

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SIRA SABİT RULMANLI YATAKLARDA
SÜRTÜNME KAYBININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**ASLI UYSAL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONYA, 2006**

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SIRA SABİT RULMANLI YATAKLARDA SÜRTÜNME KAYBININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

ASLI UYSAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KONYA, 2006

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SIRA SABİT RULMANLI YATAKLARDA SÜRTÜNME KAYBININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

ASLI UYSAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez ... / ... / ... Tarihinde Aşağıdaki Jüri Tarafından Oybirliği İle Kabul Edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin İMREK

(Danışman)

Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

(Üye)

Yrd. Doç. Dr. YUSUF YILMAZ

(Üye)

ÖZET**Yüksek Lisans Tezi****TEK SIRA SABİT RULMANLI YATAKLARDA SÜRTÜNME KAYBININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ****Aslı UYSAL****Selçuk Üniversitesi****Fen Bilimleri Enstitüsü****Makina Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin İMREK****2005, ... Sayfa****Jüri: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR****Yrd. Doç. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU**

Yapılan bu tez çalışmasında, farklı sıklık değerlerinde yataklanan tek sıra sabit rulmanlardaki sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ve sıcaklık artışları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada deney numunesi olarak 6206 seri no lu rulmanlar kullanılmıştır. Deneyler bu çalışma için özel hazırlanmış deney setinde gerçekleştirilmiştir. Güç kaybı ölçümleri motordan çekilen akım değerinin tespitiyle yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri rulmanların dış bilezikleri üzerinden termokupul yardımıyla ölçülmüştür. Elde edilen değerlerle grafikler oluşturulmuştur. Alınan sonuçlara göre sıklık değerlerinin artmasıyla çekilen gücün ve rulman üzerindeki sıcaklığın arttığı gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yuvarlanmalı yataklar, yuvarlanmalı yataklarda sürtünme, yuvarlanmalı yataklarda sıcaklık.

ABSTRACT**MS Thesis****INVESTIGATION OF FRICTION LOSSES ON SINGLE ROW BALL
BEARINGS****Aslı UYSAL****Selçuk University****Graduate School of Natural and Applied Sciences****Mechanical Engineering Department****Supervisor: Assist. Prof. Dr. Hüseyin İMREK****2005, ... Pages****Jury: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR****Assist. Prof. Dr. Yusuf YILMAZ**

In this experimental study, friction losses in single row ball bearings mounted at different tolerances as well as temperature increases were examined. 6206 ball bearing was used as a test specimen. The tests were performed on a special test bench prepared for the purpose. Power loss measurements were determined through the recorded electric motor current values. Temperature measurements were taken on the bearing outer races with a help of a thermocouple. Graphs were plotted with the recorded test values. According to the test results, it has been observed that, power consumption and temperature rise increase with the increase in tightness values.

Key Words: Ball bearing, friction in rolling bearing, rolling bearing temperature.

TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sűresince bilgi ve tecrűbelerinden faydalandıđım, her aőamada bana yardımcı olan ve destek veren tez danıőmanın Sayın Yrd. Do. Dr. Hűseyin İMREK' e, projenin elektrik kısmında bana yardımcı olan űniversitemiz Elektrik Elektronik Műhendisliđi Bűlűmű Őđretim Elemanlarından Sayın Yrd. Doç. Dr. Musa AYDIN' a, Makine Műhendisliđi Bűlűmű Araőtırma Gűrevlilerinden Makine Yűk. Műh. Mehmet BAĐCI' ya, Makine Műhendisliđi Atűlyesi Teknik Gűrevlisi Halit Tutar'a teőekkűrlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
TABLolarIN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
3. TEORİK ESASLAR	4
3.1. Rulmanlar Hakkında Genel Bilgiler.....	4
3.1.1. Rulmanların yapısı	6
3.1.1.1. İç bilezik.....	6
3.1.1.2. Dış bilezik	7
3.1.1.3. Yuvarlanma elemanları.....	7
3.1.1.4. Kafes	7
3.1.1.5. Kapaklar	7
3.1.1.6. Kılavuz ringi.....	7
3.2. Rulmanlarda Kayıplar.....	8
3.2.1. Depolanma kayıpları	8
3.2.2. Montaj kayıpları.....	9
3.2.3. Rulmanlarda dönme hareketinden dolayı oluşan kayıplar	9

3.2.4. Aşırı yük ve yüksek mil hızının kayıplara etkisi	10
3.2.5. Sürtünmenin neden olduğu kayıplar	11
3.2.6. Yorulma ve plastik şekil değiştirme faktörünün neden olduğu kayıplar.	12
3.2.7. Titreşim ve yağlamaya bağlı kayıplar	12
3.3. Rulmanlarda Sürtünme	13
3.3.1. Yuvarlanmada elastik histerezis	13
3.3.2. Yuvarlama ve deformasyon.....	14
3.3.3. Yuvarlanma elemanı – bilezik temaslarındaki kayma sürtünmesi	15
3.3.3.1. Yuvarlanma hareketinden dolayı meydana gelen makro-kayma	15
3.3.3.2. Girokopik aksiyondan oluşan makro-kayma	16
3.3.3.3. Mikroslip.....	17
3.3.4. Viskoz direnci	20
3.3.5. Yatak kafesi ve bilezikleri arasındaki kayma	21
3.3.6. Yuvarlanma elemanları ve kafes cepleri arasındaki kayma	22
3.3.7. Makara uçları ve bilezik flanşları arasındaki kayma	23
3.3.8. Keçeler.....	24
3.4. Rulmanlı Yataklarda Yuvarlanma Elemanı – Bilezik Arasındaki Sürtünme	
Kuvvetleri Ve Momentleri	25
3.5. Rulmanlarda Ömür Hesabı	41
3.6. Montaj Prensipleri	48
3.6.1. Tolerans ve geçmeler	48
3.6.2. İmalat ve çalışma boşlukları	50
3.7. Rulmanlı Yatakların Bozulmasının Nedenleri	51
3.7.1. Pullanma	51

3.7.2. Çatlama.....	52
3.7.3. Çukurlaşmalar.....	53
3.7.4. Aşınma.....	54
3.7.5. Rulmanda Gelebilecek Diğer Bozulmalar.....	55
4. MATERYAL METOT.....	56
4.1. Deney Tesisatı.....	56
4.2. Deney Numuneleri.....	59
4.3. Deney Prosedürü.....	59
5. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR.....	61
6. SONUÇLAR.....	69
7. KAYNAKLAR.....	70

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

ŞEKİLLER	SAYFA
Şekil 3.1	Kuvvetin yönüne göre rulmanlı yataklar5
Şekil 3.2	Rulmanlarda yuvarlanma elemanları5
Şekil 3.3	Rulmanın ana elemanları 6
Şekil 3.4	Ters gerilmelere maruz kalan elastik malzemenin Histerezis dönüşümü 13
Şekil 3.5	Makara – bilezik teması 15
Şekil 3.6	Yuvarlanma yönüne dik, teğetsel bir yüke maruz kalan bilyanın sapma açısı 17
Şekil 3.7	Yüzey teğetsel gerilmesi altında yuvarlanma..... 18
Şekil 3.8	(a) Yüzey teğetsel geçişleri, (b) yüzey şekil değiştirmeleri, (c) kilit ve mikroslip bölgesi..... 19
Şekil 3.9	Radyal rulmanlı yatakta kilit ve mikro slip bölgesini gösteren bilya-bilezik arası temas elipsi 19
Şekil 3.10	Kayma çizgileri ve yuvarlanma noktasını gösteren temas yarı – elipsi.....21
Şekil 3.11	Kafes tipleri 22
Şekil 3.12	Küresel makaralı aksenal bir yatakta küre ucu makaraları ve flanş arasındaki temas tipleri ve basınç profilleri 24
Şekil 3.13	Eliptik temas yüzeyinde dS alanına etki eden sürtünme kuvveti ve kayma hızları 26
Şekil 3.14	Bir bilyaya etki eden giroskopik ve sürtünme momentleri 29
Şekil 3.15	Bir bilyaya etki eden merkezkaç, normal ve sürtünme kuvvetleri.30
Şekil 3.16	Eliptik temas yüzeyinde sıfır giroskopik ve dönme hareketi için çizilen kayma hızı dağılımı 31
Şekil 3.17	Eliptik temas yüzeyindeki kayma sürtünme kuvvetleri dağılımı ..33
Şekil 3.18	Bilyaya etki eden kuvvetler ve momentler 36
Şekil 3.19	Temas bölgeleri, yuvarlanma çizgileri ve kayma yönleri..... 37
Şekil 3.20	Yörünge/mil hız oranı vs. mil hızı..... 40

Şekil 3.21	Bilya hız vektörü pitch açısı vs. mil hızı.....	40
Şekil 3.22	Pullanma.....	52
Şekil 3.23	Bilezikteki çukurlaşma.....	53
Şekil 3.24	Bir bilezikteki aşınma	54
Şekil 4.1	Deney setinin şematik resmi	56
Şekil 4.2	Arom bağlantı.....	57
Şekil 4.3	Deney tesisatı	58
Şekil 4.4	Deneyleerde kullanılan kovanın teknik resmi.....	59
Şekil 5.1	1 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	61
Şekil 5.2	2 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	62
Şekil 5.3	3 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	62
Şekil 5.4	4 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	63
Şekil 5.5	5 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	63
Şekil 5.6	6 nolu numune için güç - zaman değişim grafiği	64
Şekil 5.7	5. dakika sonundaki güç değişim değerleri	64
Şekil 5.8	1 nolu numune için sıcaklık değişimi	65
Şekil 5.9	2 nolu numune için sıcaklık değişimi	65
Şekil 5.10	3 nolu numune için sıcaklık değişimi	66
Şekil 5.11	4 nolu numune için sıcaklık değişimi	66
Şekil 5.12	5 nolu numune için sıcaklık değişimi	67
Şekil 5.13	6 nolu numune için sıcaklık değişimi	67
Şekil 5.14	20. dakika sonundaki sıcaklık değerleri.....	68

TABLULARIN LİSTESİ

TABLULAR	SAYFA
Tablo 3.1 Makara ucu – flanş teması vs. geometri	24
Tablo 3.2 Temas elipslerindeki sıfır çizgilerin konumları	41
Tablo 3.3 Statik eşdeğer yük hesabı için	43
Tablo 3.4 Çeşitli makinelerde kullanılan rulmanlar için ömür değerleri	45
Tablo 3.5 Sıcaklık faktörü tablosu	46
Tablo 3.6 Statik emniyet sayısı	47
Tablo 4.1 Kovan ölçüleri	58

SİMGELER

D	Makara çapı, mm
d_i	Silindirik bilezik çapı, mm
Tan β	Bilyanın sapma açısı, °
ξ	Yağlayıcı ağırlığının yatak sınırlarındaki serbest hacme oranı
F_v	Viskoz direnç kuvveti, N
c_v	Direnç katsayısı
F_{CL}	Sürtünme kuvveti, N
M_s	Moment, N/mm ²
F	Yatağa gelen kuvvet, N
d	Mil çapı, mm
d_1	Kafesin ve bileziğin küçük çapı, mm
d_2	Kafesin ve bileziğin büyük çapı, mm
R_f	Flanş yüzeyin eğrilik yarıçapı, mm
R_{re}	Makara nem eğrilik yarıçapı, mm
μ	Sürtünme katsayısı
τ	Yüzey kesme gerilmesi, N/mm ²
σ	Normal gerilmesi, N/mm ²
v_y ve v_x	Kayma hızları, m/s
ω_s	Açısal hız, r/s
F_z	Bilya merkezkaç kuvveti, N
r'_o ve r'_i	Yuvarlanma yarıçapları, mm
C_o	Statik yük sayısı
C	Dinamik yük sayısı
P	Dinamik eşdeğer yük, N
X	Radyal faktör
Y	Eksenel faktör
F_r	Radyal kuvvet, N
F_e	Eksenel kuvvet, N
P_o	Statik eşdeğer yük, N

X_o	Radyal faktör
Y_o	Eksenel faktörü
F_{ro}	Radyal kuvvet, N
F_{eo}	Eksenel kuvvet, N
n	Devir sayısı, d/dak
L	Devir cinsinden rulman ömrü
L_h	Saat cinsinden ömür, h
f_o	Sıcaklık faktörü
t_1	Sıcaklık, °C

1. GİRİŞ

Her geçen gün gelişen teknolojiye paralel olarak rulman teknolojisinde de gelişmeler devam etmektedir. Bu gelişmeler sayesinde ise, rulmanların kullanım alanları yaygınlaşmakta, rulmanların çalışma şartlarını iyileştirmekte kayıpları azaltmakta ve daha fazla yük taşınabilmektedir. Birçok makinede vazgeçilmez olan bu makine elemanının çok fazla çeşidi bulunmaktadır. İmalatları esnasında en modern imalat yöntemleri ile yapılmaktadır ve yüksek kalitedeki malzemeler kullanılmaktadırlar.

Birçok mekanizmanın ana elemanı olan redüktörlerden, vantilatörlere; pompalardan takım tezgâhı millerine, otomobil sektöründe ve elektrik motorlarında kısaca endüstriyel alanda dönme fonksiyonu olan her mekanik ünite kullanılan rulmanlarda sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ekonomik açıdan önemli bir yer tutmaktadır.

Uzun bir kullanım ömrü elde edilebilmesi ve uygulanan yüklerin emniyetli bir şekilde taşınabilmeleri için uygun montajın yanında yine uygun çalışma şartlarının belirlenmesi hayati önem taşır. Bu çalışma da yapılan hatalı montaj esnasındaki sıkılıklardan kaynaklanan sürtünme güçleri ve sıcaklık değişimleri deneysel olarak tespit edilmeye çalışılacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Arslan ve ark. (2004), Sağlam ve kusurlu durumdaki yuvarlanmalı yatakların titreşimini incelemek üzere bir şaft rulman modeli geliştirilmiştir. Modelde şaft rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak kabul edilmiştir. Sistemin dinamik şartlar altında doğrusal olmayan bir davranış gösterdiği bilinmektedir. Buna göre şaft ve bilyeler için radyal yöndeki hareket denklemleri yapılan bilgisayar programı yardımıyla farklı ön yükler için eş zamanlı olarak çözülmüştür. Simülasyon programında bulunan sonuçlar zaman ve frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Ön yüklemenin artmasıyla bilyelerin daha uzun süre yüklü bölgede kaldığı ve daha fazla deformasyona uğradığı ve titreşim genliklerinin arttığı gösterilmiştir.

Bana ve ark.(1997), radyal yük altında çalışan rulmanlı yatakların ses karakteristiklerini nümerik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada rulmanlı yataklar sonsuz uzunlukta yağ filmi üzerindeki basınç dalgalanmaları tek ses kaynağı olarak kabul edilmiş ve yataktaki akustik enerji kayıpları ihmal edilerek analizin basitleştirilmesi sağlanmıştır. Ses karakteristiklerini belirlemek için rulmanlı yatak farklı çalışma şartlarında denenmiştir. Ayrıca çalışmada tasarım parametreleri olan yatağın temizliği yağın vizkozitesi, yatak sayısının sese etkileri de incelenmiştir. Bu çalışma sessiz çalışan rulmanlı yatakların tasarımına ışık tutmuştur.

Bolaersa ve ark. (2003), Yuvarlanmalı yatak elemanlarındaki aşınma titreşim ve akustik ölçme metotlarıyla belirlenmesi üzerinde çalışmışlardır. Yüksek frekanslı rezonans tekniği anlatılmış ve diğer akustik ölçme teknikleri olan ses basıncı, ses yoğunluğu ve akustik emisyonlarından bahsedilmiştir. Ayrıca yataklarda aşınmayı belirlemek için kullanılan son tekniklerden olan küçük dalga transform metodu ve otomatikleştirilmiş veri işlem metodu kullanılmıştır.

