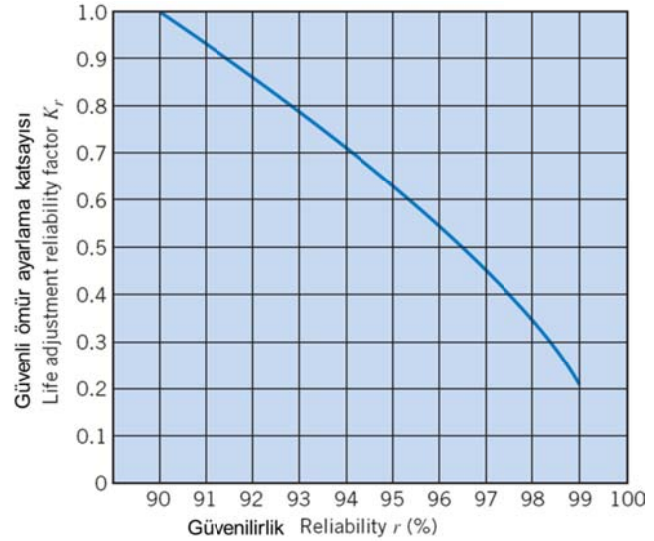
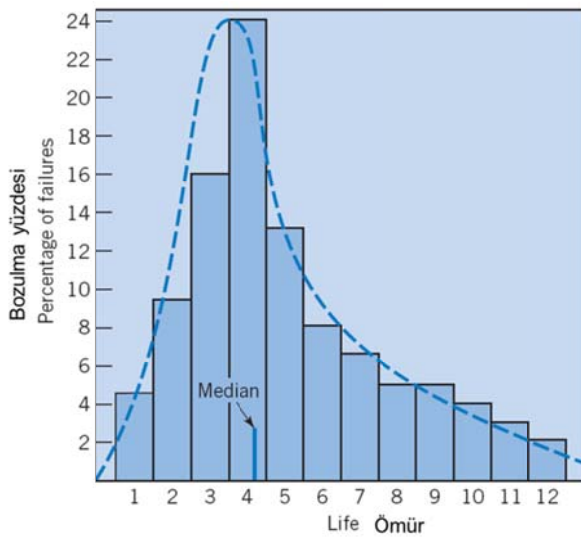
Deneyler göstermiştir ki, yuvarlanma elemanlı rulmanların (özellikle bilyeli rulmanların) orta ömrü %10 luk yorulma arızası ömürlerinin 5 katına eşittir. Standart ömür için genelde L_{10} ile (bazen B_{10}) kullanılır. Bu ömür %10 arızaya karşılık geldiğine göre, aynı zamanda %90 arızalanmayan duruma karşılık gelir ve bu %90 *güvenilirlik* değeri olur. Böylece, %50 *güvenilirlik ömrü (orta ömür)*, yaklaşık olarak %90 *güvenilirlik ömrünün beş katıdır*.

Rulman imalatçıları genelde %90 dan daha yüksek dayanıklılık değerleri için tasarım yapmaktadırlar. Yorulma ömürleri için yapılan testlerde aynı imalat grubundan seçilen rulmanlar kullanılmasına rağmen test sonucunda normal dağılım eğrilerine uymamaktadır. Genelde rulmanların yorulma karakteristiği şekil 14.12 de görüldüğü gibi çarpık bir dağılım gösterir. Bu dağılım W. Weibull tarafından matematiksel formül ile ifade edilmiş olup adına *Weibull dağılımı* denmiştir. Şekil 14.13 de görülen *güvenli ömür ayarlama faktörü (life*

adjustment reliability factors) AFBMA'nın yaptığı testler ve Weibullun matematik formülünden üretilen değerler yardımıyla elde edilmiştir. Bu faktör hem bilyeli hem de silindirik makaralı rulmanlar için geçerlidir. Verilen herhangi bir güvenilirlik değeri için (%90 dan büyük) rulmanın ömrü $K_r L_R$ değerlerinin bir sonucudur. Bu katsayıları denklem 1 de yerine koyarsak;

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{F_r} \right)^{3.33} \quad 14.2a$$

$$C_{req} = F_r \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} \quad 14.2b$$



Şekil 14.12 Rulman Yorulma Ömrü Dağılımı Şekil 14.13 Güvenilirlik Katsayısı, K_r

14.7.3 EKSENEL YÜKÜN ETKİSİ

Silindirik makaralı rulmanlar çok düzgün olarak konstrüksiyon yapılsalar ve yağlansalar bile silindirik yuvarlanma elemanlarının uçlarında oluşan sürtünme kuvvetleri nedeniyle radyal yönde taşıyabildikleri yükün ancak %20 sini eksenel yönde taşıyabilirler. Bu durumlar için iki tane silindirik makaralı rulman şaftların yataklanmasında hafif eksenel yüklerin taşınması amacıyla kullanılırlar. Fıçı makaralı rulmanlar ise son derece yüksek eksenel yüklerin taşınmasında kullanılırlar.

Bilyeli rulmanlar için, herhangi değerdeki radyal yüklere (F_r) ve eksenel yüklere (F_t) karşılık gelen ömür, bu yüklerin toplamına eşit olan (karşılık gelen) yük (F_e) ye karşılık gelen ömürle aynıdır ve F_e aşağıda sıralanmış denklemlerle kullanılarak hesaplanır. Rulmanlara uygulanan yük, yük açısı α ya bağlı olarak şekil 14.3b de gösterilmiştir. Radyal yükün uygulandığı radyal rulmanlarda yükleme açısının değeri sıfırdır. Bilyeli yataklarda α yükleme açısının standart değerleri 15° , 25° ve 35° olarak uygulanır. Burada sadece 25° lik yükleme açısına sahip olan rulmanlara ait denklemler verilecektir.

$\alpha = 0^\circ$ (radyal bilyeli yatak)

$$\text{For } 0 < \frac{F_t}{F_r} < 0.35, \quad F_e = F_r$$

$$\text{For } 0.35 < \frac{F_t}{F_r} < 10, \quad F_e = F_r \left(1 + 1.115 \left(\frac{F_t}{F_r} - 0.35 \right) \right) \quad (14.3)$$

$$\text{For } \frac{F_t}{F_r} > 10, \quad F_e = 1.176 F_t$$

$\alpha = 25^\circ$ (radyal bilyeli yatak)

$$\text{For } 0 < \frac{F_t}{F_r} < 0.68, \quad F_e = F_r$$

$$\text{For } 0.68 < \frac{F_t}{F_r} < 10, \quad F_e = F_r \left(1 + 0.870 \left(\frac{F_t}{F_r} - 0.68 \right) \right) \quad (14.4)$$

$$\text{For } \frac{F_t}{F_r} > 10, \quad F_e = 0.911 F_t$$

14.7.4 ŞOK YÜKLEME

Standart rulman kapasitesi normal düzgün yük dağılımı altında belirlenmiş olup, ani yük değişimleri (şok yüklemeler) göz önünde bulundurulmamıştır. Bazı durumlar için bu doğru olup, bazı durumlarda ise (krank şaft) şok yüklemeler söz konusu olur. Bu durumda rulmana uygulanan nominal yük *uygulama faktörü* K_a kadar artar. Tablo 14.3 de bazı K_a değerleri verilmiş olup, özel uygulamalarda deneyim de önemlidir.

Tablo 14.3 Uygulama Katsayısı K_a

Uygulama Tipi	Bilyeli yatak	Silindirik makaralı yatak
Type of Application	Ball Bearing	Roller Bearing
Düzgün dağılımlı yük, ani yük yok Uniform load, no impact	1.0	1.0
Dişli Gearing	1.0–1.3	1.0
Çok az ani yük var Light impact	1.2–1.5	1.0–1.1
Orta derecede ani yük var Moderate impact	1.5–2.0	1.1–1.5
Çok fazla ani yük var Heavy impact	2.0–3.0	1.5–2.0

14.7.5 ÖZET

Denklem 2 de F_r yerine F_e ve K_a ilave edilirse aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{F_e K_a} \right)^{3.33} \quad (14.5a)$$

$$C_{req} = F_e K_a \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} \quad (14.5b)$$

Buradaki soru, yukarıda verilen denklemlerin kullanılması durumunda L nın değeri ne olarak alınmalıdır. Eğer daha iyi bir kaynak yoksa, Tablo 14.4 deki değerler belki bu amaçla kullanılabilir.