Külahlıoğlu (1999), bu çalışmada hibrid rulmanlar üzerinde durulmuştur. Hibrid rulmanların yuvarlanma elemanı seramik, bilezikleri ise çeliktir. Hibrid rulmanlar havacılık –uzay endüstrisi ve takım tezgâhlarında yaygın olarak

kullanılmaktadır. Yuvarlanma elemanı malzemesi çoğunlukla silikon nitrid tir. Silikon nitridin yoğunluğu ve sürtünme katsayısı düşük; sertliği yüksektir. Hibrid rulmanların ömürleri daha uzundur. Bu özelliklerden dolayı seramik esaslı rulmanların kullanım gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır.

Tandon ve ark. (1999), Bu çalışmada yuvarlanmalı yataklarda oluşan hasarların ses sinyalleriyle ölçümü üzerinde durulmuştur. Bu çalışmanın amacı bilyeli yataklarda titreşimden dolayı oluşan etkilerin incelenmesidir. Çalışma da sağlam durumdaki yataklar alınmış ve Gauss tipi sinyallerle dağılım gösterilmiştir. Yatak hasara uğradığında çukurcuklar meydana geldiğinde sinyaller bozulmakta ve dağılım değiştirmektedir. Periyodik etkilerden dolayı oluşan bu dağılım yatak elemanlarının çalışmasında süreksizlik etkisi yapmaktadır. Sinyallerin incelenmesi ve bant analizleri yatak güvenilirliğini arttırmıştır.

Shima ve ark. (1997), bu çalışmada bilyeli yatakların aşınma davranışlarının tasarıma etkisi incelenmiştir. Bilyalı yatakların tasarımı, nümerik ve deneysel analiz sonuçlarına göre ele alınmıştır. Deneylerde aşınmanın en aza indirgenmesine çalışılmıştır. İç eğrilik yarıçapının ve dış yatak yarıçapının çok az arttırılması izafi kaymayı azalttığı görülmüştür. Ayrıca teğetsel zorlama τ da azalmaktadır. Dolayısıyla aşınma azalmaktadır. Çünkü aşınma miktarı ile " τ ve δ " arasında iyi bir ilişki vardır.

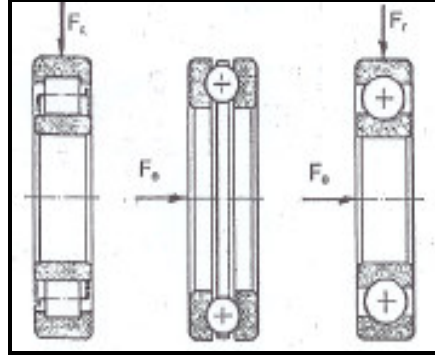
3. TEORİK ESASLAR

3.1. Rulmanlar Hakkında Genel Bilgiler

Günümüzde rulmanlı yataklar oldukça yaygın bir kullanım alanına sahiptir, rulmanlar en hassas makine elemanlarından birisidir. Hesaplanabilen uzun bir kullanım ömrü boyunca istenen yükü emniyetli bir şekilde taşıyabilmeleri için sertleştirilmiş iç ve dış bilezikler, yuvarlanma elemanları ve kafesten ibaret olan rulmanların doğru bir şekilde montajı ve bakımı hayati önem taşır.

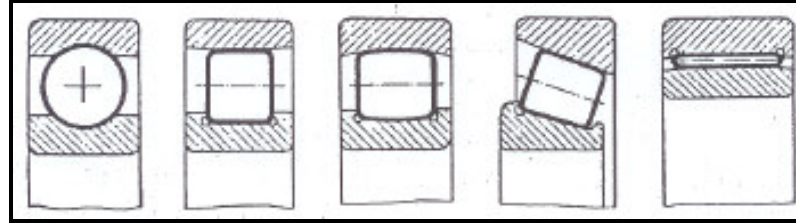
Mükemmel bir rulman mükemmel bir mekanizma oluştururlar. Endüstriyel alanda rotasyon fonksiyonu olan her mekanik üniteye rulmanlar kullanılır. Yani rulmanlar dönen her mekanizmanın ana elemanıdır. Rulmanların üretiminde genelde hammadde olarak 100 Cr 6 çeliği kullanılır. Ham rulman çeliği bilezik biçiminde ilk üretim aşamasına girer. Üretimin ilk aşamasında sıcak dövme ve soğuk ovalama işlemlerinden geçer. Sıcak dövme operasyonunda çubuk şeklindeki malzeme önce 1200 °C'ye kadar indüksiyonla ısıtılır ve yüksek hızlı özel sıcak dövme presinde bilezik çapına bağlı olarak 100 ton ile 320 ton arasında kuvvet uygulanarak parçalar şekillendirilir. Dövme bilezikler küreselleştirme tavlamasından geçirilerek yapısı homojen ve sertliği talaşlı işleme uygun hale getirilir. Belli çaplara kadar dövülmüş ısıl işlem görmüş bilezikler soğuk ovalama operasyonundan geçirilip şekillendirilir ve kalibre edilerek büyütülür. Bu operasyon esnasında malzeme yapısı kontrollü olarak deforme edilerek, bilezik boyunca homojen bir genişleme sağlanır ve malzeme yapısı belli oranda iyileştirilir.

Rulmanlar, yuvarlanma elemanının geometrisine göre; bilyalı, silindirik, makaralı, masuralı (fiçi makara), iğneli rulman olarak sınıflandırılırlar. İlettikleri kuvvetin yönüne göre de radyal, aksenal rulman olarak iki grupta incelenirler. Bazı yataklar da hem radyal hem de aksenal kuvvet iletmek mümkündür.(Rende,1999)



Şekil 3.1 Kuvvetin yönüne göre rulmanlı yataklar

Şekil 3.1' de rulmanlar üzerindeki kuvvetler gösterilmektedir. Şekilde sırasıyla radyal rulman, aksenal rulman ve hem radyal hemde aksenal yük taşıyan rulman verilmiştir. Şekil 3.2' de ise yuvarlanma elemanlarının tipleri görülmektedir. Bu şekilde sırayla bilyalı, makaralı, fiçı, konik, iğneli rulman tipleri verilmiştir.



Şekil 3.2 Rulmanlarda yuvarlanma elemanları

Şekil 3.2' de yuvarlanma elemanlarının tipleri görülmektedir. Şekilde sırayla bilyalı, makaralı, fiçı, konik ve iğneli rulman tipleri verilmiştir.

Hatasız montaj, doğru bakım ve kirliliğe karşı yeterli koruma koşulları yerine getirilince rulmanlarda aşınma meydana gelmez denilebilir. Yuvarlanma elemanlarıyla bilezikler arası yağ filmi kalınlığı 1μ dan küçüktür. Yağ filmi kalınlığı bir kaymalı yatakla karşılaştırıldığında yaklaşık 10 kat daha az olmasından dolayı rulmanların sönümlenme özelliği kaymalı yataklar kadar iyi değildir.(Akkurt ,1990)

3.1.1. Rulmanların yapısı

Rulman ana parçaları iç bilezik, dış bilezik, kafes, yuvarlanma elemanları ve sızdırmazlık kapağıdır. Rulmanların bazılarında ilave parçalar vardır. Kılavuz ringi oynak makaralı rulmanlarda kullanılan ilave parçaya örnektir.

Şekil 3.3' te rulman üzerinde bulunan ana parçalar görülmektedir.



Şekil 3.3 Rulmanın ana elemanları

3.1.1.1. İç bilezik

İç bilezik mil üzerine monte edilir ve birçok durumda dönen parçadır. İç bilezik deliği silindirik ve konik olabilir. Yuvarlanma yüzeyleri farklı formlardaki yuvarlanma elemanları ile beraber çalışırlar.

Yuvarlanma elemanları yüzeyleri, yuvarlanma elemanlarının tipine bağlı olarak; oynak, silindirik, konik olabilir.

3.1.1.2. Dış bilezik

Dış bilezik makinanın yuva kısmına monte edilir ve birçok durumda dönmez. Yuvarlanma yüzeyleri farklı formlardaki yuvarlanma elemanları ile beraber çalışırlar. Yuvarlanma elemanlarının yüzeyleri yuvarlanma elemanının tipine bağlı olarak; oynak, silindirik, konik olabilir.

3.1.1.3. Yuvarlanma elemanları

Yuvarlanma elemanları bilya, silindirik, makara, konik makara veya iğneli makara olabilir. Yuvarlanma elemanları iç bilezik ile dış bilezik yuvarlanma yüzeyleri arasında dönerler ve ince yağ filmi yoluyla rulman üzerinde yükü iletirler.

3.1.1.4. Kafes

Kafes, yuvarlanma elemanlarının çalışma esnasında iyi olmayan yağlama şartlarında bile birbirlerine temas etmesini önler. Kafes birçok rulman tipinde taşıma esnasında, yuvarlanma elemanlarını beraber tutmayı sağlar.

3.1.1.5. Kapaklar

Kapaklar veya keçeler rulman ömrünün uzun olması için gereklidir. Kapaklar rulmanları pislikten korur, kendisinden kapaklı rulmanların tercihi günden güne artmaktadır.

3.1.1.6. Kılavuz ringi

Kılavuz ringi kullanılmasının amacı; rulmanda yuvarlanma elemanlarına kılavuzluk yaparak mil ile paralel dönmesini sağlamak ve yükleri eşit dağıtmaktır.

3.2. Rulmanlarda Kayıplar

3.2.1. Depolama kayıpları

Rulmanların hassasiyetlerinin korunması depolanmadan başlar. Rulmanları kirden korozyondan koruyabilmek için orijinal ambalajlı olarak raflarda muhafaza etmek ve montajdan hemen önce paketlerinden çıkarmak en uygun yoldur.

Ambarlarda depolanan rulmanların raflarda duruş şekli bile kayıp için çok önemlidir. Üzerine gelecek herhangi bir rulmanın yük hassasiyetini bozmakta ve kullanım ömrü sistemde kullanılmadan azalmaktadır. Raflarda yatık durumda ve bileziklerin tüm yüzeyine yaslanacak şekilde dizilmesi gereklidir. Noktasal yükten kaçınılmalıdır. Rulmanlar paketlenirken korozyondan koruyan konzervasyon yağlarıyla yağlanmalıdır. Buna rağmen rulmanları uzun süre korozyondan koruyabilmek için ambar şartlarının uygunluğu kontrol edilmelidir. Bu konuda dikkat edilmesi gereken hususlar şu şekilde sıralanabilir.

- Sıcaklık +10 ila +25 C arasında tutulmalı; güneş ışığının doğrudan rulman veya rulman ambalajına gelmesi önlenmelidir.
- Havadaki nem oranı %60 'ı aşmamalıdır. Nem oranı %65 ten yukarı çıkarsa kısa vadede korozyon gözlenir.
- Raflar su ve kalorifer borularından uzak olmalıdır.
- Raflar yaş tahtadan yapılmış olmamalı rulmanlar soğuk duvar ve taş döşeme ile temas etmemelidir.
- Metallerde korozyona neden olabilecek her türlü kimyevi madde ve bilhassa asit, amonyak, klor ihtiva eden maddeler rulmanlarla aynı ambarda depolanmamalıdır.

3.2.2. Montaj kayıpları

Montaj için gerekli takım ve ölçme cihazları montaj yapılacak yere getirildikten ve montaj sırası kararlaştırıldıktan sonra rulman ambalajından çıkartılır. Rulman ambalajından çıkartıldıktan sonra çıplak elle değil de eldiven giyilerek tutulursa eldeki nemin sebep olacağı korozyon önlenmiş olur. Rulmanların hepsinin aynı metotla monte edilmesi mümkün değildir. Montajdan doğan kayıpları azaltmak için aşağıdaki hususlara dikkat etmek gerekir.

- Rulmana asla doğrudan çekiçle vurulmaz.
- Sıkı geçmeyle takılacak bilezik önce monte edilir.
- Montaj kuvveti daima bilezik üzerinden uygulanır.

Montajın kurallara uygun olması rulmanın sessiz ve düzgün çalışmasını sağlar. Aksi halde titreşimleri ve beraberinde kayıpları getirir.

3.2.3. Rulmanlarda dönme hareketinden dolayı oluşan kayıplar

Yüksek hızlar da çalışan rulmanlarda dönme esnasında oluşan merkezkaç kuvvet oldukça önemlidir. Merkezkaç kuvvetin etkisi ile rulmanın dış bileziğindeki yük artacak iç bileziğindeki yük ise azalacaktır. Özellikle eğik bilyalı rulmanlardaki yüksek hızdan kaynaklanan merkezkaç kuvvet etkisi ile dış ve iç bilezikteki eğim açılarında büyük değişimler olur.

Eğim açılarındaki değişim nedeniyle rulmanın hassasiyeti bozulur. Bu tür olumsuzlukları gidermek için çeşitli tasarımlar yapılır. Rulmanlarda bilyalar üzerindeki merkezkaç kuvvetini azaltmak için aşağıdaki önlemler alınabilir.

- Bilyalar küçültülür.
- Bilya malzemesi olarak daha düşük yoğunluktaki malzemeler seçilir.
- Her iki durum birlikte göz önüne alınır.

Bilya çapının küçültülmesi ile merkezkaç kuvvetini oluşturan en önemli etkenlerden biri olan kütle de azaltılır. Bunun sonucunda daha düşük merkezkaç kuvveti sağlanmış olacak ve rulmanın hassasiyeti korunmuş olacaktır. Bilyaların küçültülmesi ile taşınacak yük değerlerinde azalma olacaktır.

Tek sıralı bilyaların yerine iki sıralı bilyalar kullanılarak yük rahatlıkla taşınabilir. Rulmanlardaki bilyalar çelik yerine daha düşük yoğunluktaki seramikten yapılabilir.(Külahlıoğlu,2004)

3.2.4. Aşırı yük ve yüksek mil hızının kayıplara etkisi

Ağır yük ve yetersiz yağlama gibi aşırı şartlar altında çalışan rulmanların elemanlarında bazı yapısal değişimlerin elemanlar arası sertlik dengesini bozarak aşırı hasara yol açtığı görülmüştür.

Yapısal değişimler gerilme etkisi ile meydana gelmekte ve çatlak oluşumuna neden olmaktadır. Yüzey ve yüzey altında meydana gelen yapısal değişimler aşınma ve yuvarlanma yorulması mekanizmalarını hızlandırarak yataklarda kayıplara yani çalışma ömürlerinin kısılmasına sebep olmaktadır. Bunun için yapılan ısıtım işlemler doğru seçilmeli ve kontrollü yapılmalıdır.

3.2.5. Sürtünmenin neden olduğu kayıplar

Rulmanlarda meydana gelen sürtünme yuvarlanma hareketinden ziyade çok temas halinde bulunan malzemelerin elastik şekil değiştirmeleri, elastik histerizis kuvvetlerin şiddetleri ve doğrultuları, yuvarlanma elemanları ile kafes arasındaki sürtünme, yağ cinsi gibi etkenler tarafından tayin edilmektedir.

Yuvarlanma elemanları ile temas yüzeyleri arasındaki sürtünme sadece yuvarlanma sürtünmesi olmayıp yuvarlanma kayma sürtünmesidir. Ayrıca yuvarlanma elemanı yatağın merkezine ve kendi merkezine olmak üzere olmak üzere iki dönme hareketi yapmaktadır.

Görüldüğü gibi rulmanlarda sürtünme olayı çok karışıktır. Bu nedenle sürtünme kayıpları deney yoluyla tayin edilmektedir.

Metal – metal sürtünmesi rulman parçaları üzerinde yapısal değişimler meydana getirir. Buda aşınma ve yuvarlanma yorulması mekanizmalarını hızlandırır.

Rulmanların sürtünme mekanizmalarını şöyle sıralayabiliriz;

- Bilya ile yuvarlanma yolu arasındaki yuvarlanma direnci,
- Bilya ve kafes arasında ve aynı zamanda omuzlu bileziklerle yataklanmış masif kafesler arasındaki kaymalar,
- Yağın sıkıştırma direnci,
- Kapaklı rulmanlarda kapakların sürtünmesi

3.2.6. Yorulma ve plastik şekil değiştirme faktörünün neden olduğu kayıplar

Yuvarlanma elemanları ile hareket yüzeyleri arasındaki temas alanları çok küçük olduğundan bu yüzeylerde Hertz tipinde yüzey basınçları oluşmaktadır. Bu basınçların etkilerini rulmanlı yatakların döner ($n > 1$ dev/dak) ve sabit ($n < 1$ dev/dak) olma durumlarına göre iki gruba ayırmak mümkündür.

a. Döner rulmanlı yataklarda temas yüzeylerinde meydana gelen yüklemeler değişken tarzda hareket ise yuvarlanma şeklinde olduğundan gerek yuvarlanma elemanlarının gerek bileziklerin hareket yüzeylerinde yorulma aşınması meydana gelir. Yorulma aşınması zamana bağlı bir olaydır. Rulmanlı yatağın bileziklerinden birinde veya yuvarlanma elemanlarında yorulma aşınması meydana gelinceye kadar geçen süre o rulmanlı yatağın ömrünü temsil eder. Bu ömür yorulma aşınması meydana gelinceye kadar geçen süre içerisindeki toplam dönme sayısı veya toplam çalışma saati sayısı ile ifade edilir.

b. Sabit rulmanlı yatakların temas alanlarında bir plastik şekil değiştirme meydana gelmektedir. Yükün büyüklüğüne bağlı olan bu plastik şekil değiştirme $0,0001 \cdot d$ (d : yuvarlanma elemanının çapı) değerini aşma durumunda yatağın normal çalışmasını etkiler. Böylece sabit rulmanlı yatağın yükleme ve çalışma kapasitesi yani statik kapasitesi plastik şekil değiştirme tarafından tayin edilmektedir. (Akkurt,1990)

3.2.7. Titreşim ve yağlamaya bağlı kayıplar

Titreşim ve yağlama kontrol edilmezlerse özellikle yağlama sürtünme hallerinde büyük hasara ve kayıplara yol açar. Yağlama yağının ve rulmanların çalışma sıcaklıklarının uygulanan yük ve hız ile doğru orantılı yağ debisi ile de ters

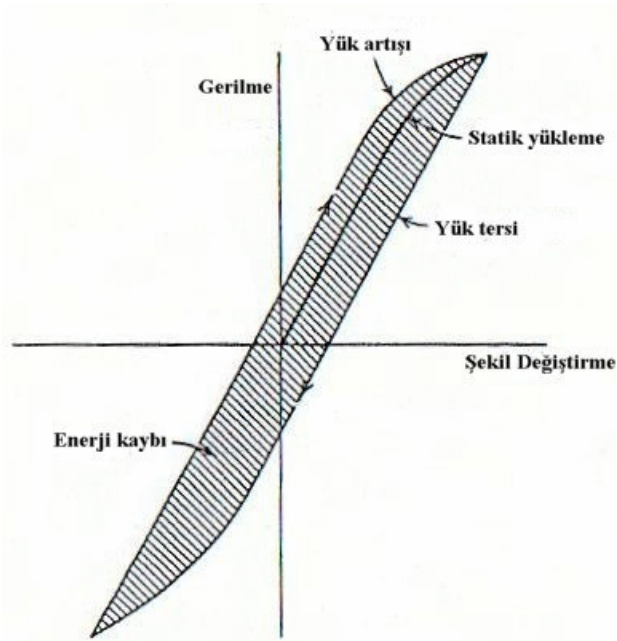
orantılı olduğu yapılan deneylerle ispatlanmıştır. Bilyaların dairesellik pürüzlülük form bozuklukları da titreşim meydana getirir buda istenmeyen bir durumdur.

3.3. Rulmanlarda Sürtünme

3.3.1. Yuvarlanmada elastik histerezis

Basma yüküne maruz bir yuvarlanma elemanı bilezik üzerinde hareket ederken, temas yüzeyinin ön kısmındaki malzeme, yani, yuvarlanma yönündeki malzeme, basmaya maruz kalır, hâlbuki temas yüzeyi gerisindeki malzeme gerilmeden kurtulmaktadır. Yükün azalması durumuna nazaran, yükün artması durumunda, oluşan gerilme daha küçük bir deformasyon oluşturur (Şekil 3.4).

Şekil 3.4 ' deki eğrilerin altındaki alana, histerezis döngüsü denmekte ve enerji kaybını temsil etmektedir (Bunu hesaplamak için, kuvvet çarpı gerilme sabiti ve deformasyon çarpı şekil-değiştirme sabiti koymak gerekir).



Şekil 3.4 Ters gerilmelere maruz kalan elastik malzemenin Histerezis dönüşümü

Genel olarak, elastik histerezisten dolayı oluşan sürtünme ve enerji kaybı rulmanlı yataklarda oluşan diğer sürtünme tipleri ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. Bazı araştırmacılar bunu, düz plakalar arasında yuvarlanan bilyalarla deneyler yaparak doğrulamıştır. Yapılan çalışmalarda, yaklaşık 356 N normal yük altında, kromlu çelik plakalar üzerinde yuvarlanan, 12.7 mm çapında kromlu çelik bilyalar için, 0.0001 gibi düşük yuvarlanma sürtünme katsayıları elde edilebilmiştir.

Ayrıca, yuvarlanma sürtünmenin, aşırı gerilme altında olan malzeme hacmine lineer bağımlılığını da ispatlanmıştır. Ayrıca, elastik histerezisin gerilme altındaki malzemeye ve temas alanındaki özgül yüke olan bağımlılığı da gösterilmiştir.

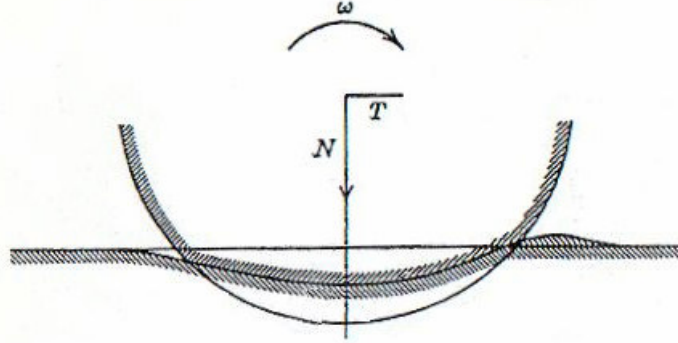
3.3.2. Yuvarlama ve deformasyon

Nominal olarak, rulmanlı yataklardaki bilyalar veya makaralar her temas yüzeyinde teğetsel düzleme dik olarak yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu nominal yükler sebebiyle, yuvarlanma elemanları ve bilezikler her temas noktasında deforme olmaktadır ve Hertz'e göre deformasyondan dolayı temasta olan cisimlerin çaplarının harmonik ortalamasına denk olan bir eğrilik yarıçapı oluşur. Buna göre, çapı D olan bir makara ve çapı d_i olan bir silindirik bileziğe takılan bir rulmanlı yatak için, temas yüzeyin eğrilik yarıçapı aşağıdaki ifade ile verilir:

$$R = \frac{d_i * D}{d_i + D} \dots\dots\dots(3.1)$$

Yukarıda sözü geçen deformasyondan dolayı ve makaranın bilezik üzerine yuvarlanma hareketinden dolayı (ki bu hareket yuvarlanma sürtünmesini yenmek için teğetsel bir kuvvete ihtiyacı vardır) bilezik malzemesi sıkıştırılır ve bu sayede temas

bölgenin önüne doğru bir şişkinlik oluşur. (Şekil 3.5). Buna bağlı olarak temas alanının arkasında da bir çökme oluşur. Böylece, şişkinliğin direnç kuvvetini yenecek ilave bir teğetsel kuvvete ihtiyaç vardır.



Şekil 3.5 Makara – bilezik teması

3.3.3. Yuvarlanma elemanı – bilezik temaslarındaki kayma sürtünmesi

3.3.3.1. Yuvarlanma hareketinden dolayı meydana gelen makro-kayma

Literatürlerden bilindiği gibi çoğu bilyalı ve makaralı yataklarda; kayma, yatağın makro veya temel iç geometrisinden dolayı meydana gelmektedir. Teorik olarak, eğer bir radyal silindirik makaralı yatağın aynı uzunlukta olan makaraları ve bilezikleri var ise, makaraları da sürtünmesiz flanşlar tarafından hassas bir şekilde yönlendiriliyor olsaydı ve çalışma esnasında yatakta herhangi bir eksen kaçıklığı olmasaydı bu durumda makara-bilezik temaslarında oluşan kayma olmazdı. Uygulamalarda, makaralar ve/veya bilezikler kenar yüklemelerden korunmak için muhafaza edilir ve uygulanan yük altında temas yüzeyi yatak dönme eksenine yuvarlanma temas noktası arasından geçen düzleminde kavisleşir. Tam yuvarlanma durumu temastaki elemanların izafi hareketleri olmadığı (yani yüzeylerin aynı hıza sahip oldukları durumda) ani merkezleriyle tanımlandığı için, radyal silindirik makaralı bir yatakta bile her biri temas alanının ana ekseninde sadece iki noktasında

ancak tam yuvarlanma söz konusu olabilmektedir. Diğer bütün noktalarda kayma oluşması lazımdır. Aslında rulmanlı yataklarda sürtünmenin ana kaynağı kaymadır.

Rulmanlı yatakların çoğu viskozitesi yüksek olan yağlayıcılarla yağlanır. Direkt olarak sıvı yağ şeklinde veya gres olarak kullanılır. Bazı rulmanlı yataklar viskozitesi hafif olan yağlayıcılarla bazıları ise Molybdenum disulfid (MoS_2) gibi kuru yağlayıcılarla yağlanır. İlk iki yağlama türlerinde, temas alanındaki kayma sürtünme katsayısı, (yani; kaymadan kaynaklanan kesme kuvvetinin yüzeyleri birbirine bastıran normal kuvvete oranı) genelde kuru tabaka (film) yağlamaya nazaran oldukça düşüktür. Yağ ve gresle yağlanan yataklar için temas alanındaki kayma sürtünmesi ve böylece bir cismin yüzeyindeki sürtünme, üç bileşenden oluştuğu literatürlerde gösterilmiştir. Bunlar; Newtonian akışkan yağlamadan kaynaklanan sürtünme, limit kesme durumundan kaynaklanan sürtünme ve yüzey pürüzlülüğünden kaynaklanan Coulomb sürtünmesidir. Tabaka parametresi üçten büyükse Coulomb sürtünmesi ortadan kalkar çünkü yüzey pürüzlülük tepeleri birbirine değmez.

3.3.3.2. Girokopik aksiyondan oluşan makro-kayma

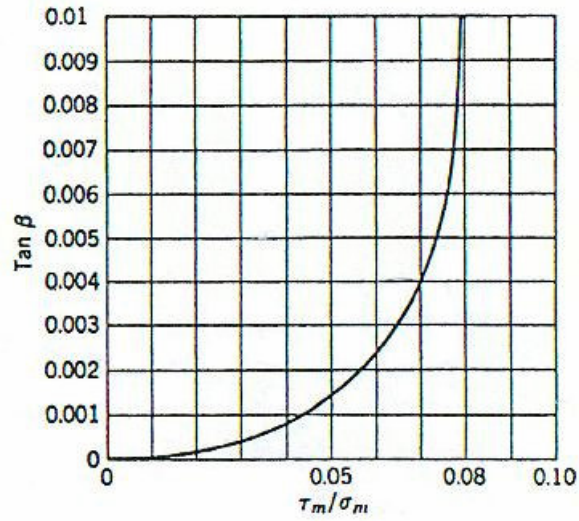
Biliyoruz ki açısız temaslı rulmanlı yataklarda, Girokopik momentler sayesinde yataktaki bilya hareketleri söz konusudur. Bu hareket, bilya-bilezik arasındaki eliptik temas alanlarının ana eksenleri boyunca tam kayma durumu oluşmasına neden olur. Bu konuda çalışan bir araştırmacı sürtünme katsayısının yeterince yüksek tutulması durumunda, (mesela 0.06–0.07), Girokopik hareketin engellenebildiğini düşünmüştür. Fakat bazı yerlerde, tam veya kısmi EHL rejimde çalışan yataklar için yağlayıcı tabaka kalınlıkları bilyalar ve bilezikler birbirinden ayıracak kadar yeterli olduğu ve yuvarlanma yönünde kayma hareketlerinin temas alanının üzerinde meydana geldiği gösterilmiştir. Ancak, ayırıcı bir yağlayıcı tabakası olduğu durumda Girokopik momentler, sürtünme kuvvetleri tarafından engellenir. Bu kuvvetlerin şiddeti Girokopik momentleri yönünde oluşan yağ tabakasının kesme oranlarına bağlıdır. Böylece, bilyanın Girokopik hareketi,

sürtünme katsayısının büyüklüğüne bağlı kalmaksızın oluşur. Ayrıca, Girooskopik hareket, kuru-tabaka yağlama durumunda çalışan rulmanlı yataklarda da söz konusu olabilir.

Diğer bir araştırmacı Girooskopik hareketi *creep* olarak adlandırmış ve yapmış olduğu deneylerde, teğetsel kuvvetin yönü yuvarlanma yönüne dik olduğunda, beta açısı, β , (yuvarlanma yönünden bilyanın sapmış olduğu açı) ortalama teğetsel gerilimin ortalama normal gerilime oranının bir fonksiyon olarak gösterilebileceğini ispatlamıştır. Şekil 3.6 yağlanmış yüzeyler için $2 \tau_m/\sigma_m$ oranı 0.08'e yaklaşırken *creep* in sonsuz olduğunu gösterir. Palmgren ayrıca, *creep* dolayısıyla, aralarında açı oluşturan (oluşan açı ne kadar küçük olsa olsun) iki yüzey arasında bir bilya asla yuvarlanmadan kalamayacağını tespit etmiştir. Bilya, yuvarlama esnasında, her zaman paralel olan yüzeyleri aramaktadır.

3.3.3.3. Mikroslip

Kauçuk üzerinde yuvarlanan elastik sert bir silindir için deneyler yapılırken Mikroslip'i gündeme getirilmiştir. Kauçuğun temas bölgesinde uzadığı için, silindir, eksenini etrafında bir dönmede kendi çevresinden kısa bir mesafede öne doğru yuvarlandığı görülmüştür. *Mikroslip* veya *creep* kavramının klasik gösterilişi iki boyutta geliştirilmiştir. Şekil 3.7' de gösterildiği gibi, bir lokomotif tekerinin hareketini ele almıştır. Silindirler arasındaki normal yükün temas alanı üzerine parabolik bir gerilim dağılımı oluşturduğu varsayılmıştır.