Tablo 14.4 Uygulama Koşullarına Göre Yatak Tasarım Ömürleri

Uygulama Tipi Type of Application	Tasarım Ömrü Design Life (thousands of hours)
Alet ve cihazlar seyrek kullanılıyor. Instruments and apparatus for infrequent use	0.1–0.5
Makine arada bir kullanılıyor, service etkisi çok az Machines used intermittently, where service interruption is of minor importance	4–8
Makine arada bir kullanılıyor, güvenilirlik çok önemli Machines intermittently used, where reliability is of great importance	8–14
Makine 8 saat çalışıyor, fakat her gün çalışmıyor Machines for 8-hour service, but not every day	14–20
Makine 8 saat çalışıyor, her çalışma günü çalışıyor Machines for 8-hour service, every working day	20–30
Makine 24 saat çalışıyor Machines for continuous 24-hour service	50–60
Makine 24 saat çalışıyor, güvenilirlik çok önemli Machines for continuous 24-hour service where reliability is of extreme importance	100–200

Genel olarak rulmanın dış bileziği yüke karşı izafi hareket ediyor ise rulmanın ömrü katalog değerinin altında alınır. Son zamanlarda yapılan çalışmalar göstermiştir ki, dış bileziği dönmesi nedeniyle ömür azaltmaya gerek yoktur. Eğer her iki ring dönüyorsa, iki ringin arasındaki hız farkı ömür hesabı için kullanılır.

Problem 1: Makine için seçilen rulman günde 8 saat haftada 5 gün, 1800 rpm le çalışmaktadır. Yükle hafif ve orta şiddette şok etkisi yapmakta olup, radyal yük 1.2 kN ve eksenel yük 1.5 kN olup uygulama açıları $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 25^\circ$ için uygun rulmanı seçiniz.

Verilenler: Rulman her gün 8 saat ve haftada 5 gün çalışıyor, sabit yük taşıyor, radyal yük = 1.2 kN ve eksenel yük = 1.5 kN

İstenen: Uygun rulmanı seçiniz.

Radial bearing	Angular bearing
$F_t = 1.5 \text{ kN}$, $F_r = 1.2 \text{ kN}$ Light-to-moderate impact Eight hours/day operation	

Şekil 14.14 Radyal ve Eğik Bilyeli Rulmanlar

Çözüm:

Kabuller: 1) %90 güvenilirlik,

Denklem 14.3 ve 14.4 den;

$$\frac{F_t}{F_r} = \frac{1.5}{1.2} = 1.25 \quad \text{bu orana göre} \quad F_e = F_r \left(1 + 1.115 \left(\frac{F_t}{F_r} - 0.35 \right) \right) \quad \text{ve}$$

$$F_e = F_r \left(1 + 0.870 \left(\frac{F_t}{F_r} - 0.68 \right) \right) \quad \text{formülü kullanılır.}$$

$$F_e = 1.2 \left(1 + 1.115 \left(\frac{1.5}{1.2} - 0.35 \right) \right) = 2.4 \text{ kN} \quad \text{Radyal rulman}$$

$$F_e = 1.2 \left(1 + 0.870 \left(\frac{1.5}{1.2} - 0.68 \right) \right) = 1.8 \text{ kN} \quad \text{Egik rulman}$$

Tablo 14.3 den hafif ve orta derecede şok kuvvetler için $K_a = 1.5$ alınır. Tablo 14.4 den çalışma koşullarına karşılık gelen güvenli ömür 30,000 saate olarak seçilir. Bu değer kullanılarak çalışma şartlarına karşılık gelen ömür aşağıdaki gibi hesap edilir.

$$L = 1800 \text{ rpm} \times 30,000 \text{ saat} \times 60 \frac{\text{dak}}{\text{h}} = 3240 \times 10^6 \text{ devir}$$

Standart %90 güvenilirlik için Şekil 14.3 den, $K_r = 1.0$ ve tanımlamadan $L_R = 90 \times 10^6$ devir alınıp ve denklem 5b kullanılarak;

$$C_{req} = F_e K_a \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} = 2.4(1.5) \left(\frac{3290 \times 10^6}{(1)90 \times 10^6} \right)^{0.3} = 10.55 \text{ kN} \quad \text{Radyal rulman}$$

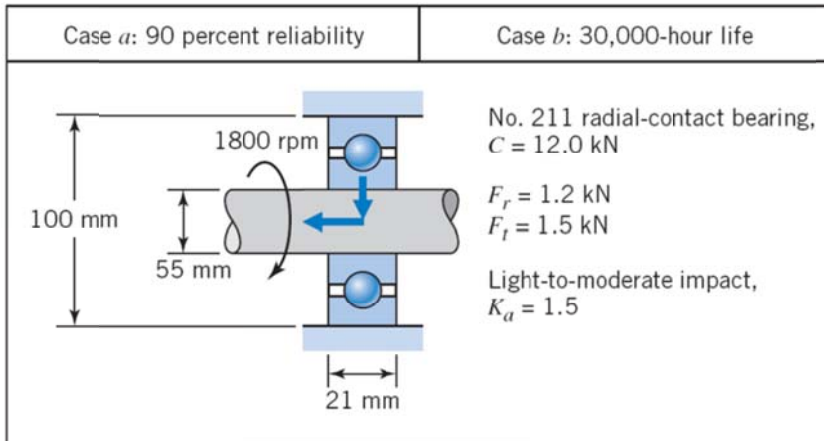
$$C_{req} = F_e K_a \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} = 1.8(1.5) \left(\frac{3290 \times 10^6}{(1)90 \times 10^6} \right)^{0.3} = 7.91 \text{ kN} \text{ Eğik rulman}$$

Tablo 14.2 den radyal rulman için rulman delik çapları **70, 55 ve 35** olup bu çaplara karşılık gelen rulmanlar sırasıyla tablo 14.1 den **L14, 211 ve 307** olarak seçilir. Acısal rulman için, Tablo 14.2 den radyal rulman için rulman delik çapları **55, 35 ve 30** olup bu çaplara karşılık gelen rulmanlar sırasıyla tablo 14.1 den **L11, 207 ve 306** olarak seçilir.

Problem 2: Radyal temaslı 211 numaralı yatak, problem 1 deki uygulama için seçilmiştir. a) rulmanın ömrünü %90 güvenilirlikle tahmin edin, b) 30,000 saat ömür için güvenilirliğini tahmin edin. Rulman Şekil 14.15 de görülmektedir.

Verilenler: Rulman numarası 211, ömür 30,000 saat

İstenenler: a) rulmanın ömrünü %90 güvenilirlikle tahmin edin,
b) 30,000 saat ömür için güvenilirliğini tahmin edin.



Şekil 14.15 Radyal Rulman

Kabuller: 1) Bilyeli rulmanın ömrü yükün 10/3 gücüyle ters orantılıdır. Denklem 14.5a.
2) Uygulama katsayısı $K_a = 1.5$, Tablo 14.3 den

Çözüm: 1) denklem 14.5a;

$$F_e = 1.2 \left(1 + 1.115 \left(\frac{1.5}{1.2} - 0.35 \right) \right) = 2.4 \text{ kN}$$

$$L = K_r L_R \left(\frac{C}{F_e K_a} \right)^{3.33} = 1.0(90 \times 10^6) \left(\frac{12.0}{2.4(1.5)} \right)^{3.33}$$

$$L = 4959 \times 10^6 \text{ devir veya } 45,920 \text{ saat}$$

2) Tekrar denklem 14.5a dan;

$$L = 1800 \text{ rpm} \times 30,000 \text{ saat} \times 60 \frac{\text{dak}}{\text{h}} = 3240 \times 10^6 \text{ devir}$$

$$3240 \times 10^6 = K_r (90 \times 10^6) \left(\frac{12.0}{3.6} \right)^{3.33} \Rightarrow K_r = 0.65$$

Şekil 14.13 den güvenilirlik **%95** olarak bulunur.