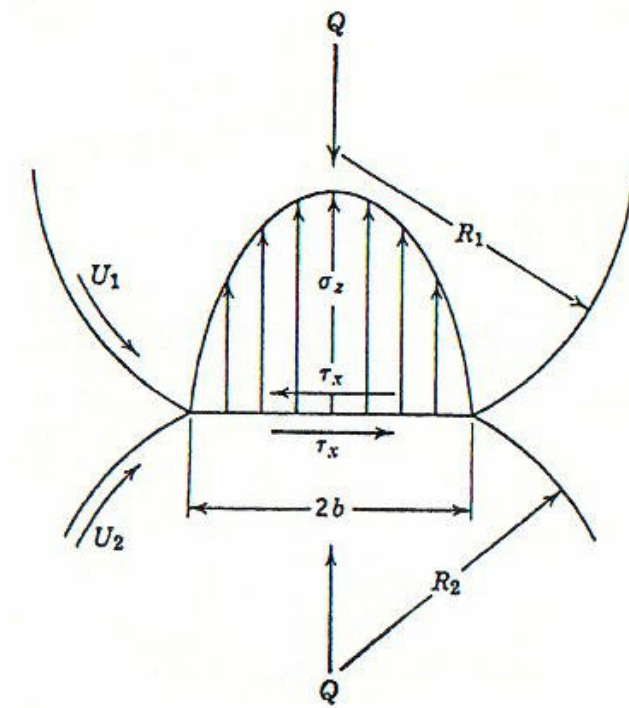


Şekil 3.6 Yuvarlanma yönüne dik, teğetsel bir yüke maruz kalan bilyanın sapma açısı

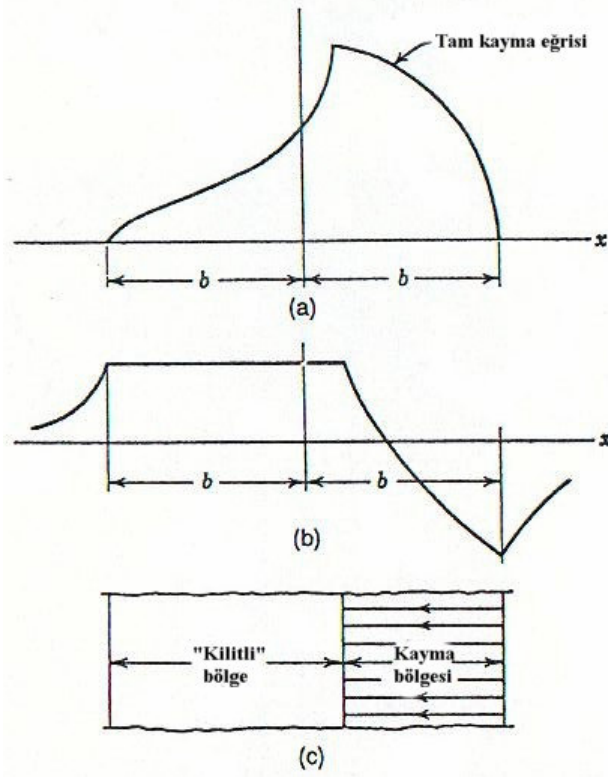
Şekil 3.7’ de görüldüğü gibi, temas yüzeyinde Hertz gerilim dağılımı üzerine teğetsel bir gerilim bindirilmiştir. Bu modelle, kayma olmayan “kilitli” bir bölgenin var olduğunu ve temas alanında izafi hareketin bir kayma bölgesinin de (ki bu bölge sadece yuvarlanmanın meydana geldiği bölge olarak kabul ediliyordu) bulunduğunu göstermiştir. İlave olarak, yuvarlamada “kilitli” bölgenin temas alanının ana kenarıyla çakıştığı tespit edilmiştir (Şekil 3.8).

Genel anlamda, “kilitli” bölge kavramı sadece sürtünme katsayısının çok yüksek olduğu durumlarda meydana gelebilir. Örneğin yağlanmamış yüzeylerde.

Dar bir kanal içerisinde yuvarlanan sert bir bilyanın sadece iki dar şerit üzerinde kaymadan yuvarlanabildiğini tespit edilmiştir. Ve yuvarlanma sürtünme formülü bulunmuştur (Şekil 3.9). Daha sonra her bir küçük alana iki boyutta analiz yapılmıştır.

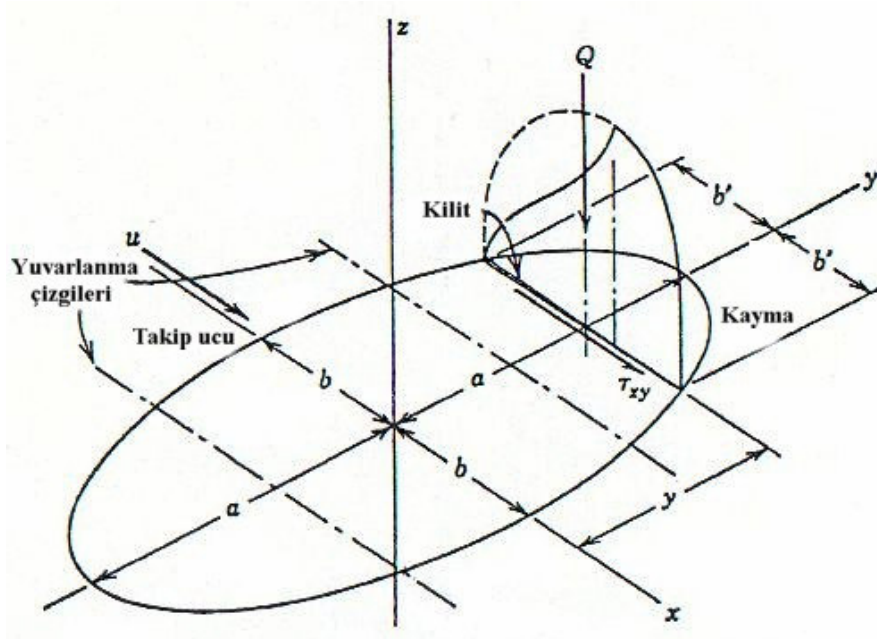


Şekil 3.7 Yüzey teğetsel gerilmesi altında yuvarlanma



Şekil 3.8 (a) Yüzey teğetsel geçişleri, (b) yüzey şekil değiştirmeleri, (c) kilit ve

mikroslip bölgesi



Şekil 3.9 Radyal rulmanlı yatakta kilit ve mikro slip bölgesini gösteren bilya-bilezik arası temas elipsi

Genelde, teğetsel elastik uyumunu kullanan Johnson analizi, Mikroslip yerine kaymayı ele alan Heathcote analizine nazaran daha düşük sürtünme katsayısı gösterir. Şekil 3.10 eliptik temas alanı içerisinde yaygın olarak kullanılan “kilitli” ve kayma bölgelerini gösterir. Daha sonraki çalışmalarda normal yükün yeterince büyük olması durumunda, elastik histerezisten dolayı oluşan sürtünme direnci genelde kaymadan kaynaklanan sürtünmeye nazaran daha düşük olduğu gösterilmiştir.

3.3.4. Viskoz direnci

Yörüngesel hızdan dolayı her bilya veya makara yatak gövdesi içerisinde yağlayıcı tarafından uygulanan viskoz direnç kuvvetini yenmelidir. Atmosfer tarafından uygulanan direnç önemsenmeyebilir. Ancak, yağlayıcının viskoz direnci yatak gövdesinde dağıtılan yağlayıcı miktarına bağlıdır. Böylece, gövde içerisinde etkili olan akışkan, etkili viskozitesi ve etkili özgül ağırlığı olan bir gaz-yağlayıcı

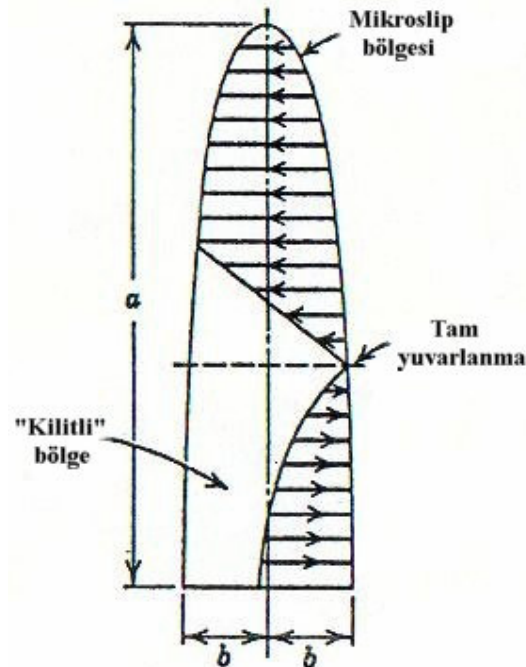
karışımıdır. Bir bilya' ya etki eden viskoz direnç kuvveti aşağıdaki denklemlerle yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$F_v = \frac{\pi * \xi * c_v * D^2 * (d_m * w_m)^{1,95}}{32 * g} \dots\dots\dots(3.2)$$

Burada; ξ yatak gövdesinde bulunan yağlayıcı ağırlığın yatak sınırları içerisindeki serbest hacme oranıdır. Aynı şekilde, dönme hareketini izleyen bir makara için aşağıdaki formül kullanılacaktır:

$$F_v = \frac{\xi * l * D * c_v * (d_m * w_m)^{1,95}}{16 * g} \dots\dots\dots(3.3)$$

Denklem 3.2 ve 3.3'teki direnç katsayıları, c_v , ilgili kaynaklardan bulunabilir.



Şekil 3.10 Kayma çizgileri ve yuvarlanma noktasını gösteren temas yarı-elipsi

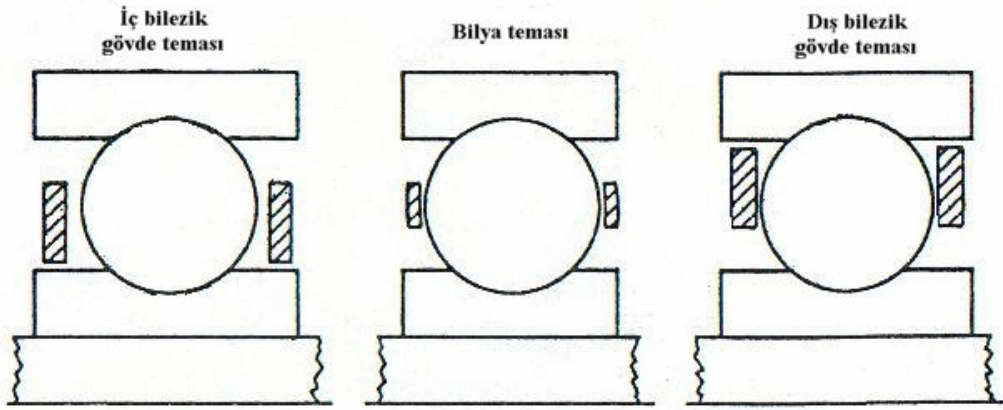
3.3.5. Yatak kafesi ve bilezikleri arasındaki kayma

Bilyalı ve makaralı yataklarda üç temel kafes türü kullanılmaktadır: (1) Bilyalı (BR) veya makaralı (RR), (2) İç bilezikli temas (IRLR) ve (3) Dış bilezikli temas (ORLR). Bunlar, şematik olarak şekil 3.11' de gösterilmiştir.

BR ve RR kafesleri oldukça ucuz bir şekilde imal edilmekte olup kritik uygulamalarda pek kullanılmaz. IRLR veya ORLR kafes seçeneği uygulamaya veya tasarımcının tercihinine bağlıdır. Bir IRLR kafesi; kafes raylı, iç bileziği ve yuvarlanma elemanları aralarındaki kuvvet tarafından hareketlenir. ORLR kafes hızı; kafes raylı/ dış bileziğin kenar direnç kuvveti tarafından düşürülür. Kafes raylı ve bilezik kenarı arasındaki direnç veya sürücü kuvvetin büyüklüğü, kafes/yuvarlanma elemanı arasındaki net yüklemeye, kafesin dönme ekseninden kaçıklığına ve kafesin temas olduğu bileziğe göre izafi hızına bağlıdır. Eğer, kafes/bilezik kenarındaki normal kuvvet büyük ise, sürtünme kuvveti, F_{CL} , yi bulmak için hidrodinamik kısa yatak teorisi uygulanabilir. Tam dengede olan bir kafes ve çok küçük kafes/yuvarlanma elemanı net yüklemeye için, Petroff kuralı uygulanabilir; mesela,

$$F_{CL} = \frac{\eta * \pi * w_{CR} * c_n * d_{CR} * (w_c - w_n)}{1 - (d_1 / d_2)} \quad \begin{matrix} c_0 = 1 \\ c_i = -1 \end{matrix} \dots\dots\dots(3.4)$$

Burada, d_2 kafesin ve bileziğin büyük çapı, d_1 ise küçük çapıdır.



Şekil 3.11 Kafes tipleri

3.3.6. Yuvarlanma elemanları ve kafes cepleri arasındaki kayma

Verilen bir *azimut* konum için, genelde yuvarlanma elemanı ile kafes cebi arasında etkili olan bir normal kuvvet olur. Yuvarlanma elemanının durumuna bağlı olarak bu kuvvet pozitif veya negatif olabilir. Yuvarlanma elemanında hiçbir normal kuvvetin olmaması da mümkündür; ancak bu pek alışılmış bir durum değildir. Yuvarlanma elemanı kendi eksenini etrafında döndüğü sürece, kafes hareketsizdir. Böylece, tam kayma yuvarlanma elemanı ile kafes cepleri arasında meydana gelir. Yüzeyler arasında ortaya çıkan sürtünme miktarı yuvarlanma elemanı-kafes arasındaki normal yüklemeye, yağlayıcı özelliklerine, yuvarlanma elemanının hızına ve kafes cep geometrisine bağlıdır.

Genel olarak, basitleştirilmiş elastohidrodinamik teorisinin uygulanmasıyla birlikte sürtünme kuvvetlerin analizi yeterli kılar.

3.3.7. Makara uçları ve bilezik flanşları arasındaki kayma

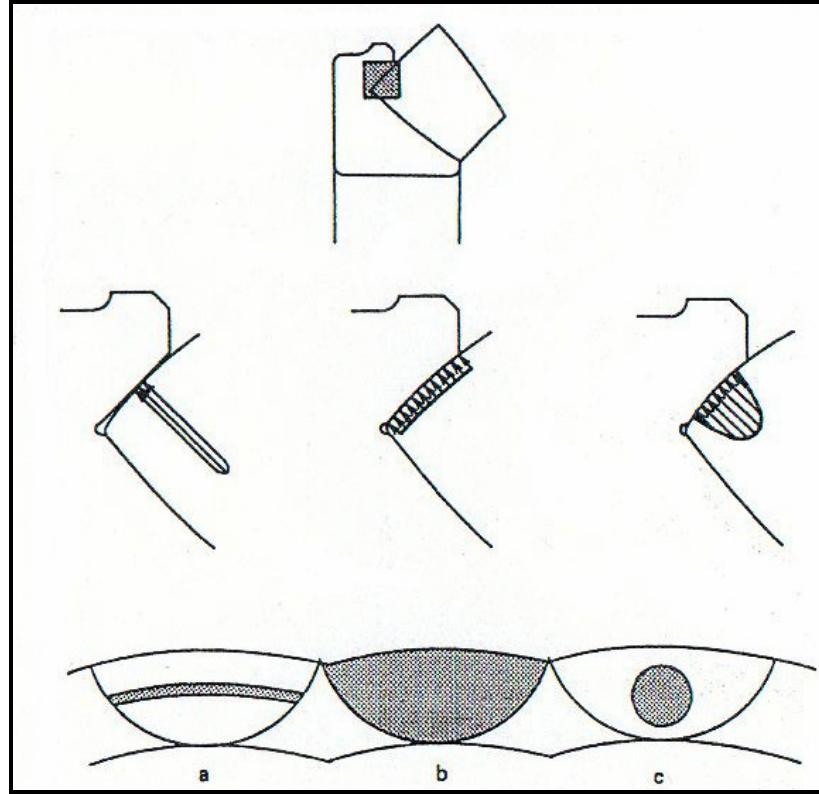
Bir konik makaralı yatakta ve asimetrik makaraları olan küresel makaralı bir yatakta, her zaman, makara uçları ve iç veya dış bilezik flanşı arasında yoğun temaslar meydana gelmektedir. Bu yoğun temasların nedeni makaraları flanşa karşı dönen elemanların hareketleridir. Ayrıca, bir radyal silindirik makaralı yatakta da hem makara uçlarında hem de iç ve dış bileziklerde aynı anda kaymalar meydana gelir ki bu yatıklar, etkili radyal kuvvetlerden ziyade her iki bilezigin iç ve dış flanşları olduğu için aksel kuvvetleri de taşıyabilmektedirler. Bu durumlarda, temas alanlarındaki kaymayı hesaplamak için flanşların ve makara uçlarının geometrisi önemli rol oynar.

Şekil 3.12' de görüldüğü gibi, makara ucu ile flanş temasının en genel durumu bir küresel makaralı aksel yatakta görünmektedir. Küresel uçları olan makaraların farklı temas tipleri ise tablo 3.1' de verilmiştir.

Bir araştırmacı noktasal temasla makara uçları ile flanşlar arasında optimum bir sürtünme karakteristiginin elde edildiğini göstermiştir. Aynı zamanda makara köşe yarıçapının düşmesinin aşınmayı artırdığı tespit edilmiştir. Artan makara ucu boşluğu ve l/D oranının da makara aşınmasını artırdığı artığı gözlenmiştir, fakat etkisi makara köşe yarıçapının düşmesinden daha düşüktür.

3.3.8. Keçeler

Bilyalı veya makaralı yatağın önemli parçası olan keçe, genelde, çelik veya plastik taşıyıcıyla kaplanan bir elastomerdir.



Şekil 3.12 Küresel makaralı aksenal bir yataкта küre ucu makaraları ve flanş arasındaki temas tipleri ve basınç profilleri

Tablo 3.1 Makara ucu – flanş teması vs. geometri

	Flanş Geometrisi	Temas Tipi
a	Konik bölge	Çizgi
b	Küresel bölge $R_f = R_{re}$	Tüm yüzey
c	Küresel bölge $R_f > R_{re}$	Nokta

R_f , flanş yüzeyin eğrilik yarıçapı; R_{re} , makara nem eğrilik yarıçapı.

Elastomerik keçe bilezik gövdesine veya bilezikte özel bir çıkıntıya yerleşir. Her iki durumda oluşan keçe sürtünmesi yataktaki diğer sürtünme türlerin toplamını aşmaktadır. Çoğu zaman, keçe sürtünme teknolojisi keçenin mekanik yapısına ve elastomerik özelliklerine bağlıdır.

3.4. Rulmanlı Yataklarda Yuvarlanma Elemanı – Bilezik Arasındaki Sürtünme Kuvvetleri Ve Momentleri

Şu ana kadar sürtünme kuvvetlerinin tespiti ile ilgili temas alanında ortaya çıkan kayma olayı sadece niteliksel olarak tartışılmıştır.

Her bilya üzerine gelen normal yük ve temas açılarının değerlendirmesiyle ilgili çalışmalarda temastaki sürtünme kuvvetleri hesaba katılmamıştır; sadece açısız temas ve eksenel yataklarda ortaya çıkan giroskopik momentlerin dengesinin önemi tartışılmıştır. Bilya-bilezik temasındaki sürtünme direncini oluşturan bileşenlerin etkisi kaymadır. Değişken olmasına rağmen analiz amaçları için bir sürtünme katsayısı kullanılabilir. Burada, aşağıda verilen denklemlerle hesaplanan sürtünme katsayısı sabit bir değer olarak varsayılmıştır.

$$\mu = \tau / \sigma \dots \dots \dots (3.5)$$

Burada, τ yüzey kesme gerilmesi ve σ normal gerilmesidir.

Bir rulmanlı yatağın eliptik bilya-bilezik temasında, şekil 3.13' de gösterildiği gibi küçük bir dS alanı düşünülürse; Bu alandaki normal gerilme aşağıdaki denklemlerle verilir:

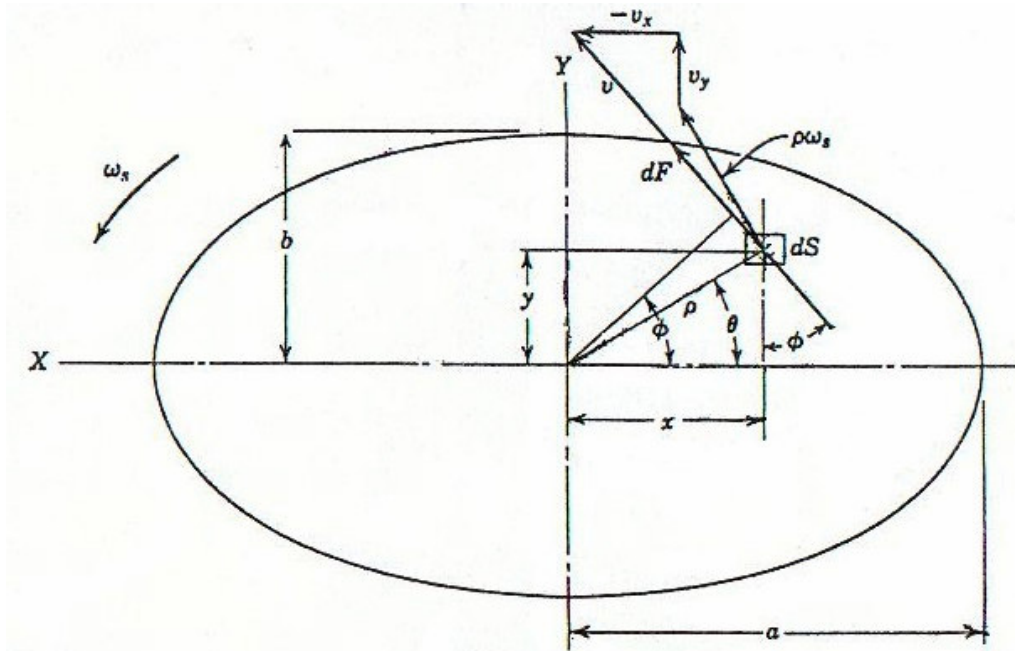
$$\sigma = \frac{3Q}{2\pi a b} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (3.6)$$

Kayma sürtünme katsayısına göre, μ , bu dS alanındaki sürtünme kuvveti aşağıdaki ifade ile verilir:

$$dF = \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} dS \dots\dots\dots(3.7)$$

Yukarıdaki denklemle (3.7) bulunan sürtünme kuvvetinin y ekseninde bir bileşeni vardır. ($dF_y = dF \cos \phi$); kaymadan dolayı y ekseninde oluşan toplam sürtünme kuvveti aşağıdaki ifade ile bulunur:

$$F_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \int_{-a}^{+a} \int_{-b[1-(x/a)^2]}^{+b[1-(x/a)^2]} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \cos \phi \cdot dy \cdot dx \dots\dots\dots(3.8)$$



Şekil 3.13 Eliptik temas yüzeyinde dS alanına etki eden sürtünme kuvveti ve kayma hızları

Aynı şekilde x eksenindeki sürtünme kuvveti, aşağıdaki denklemle verilir:

$$F_x = \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \int_{-a}^{+a} \int_{-b[1-(x/a)^2]}^{+b[1-(x/a)^2]} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \sin \phi \cdot dy \cdot dx \dots\dots\dots(3.9)$$

Diferansiyel sürtünme kuvveti, dF , temas elipsinin geometrik merkezinden çizilen yarıçapına dik olma koşulu olmayışından dolayı elips merkezine göre aşağıda verilen denklemdeki gibi bir moment oluşturmaktadır;

$$dM_s = \rho \cos(\phi - \theta) dF \dots\dots\dots(3.10)$$

veya

$$dM_s = (x^2 + y^2)^{1/2} \cos(\phi - \theta) dF \dots\dots\dots(3.11)$$

Burada,

$$\theta = \tan^{-1} \frac{y}{x} \dots\dots\dots(3.12)$$

Böylece, temas elipsin merkezine göre toplam sürtünme momenti aşağıdaki gibidir;

$$M_x = \frac{3 * \mu * Q}{2 * \pi * a * b} \int_{-a}^{+a} \int_{-b[1-(x/a)^2]}^{+b[1-(x/a)^2]} (x^2 + y^2)^{1/2} \times \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \cos(\phi - \theta) dy dx \dots(3.13)$$

İlave olarak, y' eksenine göre (şekil 3.13.) dF 'nin momenti aşağıda verilmiştir;

$$dM_y = \left\{ (R^2 - x^2)^{1/2} - (R^2 - a^2)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \right\} \sin \phi dF \dots\dots\dots(3.14)$$

Yukarıdaki denklemde (3.14), temas elipsi boyunca entegral alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir;

$$M_x = \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \int_{-a}^{+a} \int_{-b}^{+b} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \times \left\{ (R^2 - x^2)^{1/2} - (R^2 - a^2)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \right\} \sin(\phi - \theta) dy dx \quad \dots\dots\dots(3.15)$$

Benzer bir şekilde, x'z' düzleminde bulunan ve temas açısını tanımlayan çizgiye dik gelen ve bilya merkezinden geçen eksene göre alınan sürtünme momenti aşağıdaki ifade ile verilir;

$$M_R = \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \int_{-a}^{+a} \int_{-b}^{+b} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \times \left\{ (R^2 - x^2)^{1/2} - (R^2 - a^2)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \right\} \cos(\phi - \theta) dy dx \quad \dots\dots\dots(3.16)$$

Şekil 3.13'a bakıldığında dS dilim alanla birlikte v_y ve v_x kayma hızları ayrıca dış ve iç bilezik temas noktaları mevcuttur. Bununla birlikte, her temas noktası için ve ω_s bir açısal hızları ortaya çıkmaktadır. Bu açısal hızlar aşağıdaki formül yardımıyla bir Φ açısının bulunmasına yol açmaktadırlar.

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{\rho \omega_s \sin \theta - v_x}{\rho \omega_s \cos \theta + v_y} \quad \dots\dots\dots(3.17)$$

Böylece,

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{y * \omega_s * \sin \theta - v_x}{x * \omega_s * \cos \theta + v_y} \quad \dots\dots\dots(3.18)$$

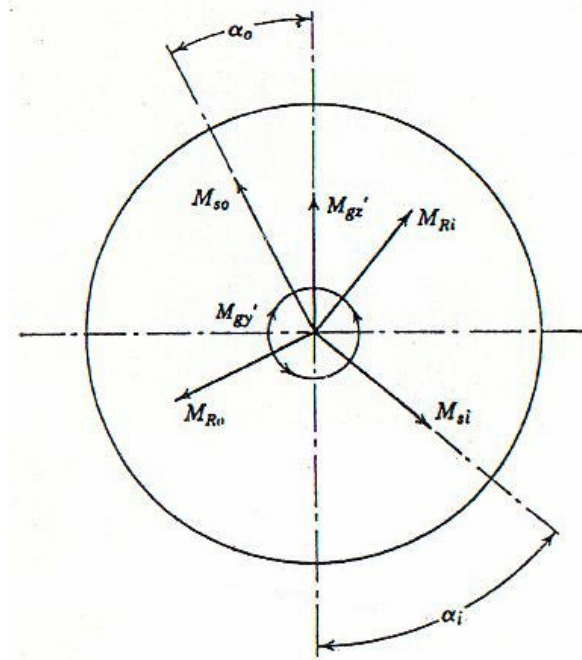
Bilyaya etki eden momentlerin, her ikisi, giroskopik ve sürtünme momenti şekil 3.14' de gösterilmiştir. Her yönde momentlerin toplamı sıfır olması gerektirdiği için aşağıdaki ifadeler elde edilir;

$$-M_{Ro} \sin \alpha_o + M_{So} \cos \alpha_o + M_Z + M_{Ri} \sin \alpha_i - M_{Si} \cos \alpha_i = 0 \dots\dots\dots(3.19)$$

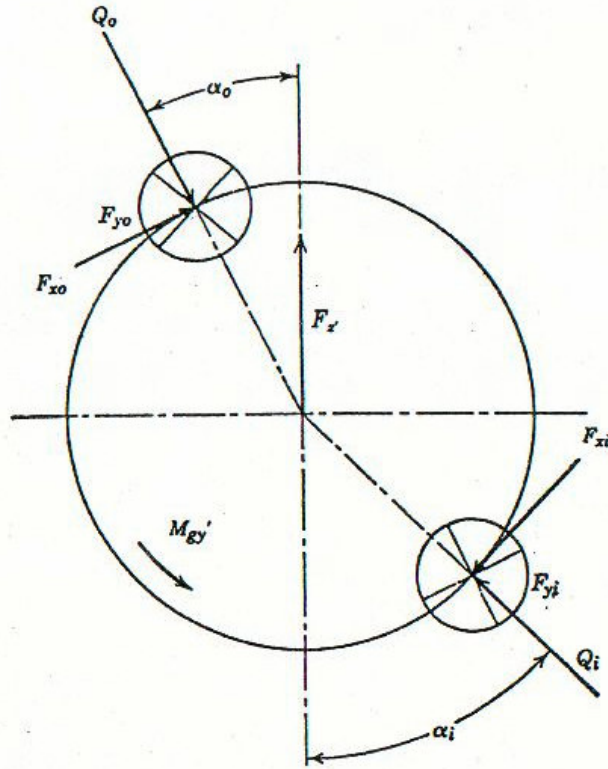
$$-M_{Ro} \cos \alpha_o + M_{So} \sin \alpha_o + M_{Ri} \cos \alpha_i - M_{Si} \sin \alpha_i = 0 \dots\dots\dots(3.20)$$

$$Mgy^1 - M_{yo} - M_{yi} = 0 \dots\dots\dots(3.21)$$

Bilyaya etki eden kuvvetler şekil 3.15' deki gibi gösterilebilir. F_z , bilya merkezkaç kuvvetidir.



Şekil 3.14 Bir bilyaya etki eden giroskopik ve sürtünme momentleri



Şekil 3.15 Bir bilyaya etki eden merkezkaç, normal ve sürtünme kuvvetleri

Not: F_{y0} ve F_{yi} kâğıt düzlemine dik olarak etki etmektedirler.