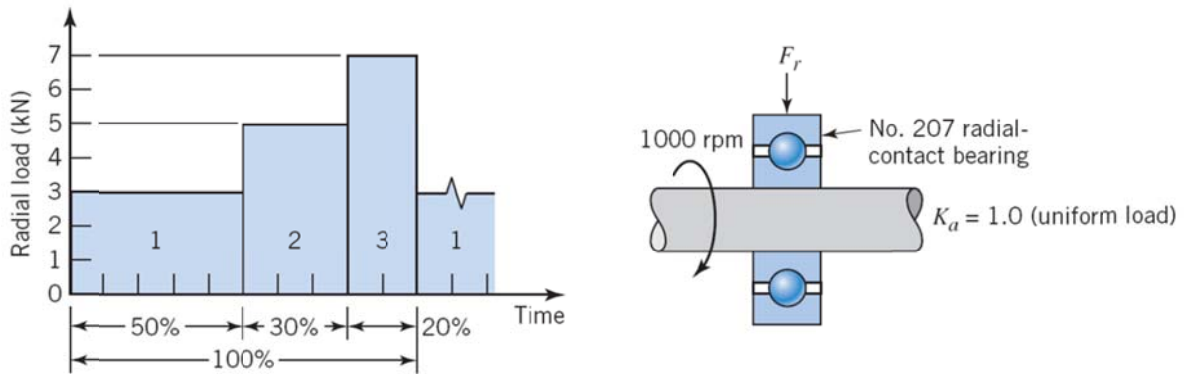
NOTE: %90 güvenilirlikle rulman ömrü = 45920 saat, %95 güvenilirlik ile rulman ömrü = 30,000 saat dir.

Problem 3: Bir tane 207 numaralı radyan bilyeli rulman 1000 rpm hızıyla dönüyor. Radyal yük %50 lik zaman diliminde 3 kN, %30 luk zaman diliminde 5 kN ve %20 lik zaman diliminde 7 kN olarak zamanla değişmektedir. Yük düzgün olarak dağılmış olup $K_a = 1$ dir. Rulmanın B_{10} ve ortalama ömrünü bulunuz.

Verilenler: 207 rulman, $n = 1000 \text{ rpm}$, yük 3 kN, 5 kN ve 7 kN sırasıyla %50, %30 ve %20 oranlar için, $K_a = 1$

İstenen: B_{10} ve ortalama ömür

Çözüm: Yük dağılımının grafik gösterimi



Şekil 14.16 Radyal Rulman ve Yük Değişimi

Tablo 14.1 den 207 nolu rulman için delik çapı bulunur ve Tablo14.2 den aynı rulman için, $C = 8.5 (L_R = 90 \times 10^6)$

Denklem 14.5a dan; $L = K_r L_R \left(\frac{C}{F_e K_a} \right)^{3.33}$; $F_e = F_r$; $K_a = 1$ ve %90 güvenilirlik için $K_r = 1.0$

$$L = 1.0L_R \left(\frac{C}{F_r(1.0)} \right)^{3.33} = L_R \left(\frac{C}{F_r} \right)^{3.33}$$

$$a. \quad F_r = 3 \text{ kN için } L = 90 \times 10^6 \left(\frac{8.5}{3} \right)^{3.33} \Rightarrow L = \mathbf{2886 \times 10^6 \text{ devir}}$$

$$b. \quad F_r = 5 \text{ kN için } L = 90 \times 10^6 \left(\frac{8.5}{5} \right)^{3.33} \Rightarrow L = \mathbf{526.8 \times 10^6 \text{ devir}}$$

$$c. \quad F_r = 7 \text{ kN için } L = 90 \times 10^6 \left(\frac{8.5}{7} \right)^{3.33} \Rightarrow L = \mathbf{171.8 \times 10^6 \text{ devir}}$$

Rastgele yükler için Yorulma ömrü formülü:

$$\frac{n_1}{L_1} + \frac{n_2}{L_2} + \dots + \frac{n_k}{L_k} = 1 \quad \text{veya} \quad \sum_{j=1}^{j=k} \frac{n_j}{N_j} = 1$$

Burada; n belli bir zamandaki devir sayısı, N belli bir zamandaki devir sayısına karşılık gelen ömür (yüklenme sayısı), X dakika olarak operasyon zamanı,

$$\frac{n_1}{L_1} + \frac{n_2}{L_2} + \frac{n_3}{L_3} = 1 \Rightarrow \frac{500X}{2886 \times 10^6} + \frac{300X}{526.8 \times 10^6} + \frac{200X}{171.8 \times 10^6} = 1$$

$$X = 524,436 \text{ min veya } X = \mathbf{8741 \text{ saat}}$$

Orta ömrü yaklaşık olarak B_{10} (L_{10}) ömrünün beş katı kadardır.