F_y ve F_x kuvvetleri sırasıyla 3,8 ve 3,8 denklemleriyle tanımlanır. Şekil 3.15' de görüldüğü gibi denklem 3.21 aşağıdaki şekli alabilir.

$$\frac{1}{2}D(F_{xi} + F_{xo}) - M = 0 \dots\dots\dots(3.22)$$

ve

$$F_{yi} + F_{yo} = 0 \dots\dots\dots(3.23)$$

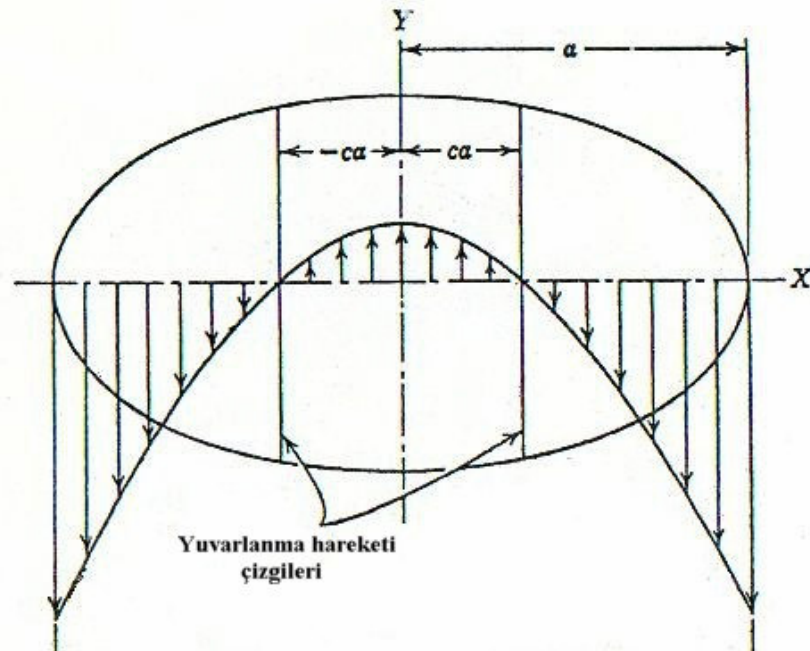
Ayrıca denklem 3.19 ve 3.20 birleştirildiğinde aşağıdaki denklem elde edilir;

$$-M_{ro}(\sin \alpha_o + \cos \alpha_o) + M_{so}(\cos \alpha_o - \sin \alpha_o) + M_{ri}(\sin \alpha_i + \cos \alpha_i) - M_{si}(\cos \alpha_i + \sin \alpha_i) + M_z = 0 \dots\dots\dots(3.24)$$

Bu noktada hızları oldukça düşük olan yataklar için varsayımlar yapılabilir; buna göre bilyanın giroskopik momenti ihmal edilebilir ve dış bilezik kontrolü yakınlaştırılır. Düşük hızlı yataklar için ikinci varsayım tam doğru olmasa da elde edilen hesaplamaların sonuçları araştırmacının bilya-bilezik temasındaki kayma bölgeleri ve temas noktalarındaki sürtünme miktarı hakkında niteliksel bir fikir ortaya koymasına müsaade eder.

Temas alanındaki sürtünme kuvvetleri ve momentlerini hesaplamak için yuvarlanma yarıçapların, r'_o ve r'_i , bulunması gerekir.

Temas alanındaki tam yuvarlanma en fazla iki noktada oluşabilir. Bir bilezik temasında dönme yoksa bu durumda, yuvarlanma yönüne paralel olan ve yukarıda bahsedilen tam yuvarlanma noktalarından geçen çizgilerin bütün noktaları kaymaksızın yuvarlanacaktır. Temas yüzeyinde, kayma hızı dağılımı şekil 3.16 ile gösterilir. Şekilde görüldüğü gibi tam yuvarlanma çizgileri $x = \pm ca$ noktasında bulunur. Sonra kaymadaki sürtünme kuvvetleri şekil 3.17' deki gibi dağılır.



Şekil 3.16 Eliptik temas yüzeyinde sıfır giroskopik ve dönme hareketi için çizilen kayma hızı dağılımı

Denklem 3.7 kullanarak bilezik temasında oluşan ve aynı zamanda yuvarlanma yönünde bulunan net kayma sürtünme kuvveti aşağıdaki ifade ile elde edilir;

$$F_x = \pm \frac{3 * \mu * Q}{\pi * a * b} \left\{ \int_0^{ca} \int_{-b[1-(x/a)^2]}^{+b[1-(x/a)^2]} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} dy dx \right. \\ \left. - \int_{ca}^a \int_{-b[1-(x/a)^2]}^{+b[1-(x/a)^2]} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} dy dx \right\} \dots\dots\dots(3.25)$$

Denklem 3.25'ün entegrali alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir;

$$F_y = \pm \mu Q (3c - c^3 - 1) \dots\dots\dots(3.26)$$

Böylece, verilen bir F_y değeri için (denklem 3.8'den), c değeri bulunabilir. Yuvarlanma dairesi aşağıdaki formüle elde edilebilir:

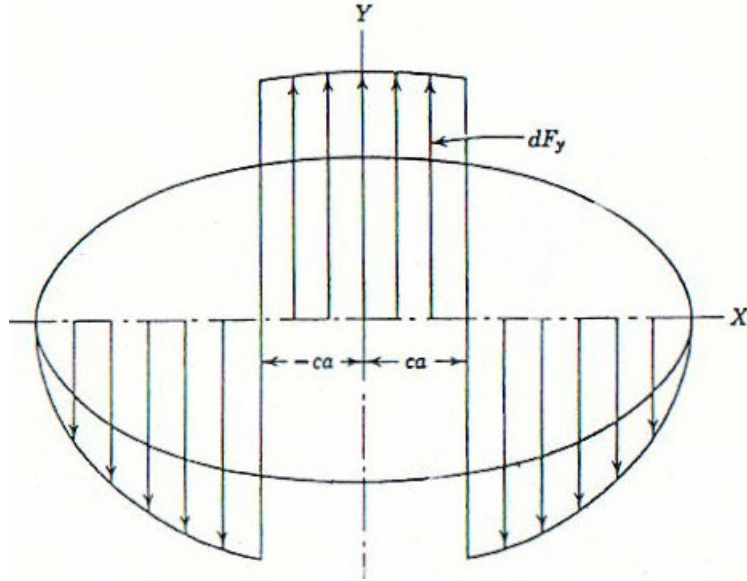
$$r^1 = \left[R^2 - (ca)^2 \right]^{1/2} - \left(R^2 - a^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \dots\dots\dots(3.27)$$

veya,

$$r^1 = R \left\{ \left[1 - \left(\frac{ca}{R} \right)^2 \right]^{1/2} - \left[1 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2R} \right)^2 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \dots\dots\dots(3.28)$$

Bilya merkezinden geçen U eksene göre alınan yuvarlanma momenti dM_R şöyledir;

$$dM_R = \left\{ \left(R^2 - x^2 \right)^{1/2} - \left(R^2 - a^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \right\} dF \dots\dots\dots(3.29)$$



Şekil 3.17 Eliptik temas yüzeyindeki kayma sürtünme kuvvetleri dağılımı

Denklem 3.29' un düzeltilip entegral ile ifade edilmesiyle aşağıdakiler elde edilir;

$$\begin{aligned}
 M_R = & \pm \frac{3\mu QR}{\pi ab} \\
 & \times \left(\int_0^{ca} \int_{-b(1-(x/a)^2)^{1/2}}^{-b(1-(x/a)^2)^{1/2}} \left\{ \left[1 - \left(\frac{x}{R} \right)^2 \right] - \left[1 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2R} \right)^2 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right] \right\} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} d_y d_x \right) \\
 & - \left(\int_0^{ca} \int_{-b(1-(x/a)^2)^{1/2}}^{-b(1-(x/a)^2)^{1/2}} \left\{ \left[1 - \left(\frac{x}{R} \right)^2 \right] - \left[1 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2R} \right)^2 - \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right] \right\} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} d_y d_x \right) \\
 & \dots\dots\dots(3.30)
 \end{aligned}$$

Verilen integrali düzenleyerek ve gereken düzenlemeler yapıldığında aşağıdaki denklem elde edilir;

$$\begin{aligned}
 M_R = & \pm \frac{3\mu QR}{4 \sin \Gamma_1} \\
 & \times \left(\sin 2\Gamma_2 - \frac{1}{2} \sin 2\Gamma_1 - \frac{(\sin 4\Gamma_1 - 2 \sin 4\Gamma_2)}{16 \sin^2 \Gamma_1} + (\Gamma_1 - \Gamma_2) \left(\frac{1}{4 \sin^2 \Gamma_1} - 1 \right) \right) \dots\dots\dots(3.31) \\
 & \times \left(-\frac{1}{2} \left\{ \sin 2\Gamma_1 - 2 \sin \Gamma_1 \left[\left(\frac{D}{2R} \right)^2 - \sin^2 \Gamma_1 \right] \right\} (3c - c^3 - 1) \right)
 \end{aligned}$$

Burada;

$$\sin \Gamma_1 = \frac{a}{R} \dots\dots\dots(3.32)$$

$$\sin \Gamma_2 = \frac{ca}{R} \dots\dots\dots(3.33)$$

Şu anda, r'_o ve r'_i değerlerini hesaplamak mümkündür; Bunun için izlenecek adımlar şunlardır:

1. $r'_o = r'_i = r$ olarak kabul edilir ve merkezkaç kuvvet, F_c 'i, hesaplanır.

ω_m / ω hesaplanır. F_c ve ω_m / ω hesaplamasında taksimat çapı değişken olduğu anlaşılır ve aşağıdaki ifade ile tanımlanır;

$$d_{mj} = d_m + 2 * \{[(f_0 - 0,5) * D + \delta_{0j}] * \cos \alpha_{0j} - (f_0 - 0,5) * D * \cos \alpha^0\} \dots\dots\dots(3.34)$$

2. (3.8) denkleminde F_{yi} , (3.13) denkleminde M_{si} , ve (3.16) denkleminde M_{Ri} hesaplanır. (3.8) denklemi yardımıyla Φ açısı hesaplanır. $\beta = 0$ olduğu durumda, ilgili denklemlerden v_{xi} ve v_{yi} hızları hesaplanır. Genelde, bu hesaplamaları tamamlamak için nümerik entegrasyonlar gerekir.

3. F_{yi} 'i bulduktan sonra, (3.23) denklemiyle $F_{yo} = -F_{yi}$ olarak hesaplanır. Sonra, (3.26) denklemiyle c 'yi bulunur. Eğer $x = 0$ noktasındaki v_{yo} pozitif ise, (3.26) denkleminde üst işareti kullanılır.

4. c 'yi bulduktan sonra, (3.24) denkleminde, $M'_z = 0$ iken, M_{so} 'i hesaplanır.

5. Gerçekleştirilmesi gereken son aşama ise, her bilya konumundaki giriş torku ile çıkış torkunun eşit olmalarını sağlamaktır. Böylece;

$$M_{R0} \frac{\left(\frac{d_m}{2} + r_0' \cos \alpha_0 \right)}{r_0'} + M_{so} \sin \alpha_o + M_{Ri} * \frac{\left(\frac{d_m}{2} - r_i' \cos \alpha_i \right)}{r_i'} - M_{si} \sin \alpha_i = 0 \dots (3.35)$$

Eğer yukarıdaki denklem eksik kalırsa, yeni bir c_i değeri, yani r_i' varsayıp kullanılır ve denklem (3.35) tamamlanana kadar işlem tekrarlanır.

Bilya'ya göre bileziğin hareketi temas alanı merkezine dik eksen etrafında sadece dönme ise, diğer bütün izafi yüzey hızları sıfır olmak kaydıyla, (3.13) denkleminde bulunan dönme momentinin değeri ($\Phi = \theta$ için), aşağıdaki formülle verilir;

$$M_s = \frac{3 * \mu * Q * a * \xi}{8} \dots \dots \dots (3.36)$$

Burada; ξ , $[1 - (b/a)^2]^{1/2}$ modülü olan ikinci tipi komple bir eliptik entegralidir. Dış bilezik kontrolü konusunda, hem yuvarlanma hem de dönme hareketi için (3.24) denkleminde hesaplanan M_{so} , sadece dönme için (3.36) denkleminde hesaplanan M_s 'ye göre daha düşüktür.

Bilya-bilezik temaslarda Coulomb sürtünmesiyle çalışan aksenal yüklü açılmalı temaslı rulmanlı yatak için daha genel bir çözüm elde edilmiştir. Burada, bilyaya etki eden kuvvetler ve momentler şekil 3.18' te gösterilmiştir.

y' eksene göre oluşan giroskopik hareket ihmal edilir ve temas elipsi iki veya üç kayma bölgesine ayrılır şekil 3.19. Bu şekilde göre, bilezik temasları için aşağıdaki denklem verilir;

$$F_{y_n} = 2 * \mu * a_n * b_n * c_n * \left(\int_{-1}^{T_{n1} \sqrt{1-q^2}} \int_{-1} \sigma_n * dt * dq - \int_{T_{n1}}^{T_{n2}} \int_0^{\sqrt{1-q^2}} \sigma_n * dt * dq + \int_{T_{n2}}^1 \int_0^{\sqrt{1-q^2}} \sigma_n * dt * dq \right) \dots \dots \dots (3.37)$$

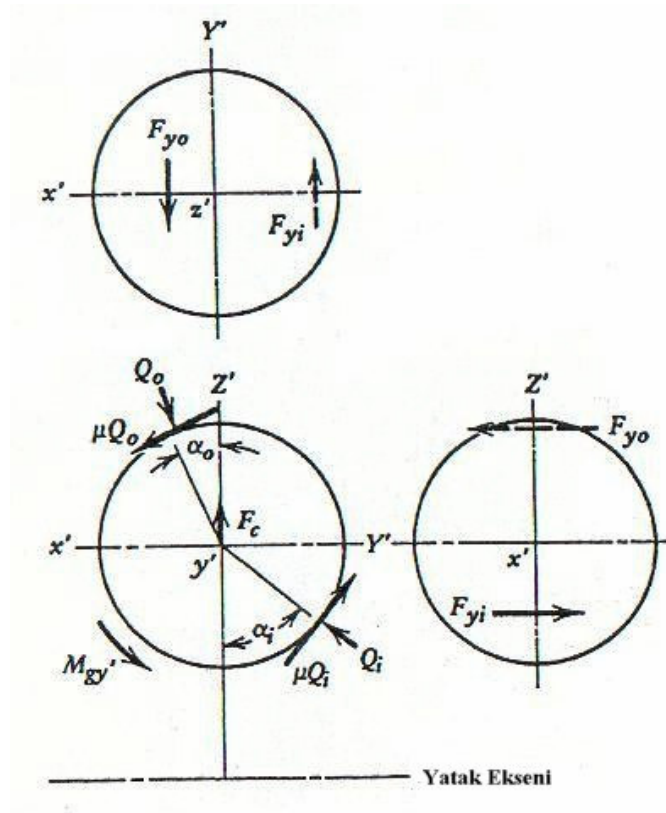
Burada,

$q = x' / a_n$, $t = y' / b_n$, T_{n1} ve T_{n2} yuvarlama çizgilerini tanımlar, n ise, iç veya dış bilya ile bilezik arasındaki teması ifade eder. Yani; $n = 0$ veya $n = i$ ve temas elipsinin her noktasındaki basınç, σ_n , aşağıdaki denklemle verilir.