Böylece orta ömür **43,703** saattir.

NOTE: Averaj ömür ise orta ömrün yaklaşık beş katı olduğu deneylerle ispat edilmiştir.

14.8 RULMANLARDA YAĞLAMA

Rulmanlarda temas yüzeyleri yuvarlanma ve kayma gibi izafi hareketler yaparlar. Gerçekte hareketlerin nasıl olduğunu anlamak çok zordur. Eğer kayma yüzeyinin izafi hızı yeteri kadar yüksek ise hidrodinamik yağlama oluşur. Tamamen dönme hareketi olduğunda (kayma yok) ve yağlayıcı yüzeyler arasına uygulanırsa *Elastohidrodinamik yağlama* (EHD) gerçekleşir. Buna örnek olarak dişlilerin diş teması, rulmanlar ve kam millerindeki kam yüzeyleri verilebilir. Rulmanlarda iki yüzey arasına sıkışan yağ filminde çok yüksek bir basınç oluşur. Viskozite basınçla eksponenşil olarak arttığından, yüzeyler arasına sıkışan yağın viskozitesinin çok fazla artmasına sebep olur. Bu sebepten dolayı, kontak bölgesine giren ve kontak bölgesinden çıkan yağdaki viskozite değişimi, soğuk asfalt ile ince makine yağının viskozite farkı kadar olduğu deneylerde gözlenmiştir.

Rulmanların yağlanması nedenleri:

1. Kayan ve dönen yüzeyler arasında yağ filimi oluşturmak için.
2. Sıcaklığın yayılmasını ve uzaklaştırılmasını sağlamak için.
3. Yüzeyleri korozyondan korumak için.
4. Yabancı maddelerin rulmana girişine engel olmak için.

İnce yağ ya da gres den herhangi birisi yağlama amaçlı kullanılır. Aşağıda yağlayıcı seçme koşullar verilmiştir.

Yağlayıcı olarak ince yağ seçme koşulları:

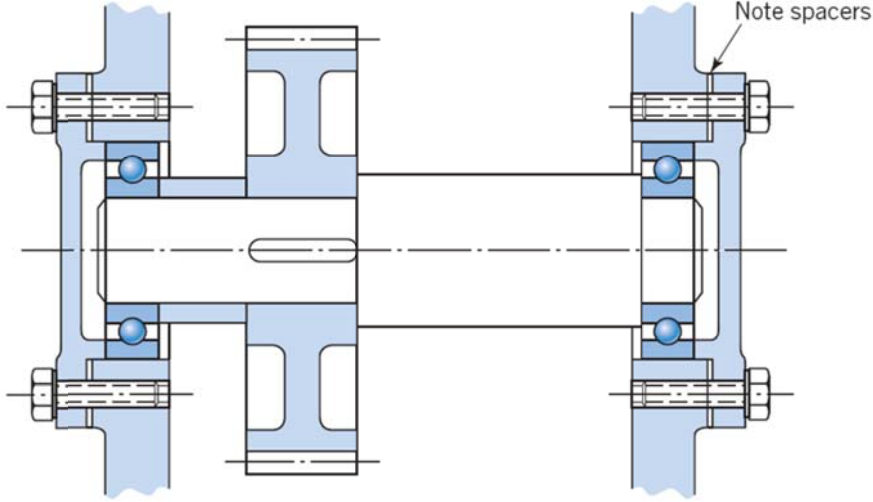
1. Sıcaklığın yüksek olduğu durumlarda,
2. Hız yüksek olduğu durumlarda,
3. Yağ sızdırmazlığının uygulandığı durumlarda,
4. Rulmanın gresle yağlanmasının uygun olmadığı durumlarda,
5. Rulmanın ana yağlama sisteminden yağlanması durumunda (diğer makine parçaları da bu sistem tarafından yağlanır).