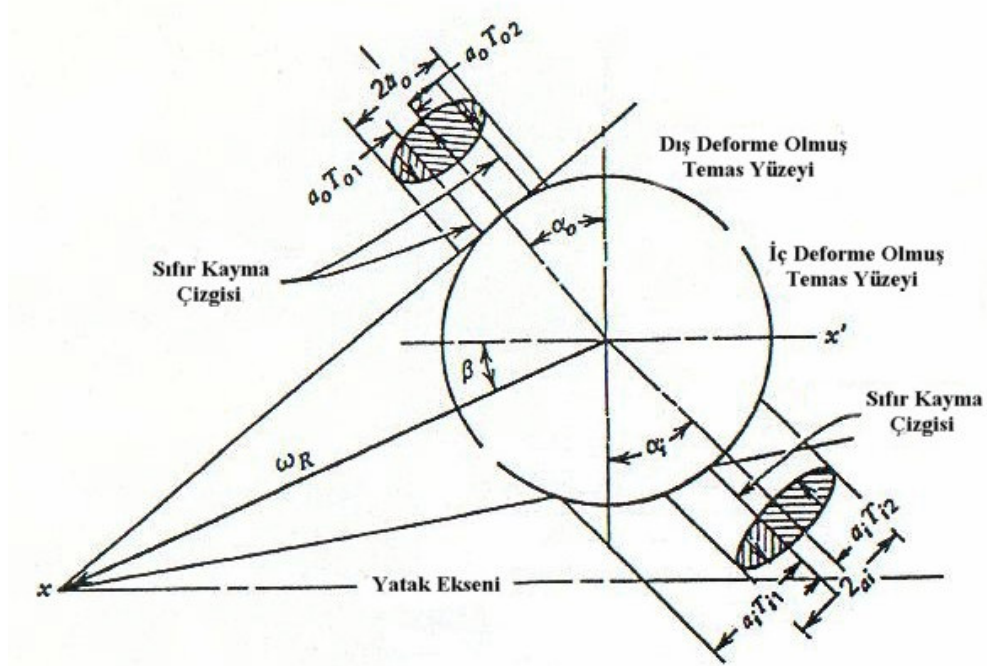
$$\sigma_n = \frac{3 * Q_n}{2 * \pi * a_n * b_n} (1 - q^2 - t^2)^{1/2} \dots \dots \dots (3.38)$$

(3.38) denklemi (3.37) denklemine konursa ve entegrali alınırsa aşağıdaki elde edilir;

$$F_{y_n} = 3 * \mu * Q_n * c_n * \left[\frac{2}{3} + \sum_{k=1}^{k=2} c_k * T_{nk} \left(1 - \frac{T_{nk}^2}{3} \right) \right] \quad n=0,i \quad \begin{matrix} c_0 = 1; c_i = -1 \\ c_1 = 1; c_2 = -1 \end{matrix} \dots \dots \dots (3.39)$$



Şekil 3.18 Bilyaya etki eden kuvvetler ve momentler



Şekil 3.19 Temas bölgeleri, yuvarlanma çizgileri ve kayma yönleri

Bilya merkezinden iç ve dış bilya-bilezik temas bölgelerindeki noktalara kadar uzanan yarıçap, r_n , i tanımlamak için, sürtünme momentlerden elde edilen denklemler aşağıda verilmiştir;

$$M_{x_n} = 2 * \mu * a_n * b_n * c_n \left[\int_{-1}^{T_{n1}\sqrt{1-q^2}} \int_0^{T_{n1}\sqrt{1-q^2}} \sigma_n * r_n * \cos(\alpha_n + \theta_n) * dt * dq - \int_{T_{n1}}^{T_{n2}\sqrt{1-q^2}} \int_0^{T_{n2}\sqrt{1-q^2}} \sigma_n * r_n * \cos(\alpha_n + \theta_n) dt * dq \right] + \int_{T_{n2}}^1 \int_0^{\sqrt{1-q^2}} \sigma_n * r_n * \cos(\alpha_n + \theta_n) * dt * dq \quad n=0,i \quad c_o = 1; c_i = -1 \dots \dots \dots (3.40)$$

Burada, $\sin \theta_n = x' / r_n$. Trigonometrik benzerliği kullanarak;

$$\cos(\alpha_n + \theta_n) = \cos \alpha_n \cos \theta_n - \sin \alpha_n \sin \theta_n \dots \dots \dots (3.41)$$

yazılır.

θ_n Küçük olduğuna göre $\theta_n \rightarrow 1$, ve entegreli alındığında;

$$M_{x_n} = 3 * \mu * Q_n * D * c_n \times \left\{ \frac{2}{3} \cos \alpha_n + \sum_{k=1}^{k=2} c_k T_{nk} \right. \\ \left. \times \left[\left(1 - \frac{T_{nk}^2}{3} \right) \cos \alpha_n - \frac{\alpha_n * T_{nk}}{D} \left(1 - \frac{T_{nk}^2}{2} \right) \sin \alpha_n \right] \right\} \quad \begin{array}{l} n = 0, i; c_0 = 1; c_i = -1 \\ k = 1, 2; c_1 = 1; c_2 = -1 \dots\dots(3.42) \end{array}$$

bulunur.

Benzer şekilde;

$$M_{z_n} = 3 * \mu * Q_n * D * c_n \times \left\{ \frac{2}{3} \sin \alpha_n + \sum_{k=1}^{k=2} c_k T_{nk} \right. \\ \left. \times \left[\left(1 - \frac{T_{nk}^2}{3} \right) \sin \alpha_n - \frac{\alpha_n * T_{nk}}{D} \left(1 - \frac{T_{nk}^2}{2} \right) \cos \alpha_n \right] \right\} \quad \begin{array}{l} n = 0, i; c_0 = 1; c_i = -1 \\ k = 1, 2; c_1 = 1; c_2 = -1 \dots\dots(3.43) \end{array}$$

yazılır.

Şekil 3.18' i kullanarak dört bilya konumu denklemleriyle birlikte x', y' ve z' eksenlerine göre dört kuvvet ve moment durum denkleştirilmesi gerektiğini gösterir. Bu sekiz denklemin, iki konum değişken, iki temas deformasyonu, yatak aksenal kaçıklığı ve ω_m, ω_x ve ω_z hızları için çözülmesi gerekir. Bu durumda, sekiz denklem ve sekiz bilinmeyen mevcuttur; fakat üç yuvarlanma çizgisi, T_{nk} , (Şekil 3.19), ω_m, ω_x ve ω_z hızlarının fonksiyonudurlar. İstenen ilişkiyi kurmak için deforme olmuş yüzeylerin ana eksenleri, aşağıdaki formülle verilen büyük dairelerin eğrileri olarak kabul edilir;

$$(x'_n - X_n)^2 + (z'_n - Z)^2 - (\xi_n * D)^2 = 0 \dots\dots\dots(3.44)$$

Burada;

$$\xi = 2 * f / (2 * f + 1) \text{ ve } f = r / D$$

Daire merkezinden bilya merkezi kaçıklığı, aşağıdaki koordinatla verilir;

$$X = \frac{D}{2} \left[(4 * \xi_n^2 - k_n^2)^{1/2} - (1 - k_n^2)^{1/2} \right] \sin \alpha_n \dots\dots\dots(3.45)$$

$$Z = \frac{D}{2} \left[(4 * \xi_n^2 - k_n^2)^{1/2} \right] \cos \alpha_n \dots\dots\dots(3.46)$$

Burada;

$k_n = 2 * a_n / D$. Sıfır kayma hızı aşağıdaki denklemlerden elde edilir;

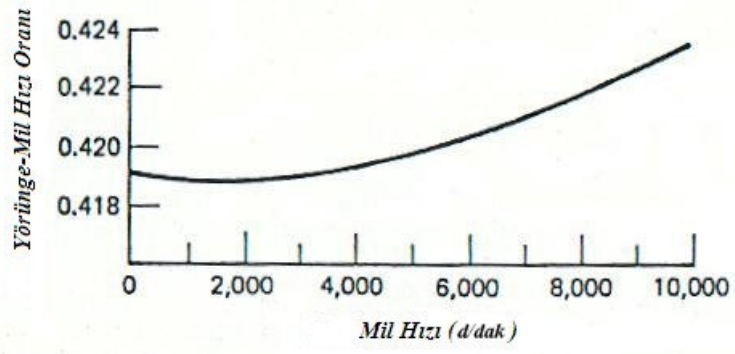
$$(\Omega_o - \omega_m) \left(\frac{d_m}{2} + z' \right) + \omega_x \cdot z' + \omega_z \cdot x' = 0 \dots\dots\dots(3.47)$$

$$(\omega_m - \Omega_i) \left(\frac{d_m}{2} + z' \right) + \omega_x \cdot z' + \omega_z \cdot x' = 0 \dots\dots\dots(3.48)$$

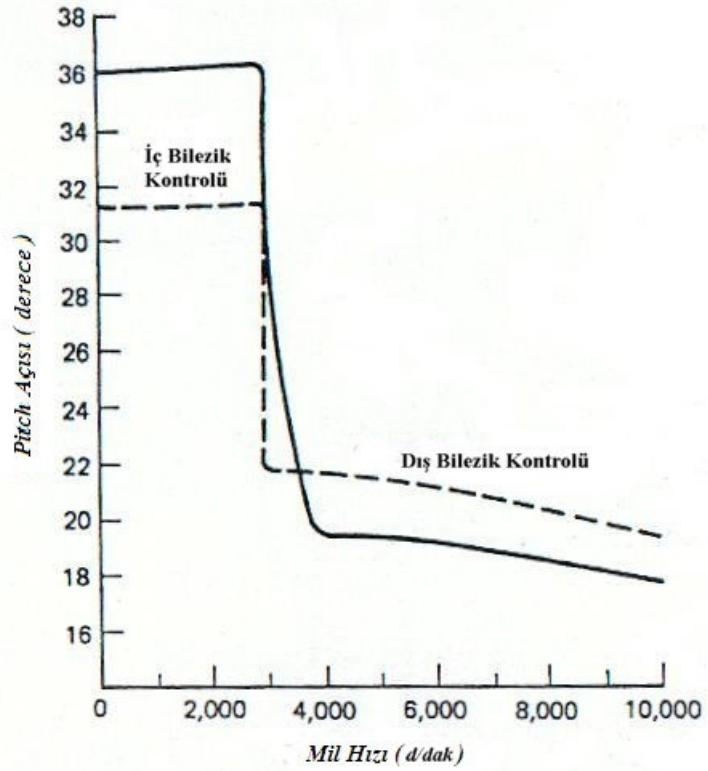
(3.44), (3.47) ve(3.48) denklemleri birlikte çözülebilir ve deforme olmuş yüzey dairesinde, kayma hızı sıfır olan x'_{nk} , z'_{nk} konumları elde edilebilir. Ayrıca, aşağıdaki ifade yazılabilir;

$$T_{nk} = \frac{1}{\alpha_n} \left(x_{nk}^{\prime 2} + z_{nk}^{\prime 2} \right)^{1/2} \sin \left[\frac{\pi}{2} - \alpha_n - \tan^{-1} \left(\frac{z'_{nk}}{x'_{nk}} \right) \right] \quad k = 1, 2 \dots\dots\dots(3.49)$$

Bir araştırmacı önceki metodu kullanarak, imkânsız görünen “iç bilezik kontrol olayı”nı ispatlayabilmiştir. Üstelik “kuru tabaka” yağlama durumunda çalışan yataklarla bunu başarmıştır. Ayrıca, eksenel yüklü açılı-temas bilyalı bir yatakta hız geçiş noktası gerçekleşme eğilimi gösterir. Burada, yatakta yük dengesi oluşturabilmek için bilyanın radikal sapma hızı *pitch* açısı, β , oluşmalıdır (Şekil 3.19, 3.20 ve 3.21). İlave olarak, tablo 3.2 bu örnek için, iç ve dış temas elipsindeki yuvarlanma çizgilerin karşı konumlarını gösterir.(Harris,2001)



Şekil 3.20 Yörünge/mil hız oranı vs. mil hızı



Şekil 3.21 Bilya hız vektörü pitch açısı vs. mil hızı

Tablo 3.2 Temas elipslerindeki sıfır çizgilerin konumları

Mil Hızı	Dış Bilezik		İç Bilezik	
	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂
1000	0.0001	-	-0.00605	0.92123
1500	0.00183	-	-0.00672	0.92376
2000	0.00129	-	-0.00537	0.93140
2500	0.00047	-	-0.00353	0.94272
3000	-	0.02975	0.02975	-
3500	-	-0.00156	-	-0.00190
4000	-0.95339	0.00156	-	0.00052
4500	-0.93237	0.00376	-	0.00064
5000	-0.91449	0.00627	-	0.00077
5500	-0.89730	0.01055	-	-0.00039

3.5. Rulmanlarda Ömür Hesabı

Rulmanlarda hesaplamaları boyuta ve yüke bağlı olarak istenilen ömre uygun olan yatağın belirlenmesi şeklindedir. Bu hesabın yapılabilmesi için statik yük sayısı ve dinamik yük sayısı deyimlerinin tanımlanması gerekir.

Statik yük sayısı C_0 ; bilezik yuvasında en çok zorlanan noktada, yuvarlanma elemanının çapının 10^{-4} katı kalıcı deformasyon oluşturan yüküdür. Bu deformasyon, yatağın işlevini kaybettirmeyen ve üretici firmanın verdiği deformasyon sınırındadır.

Dinamik yük sayısı C ; yatakların %90'ının 10^6 devir süresince dayandığı yüküdür. Her yatağın dinamik ve statik yük sayısı üretici firma kataloglarda verilir.

Rulmanlar yapılarına göre radyal kuvvet, aksel kuvvet veya her ikisi birden taşırlar. Hem radyal hem aksel yük taşıyan rulmanların ömrünü hesaplayabilmek için, bu yük kombinasyonunun yatak malzemesini yormasına eşdeğer bir malzeme yoğunluğuna neden olabilecek eşdeğer yatak yükü P belirlenir.

Dinamik eşdeğer yük;

$$P = X * F_r + Y * F_e \dots\dots\dots(3.50)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Burada ; X : Radyal faktör,
 Y : Eksenel faktör
 F_r : Radyal kuvveti
 F_e : Eksenel kuvveti temsil eder.

Radyal faktör X, eksenel faktör Y rulmanın cinsine, eksenel kuvvetin radyal kuvvete oranına bağlıdır ve değeri rulman kataloglarında verilir.

Rulmanlar dönmedikleri, çok küçük salınım hareketleri yaptıkları hallerde de büyük yük taşımak veya darbelere karşı koymak durumunda olabilirler. Bu durumlarda yatağa gelen yük hem radyal hem de eksenel yöndeysen dinamik eşdeğer yüke benzer şekilde statik eşdeğer yük hesaplanmalıdır.

Statik eşdeğer yük;

$$P_o = X_o * F_{ro} + Y_o * F_{eo} \dots\dots\dots(3.51)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Burada ; X_o : Radyal faktörü,
 Y_o : Eksenel faktörü
 F_{ro} : Radyal kuvvet
 F_{eo} : Eksenel kuvvettir.

Çok kullanılan yatak türleri için X_o ve Y_o değerleri tablo 3.3' de verilmiştir.

Tablo 3.3 Statik eşdeğer yük hesabı için

YATAK CİNSİ	FAKTÖR	
	X ₀	Y ₀
Sabit Bilyalı Rulman	0.6	0.5
Eğik Bilyalı Rulman 7200 °C 7300 °C	0.5	0.47
7200 7300	0.5	0.33
7200B 7300B	0.5	0.26
Konik Makaralı Rulman		
30203	0.5	1.04
30204	0.5	0.95
30205-30208	0.5	0.88
30209-30213	0.5	0.82
30214-30222	0.5	0.79
30224-30228	0.5	0.77
30230	0.5	0.72
30302-30303	0.5	1.16
30304-30305	0.5	1.08
30306-30307	0.5	1.04
30308-30324	0.5	0.95
30300D(30305D-30314D)	0.5	0.41
32206-32208	0.5	0.88
32209-32213	0.5	0.82
32214-32224	0.5	0.79
32304-32305	0.5	1.08
32306-32307	0.5	1.04
32308-32324	0.5	0.95

Dinamik yük altında çalışan bir rulmanın ömrünü 10^6 devir cinsinden hesaplamak gerekirse;

Bilyalı yataklarda;

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots(3.52)$$

ifadesi kullanılır. Bu ifade de;

C: Dinamik yük sayısı

P: Eşdeğer yük

L: 10^6 devir cinsinden ömürdür.

Silindir, fıçı, konik, iğneli, makaralı rulmanlar ise aşağıdaki denklem kullanılır.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots(3.53)$$

Görülüyor ki yatağa gelen yük dinamik yük sayısından küçük ise yatağın ömrü 10^6 devirden fazladır.