Yağlayıcı olarak gres yağı seçme koşulları:

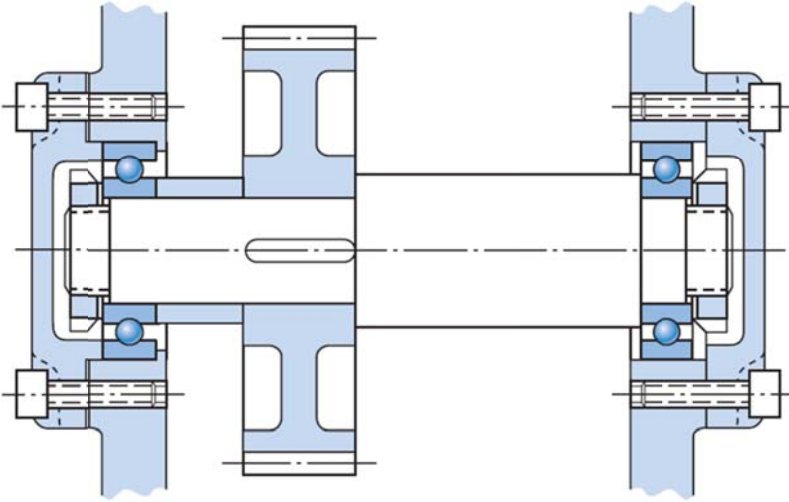
1. Sıcaklık 200 °F dan fazla olmadığı durumlarda,
2. Hız düşük olduğu durumlarda,
3. Dışarıdan gelen yabancı maddeler için fazladan önlem alınması gereken durumlarda,
4. Rulman kapağının veya contasının kullanılması gereken durumlarda,
5. Uzun süre herhangi bir bakıma ihtiyaç duymadan kullanım gereksinimlerinde,

14.9 RULMANLARIN EKSENEL YÜK TAŞIYABİLECEĞİ UYGUN MONTAJ ŞEKLİ

İmalatçılar el kitaplarında (kataloglarında) geniş olarak rulmanların kullanım alanlarını ve birleştirilmelerini izah etmişlerdir. Burada sadece ekstenel yük taşıyan rulmanlı yatakların birleştirilmesindeki temel prensiplerden bahsedeceğiz. Şekil 14.17 ve 14.18 iki ayrı birleştirme prensibini göstermektedir. Makine parçasına direk etki eden ekstenel yük olmasa bile, çalışma sırasında titreşimlerin, yerçekiminin ve başka etkilerin oluşturabileceği ekstenel kuvvetler göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 14.17 Her Bir Rulman Sadece Bir Yönde Eksenel Kuvvet Karşılıyor



Şekil 14.18 Soldaki Rulman Her İki Yönde Eksenel Kuvvet Karşılıyor

Prensip olarak her bir yönde etki eden eksenel kuvvet sadece ve sadece bir rulman tarafından karşılanmalıdır. Şekil 14.17 deki birleştirilmiş parçalarda, sol taraftaki rulman sol tarafa doğru ve sağ taraftaki rulman ise sağ tarafa doğru olan eksenel yükleri taşırlar. İmalat şekli nedeniyle hiçbir rulman diğer tarafa doğru olan eksenel yükleri taşımazlar. Şekil 14.18 deki birleştirilmiş parçaların sol tarafındaki rulman her iki yönde gelen eksenel yükleri karşılamasına rağmen, sağ taraftaki rulman Yatağının içinde her iki yöne kayabildiğinden eksenel yük taşımaz.

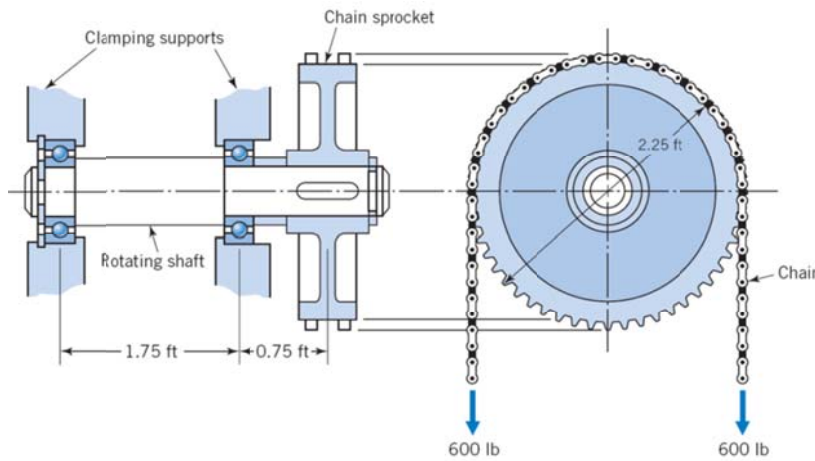
Şekil 14.17 de görüldüğü üzere rulman kapağı ile rulman arasında az bir boşluk mevcut olup, bu boşluk termal genleşmeler sonucunda oluşacak yüklemelerden rulmanları korumak için bırakılmıştır. Genelde, neden her iki yönde gelen eksenel yükleri taşımak için iki rulman kullanılmıyor sorusuna, kullanılmalı demek doğru ve pahalı bir cevap olur. Burada şaft

üzerinde bulunan rulmanlar arasındaki mesafe, rulman yataklarındaki mesafe ile aynı olmalıdır. Bu şartı sağlamak hassas imalatı gerektirdiği için maliyeti fazla olur fakat yine de tercih edilmelidir. Eğer boşluklar uygun olarak ayarlanmaz ise, az bir miktardaki ısıl genişlemeler sonucunda bile rulmanlar aşırı eksenel yüklenme ile karşı karşıya kalır, bu da rulmanların ömrünün azalmasına direkt etki eder.

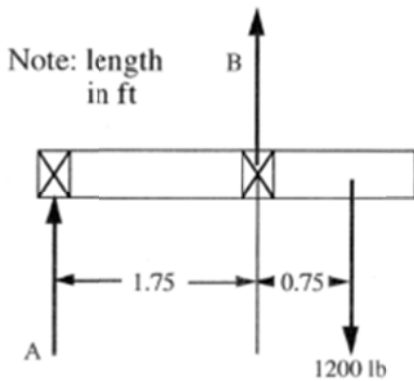
Problem 4: Şekilde görüldüğü gibi, zincirle hareket ettirilen ve 350 rpm devirde 1200 lb yük taşıyan ara (gerdirme) kasnağı bir shaft üzerine monte edilmiş ve iki 200 serili rulman ile A ve B noktalarından yaltaklanmıştır. Günde 8 saat ve haftada 5 gün çalışmaktadır. 200 serisinden doğru rulmanı seç.

Verilenler: $n = 350 \text{ rpm}$, $Yük = 1200 \text{ lb}$, 200 serisinden rulman

İstenen: Rulman secimi



Çözüm: Öncelikle rulmanlara gelen yükler hesaplanmalıdır.



$$F_A + F_B - 1200 = 0 \quad \text{ve} \quad -F_B(1.75) + 1200(2.5) = 0$$

Yukarıdaki iki denklemden; $F_B = 1714.3 \text{ lb}$ ve $F_A = -514.3 \text{ lb}$

Tablo 14.4 den %90 güvenilirlik ve günde 8 saat ve haftada 5 gün çalışma koşulu ile 30,000 saat seçilir. Ayrıca tablo 14.3 den uygulama faktörü ise $K_a = 1.1$ seçilsin ve Şekil 14.13 den %90 güvenilirlik için $K_r = 1.0$ olarak alınır.

B noktasındaki rulmana gelen kuvvet daha fazla olduğundan rulman seçimi B noktasındaki rulman için yapılır.

$$C_{req} = F_e K_a \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} \quad \text{Burada } F_e = F_r \text{ dır.}$$

$$L = 350 \text{ rpm} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{saat}} \times 30000 \text{ saat} = \mathbf{630 \times 10^6 \text{ devir}}$$

$$C_{req} = F_e K_a \left(\frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3} = 1714.3(1.1) \left(\frac{630 \times 10^6}{(1.0)90 \times 10^6} \right)^{0.3} = \mathbf{3380,7 \text{ lb} = 15038 \text{ N}}$$

Tablo 14.2 kullanılarak delik çapı **65 mm** olan rulman seçilir. Bu değer kullanılarak Tablo 14.1 den **213** nolu rulman bu uygulamadaki her iki rulman için seçilmiş olur.