Dinamik yük altında çalışan bir rulmanın ömrü saat cinsinden hesaplanmak istenirse;

Bilyalı yataklarda;

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots(3.54)$$

Silindir, fıçı, koni, iğneli, makaralı yataklarda

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots(3.55)$$

denklemleriyle hesaplanır.

n : Devir sayısı

C : Dinamik yük sayısı

P : Eşdeğer yük

L_h : Saat cinsinden ömürdür.

Çeşitli kullanım alanları için rulman ömrü tablo 3.4' de verilmiştir.

Tablo 3.4 Çeşitli makinelerde kullanılan rulmanlar için ömür değerleri

Çalıştığı Yer	Ortalama Ömür (h)
Elektrikli ev gereçleri	1000...2000
Küçük vantilatörler	2000...4000
Orta boy elektrik motorları	10000...15000
Sabit büyük elektrik motorları	20000...30000
Zirai makineler	3000...6000
Küçük motosikletler	600...1200
Otomobiller	1000...2000
Küçük yük kaldırıncıları	5000...10000
Takım tezgâhları	20000
Maden ocağı vantilatörleri	40000...60000

İşletme sıcaklığı 120 °C nin üstüne çıkarsa rulmanın yük taşıma kabiliyetinde azalma olur. Bu durumda dinamik yük sayısı aynı alınmaz, sıcaklığa bağlı olarak f_o sıcaklık faktörü tablo 3.5' e göre modifiye edilir.

$$C_{\text{mod}} = f_o * C \dots\dots\dots(3.56)$$

C : Dinamik yük sayısı

f_o : Sıcaklık faktörü

Tablo 3.5 Sıcaklık faktörü tablosu

Yatak sıcaklığı (°C)	Sıcaklık faktörü (f_o)
150	1
200	0,9
250	0,75
300	0,6

Yüksek sıcaklıklarda kullanılacak rulmanların özellikle bu sıcaklıklara uygun biçimde özel yöntemlerde stabilize edilmiş özel rulmanlar olması gerekir.

Statik yük altında çalışan rulmanlarda ise statik eşdeğer yük sayısı ile statik yük sayısı arasında ki oranın deneyimlerden elde edilen statik emniyet sayısı s_o ' dan küçük olması istenir. Makina elemanlarının mukavemet hesaplarında alıştığımızın aksine burada $s_o > 1$ olma zorunluluğu yoktur. Rulman türü ve işletme şartlarına göre rulman kataloglarında tavsiye edilen statik emniyet sayısı s_o değeri tablo 3.6' dan alınabilir.

Tablo 3.6 Statik emniyet sayısı

İşletme Şartı	Dönen Yataklar İstenen Düzgün Dönme Yüzeyi							
	Düşük		Normal		Yüksek		Çok yüksek	
	Bilyalı	Makaralı	Bilyalı	Makaralı	Bilyalı	Makaralı	Bilyalı	Makaralı
Sakin ve sarsıntısız	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Şiddetli darbeli	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3,0	≥ 2,0	≥ 4,0	≥ 1,0	≥ 2,0

Yapılan incelemelerde devir sayısı ve etkiyen kuvvetlerin zamana göre değişmediği varsayılmıştır. Ancak pek çok durumda hem devir sayısı hem de yatağa etkiyen kuvvetler değişir. Bu değişimler belirli bir kuralı izlemeyip düzensiz ise eşdeğer yük ve eşdeğer hıza gereksinim vardır.

Eğer değişimler periyodik ise veya belirli bir kurala bağlıysa yükün ve devir sayısının eşdeğerini bulabilmek için kullanılan yöntemlerden yararlanılabilir.

Motorların krank millerinde yataklara gelen yük min. ve max. iki değer arasında değişir. Bu ve benzeri hallerde eşdeğer yük;

$$P = \frac{P_{\min} + 2 * P_{\max}}{3} \dots\dots\dots(3.57)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

Devir sayısı sabit kalarak yatağa t_1 zamanı boyunca P_1 kuvveti t_2 zamanı boyunca P_2 kuvveti geliyorsa eşdeğer yük;

$$P = \left(\frac{P_1^3 * t_1 + P_2^3 * t_2 + \dots + P_n^3 * t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (3.58)$$

denklemlerle eğer bu arada devir sayıları da değişiyorsa eşdeğer yük;

$$P = \left(\frac{P_1^3 * t_1 * n_1 + P_2^3 * t_2 * n_2 + \dots + P_n^3 * t_n * n_n}{t_1 * n_1 + t_2 * n_2 + \dots + t_n * n_n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (3.59)$$

eşitliğinden yararlanılarak elde edilir ve rulman ömrü yüke göre bulunur.(Akkurt,1990)

3.6. Montaj Prensipleri

3.6.1.Tolerans ve geçmeler

İç bilezik ile mil ve dış bilezik ile gövdedeki yuva arasındaki geçme durumları, yatağın çalışmasını önemli ölçüde etkiler. Geçmeler çok sıkı seçilirse, deformasyondan dolayı iç bileziğin büyümesi ve dış bileziğin küçülmesi yataktaki boşluğu tamamen kaldırarak bir kasıntı meydana getirir. Geçmelerin yeterli sıklıkta seçilmemesi halinde ise iç bilezik ile mil arasında “fretting korozyon” denilen ve mili tahrip eden korozyon aşınması meydana gelir. Bu nedenle, geçmelerin yatağın iyi çalışmasını sağlayacak şekilde seçilmesi, konstrüktörün başlıca görevlerinden biridir.

Yükün tatbik şekline göre tavsiye edilen toleranslar mil ve yuva için tablolarda verilir.

Bu tablolarda dikkati çeken husus, yükün büyüklüğü ve doğrultusunun, çevre yükü ve nokta yükü olarak tanımlanmış olmasıdır. Çevre yükü bir dönme sırasında rulmanın bileziklerinden herhangi birinin tüm çevresine bir defada yüklendiği durumu ifade eder. Bu durumlar bilezik döner, yük sabit veya bilezik sabit, yük döner hallerine karşılık gelir. Nokta yükü, yükün daima bileziğin aynı noktasına yöneldiğini belirtir; bu da bilezik ve yükün sabit olduğu halde gerçekleşir. Dolayısıyla, bilezik döner ve yük sabit veya bilezik sabit yük döner hallerinde o bilezikteki yükleme çevre yükü, bilezik sabit yük sabit olduğu halde nokta yükü olarak kabul edilmelidir. Bu gruplara girmeyen durumlar belirsiz yük olarak tanımlanır.

Tablolarda toleransların üst (A_u) ve alt (A_a) sınırlarının yanı sıra geçmenin maksimum, minimum ve ortalama değerleri de verilmiştir. Bunların yanı sıra (hB) ile ifade edilen iç bileziğin delik çapının toleransları da gösterilmiştir. Örneğin 60 mm çapında bir mil üzerinde k 5 toleransı ile takılmış bir rulman için, mil toleransının üst sınırı $15 \mu m$, alt sınırı $+2 \mu m$; iç bileziğin toleransının üst sınırı 0, alt sınır $-15 \mu m$; maksimum sıklık $30 \mu m$, minimum sıklık $2 \mu m$, muhtemel sıklık $21 \mu m$ dir. Muhtemel sıklık maksimum sıklığın yaklaşık olarak üçte ikisidir.

Mile ait toleranslar, devir sayısını içeren n, d_m faktörüne bağlı olarak da seçilebilir.

Bu göre;

$$n d_m \leq 8000000 \text{ için } j5 (j4),$$

$$n d_m \leq 1500000 \text{ için } k5 (k4),$$

$$n d_m \leq 1500000 \text{ için } m5 (m4),$$

toleransları tavsiye edilir. Burada $d_m = 0,5 (D+d)$ dir.

Buna karşılık yuvanın toleransları yüke göre belirlenir. Bu hususta;

Normal yük (vites kutularında olduğu gibi) için K6 (K5),

Dengesizlikten gelen büyük yükler için M6 (M5),

Tam olarak belirlenemeyen yükler için N6 (N5),

toleransları öngörülür.(Akkurt,1990)

3.6.2. İmalat ve çalışma boşlukları

Rulmanlı yataklar belirli bir radyal iç boşluğu ile imal edilmektedirler. Çalışma ve montaj koşullarına göre belirlenen C_x ile simgelenen bu boşlukların değerleri rulman kataloglarında verilmektedir.

Radyal boşluğa bağlı olan bir aksel boşluk mevcuttur. Yatakların mil üzerine ve gövde ki yuvaya geçirilmesinden dolayı gerek iç bileziğin genişlemesi gerek dış bileziğin büzülmesi ile sıcaklıktan dolayı oluşan ısıl genişleme montaj sırasında yatağın imalat boşluğu etkilemekte ve çalışma boşluğunun denilen farklı bir boşluğu oluşturmaktadır.

Çalışma boşluğunun rulmanlı yatağının çalışması sırasında ki davranışı ve aksel yük taşıma kabiliyetini önemli bir şekilde etkilediği düşünülürse bu boşluğun doğru olarak seçilmesi ve buna bağlı olarak imalat boşluğunun doğru olarak tayin edilmesi rulmanlı yatakların başlıca montaj problemlerindedir. (Rende,1999)

3.7. Rulmanlı Yatakların Bozulmasının Nedenleri

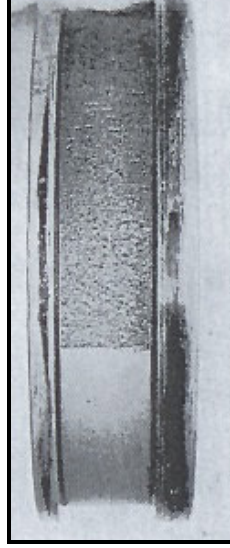
Bir rulmanlı yatağın neden bozulduğunu saptamak genellikle çok güçtür. Çalışma şartlarındaki hatalar rulmanlı yatakların normal ömürlerini tamamlamadan servis dışı kalmalarına neden olurlar. Örneğin yağsızlık, kalitesiz veya kirli yağ kullanılması, rulmanın taşıyamayacağı büyük yüklerle yüklenmesi, çok kuvvetli darbeler, bileziklerin bir yere sürtünmeleri, montaj ve malzeme hataları gibi.

Ancak hatasız şekilde montajı yapılan uygun şartlarda çalışıp kaliteli yağlarla yağlanan yataklarında zamanla yorulmaya dayalı bozuldukları (yoruldukları) bilinmektedir.

3.7.1. Pullanma

Rulmanlı yatakların iç dış bilezik veya bilya gibi makaralarında zamanla yorulma nedeniyle ufak çatlaklar meydana gelir. Bunlar başta gözle görülmeyecek kadar ufaktır ve ancak rulmanlı yatağın sesinin değişmesiyle saptanabilir. Bu ufak çatlaklardan ayrılan parçalar zamanla yağlayıcıya karışırlar ve bilyaların (veya makaraların) sürekli olarak bunların üzerinden geçmesiyle bilezik yuvaları parlaklığını kaybederler ve zamanla gözle görülebilen pullanma izleri belirir. Ancak bu durumun yatağın normal yorulmasıyla meydana gelebileceği gibi aşırı yükleme sebebi ile de meydana gelebilir. Silindirik makaralı rulmanlı yatakların bir kenarında pullanma meydana gelirse kenar yüklemesi meydana geldiği ve bileziklerin eksenlerinin birbirine tam paralel olmayarak döndükleri anlaşılır.

Herhangi bir nedenle arızalanan bir yatağın arızası fark edilmeyip zamanla değiştirilmezse bu arızaya ek olarak pullanma meydana gelir (Şekil 3.22).



Şekil 3.22 Pullanma

3.7.2. Çatlama

Yatağı çatlatabilecek ani ve çok büyük yükler çok nadir olarak meydana gelir. Konik manşonlu yataklar da iç bilezik manşona çok fazla sıkı olarak geçirilirse çatlama meydana gelebilir.

Dış bileziğin geçtiği yuvanın ortası boşaltılmışsa çevresel çatlaklar ve bunların aksel yöndeki uzatmaları görülür. Bileziklerin birinde aksel yönde oluşan paralel çatlaklar bu bileziğin dönme sırasında sabit ve bir yuvaya sürtündüğünü gösterir.

Gözle saptanamayan ve ancak asit banyosuna daldırmak veya manyetik alanda demir pudrasına bulanarak tespit edilebilen ince çatlaklar bileziğin imalat sırasında taşlanırken çok fazla ısınmış olduğunu gösterir.

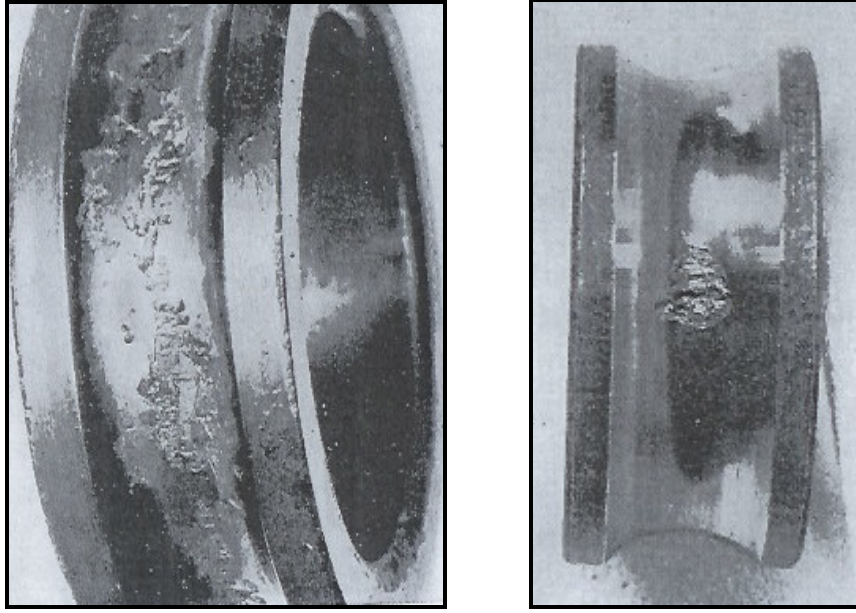
İmalattaki su verme işlemleri veya rulmanın markalama hataları çatlamalara da neden olabilir.

3.7.3. Çukurlaşmalar

Bileziklerin yüzeylerindeki ufak çukurcuklar yatağa giren yabancı maddelerin bilya veya makaralar tarafından ezilmeleri nedeniyle meydana gelebilirler. Ancak aşırı büyük yükler ve kuvvetli darbeler de bileziklerin temas yüzeylerinde kalıcı biçim değiştirmelere neden olabilirler.

Montajda iç bileziğe kuvvet uygulama yerine dış bileziğe kuvvet uygulanırsa darbeler bilyalardan geçerek iç bileziğe ulaşırlar ve kalıcı çukurcuklar meydana gelebilir.

Hareket etmeyen rulmanlı yataklar sürekli titreşimlerin etkisi altında olduklarında statik yük fazla büyük olmasa dahi önemli çukurlaşmalar meydana getirebilir (Şekil 3.23).



Şekil 3.23 Bilezikteki çukurlaşma

3.7.4. Aşınma

Normal çalışma ve bakım şartlarında rulmanlı yataklarda aşınma meydana gelmez. Rulman iyi muhafaza edilmezse ve içeriye toz veya başka aşındırıcı maddeler girerse rulmanlar, bilezikler ve hatta kafesler de zamanla aşınma izleri görülür. Kötü yağlama veya yetersiz yağlama da aynı sonucu doğurur. Aynı zamanda yürüme olayı da önemli aşınmalara neden olabilir.

İç veya dış bileziğin yürüdüğüne göre iç bileziğin deliği veya dış bileziğin iç yüzeyi de parlaklaşırlar. Yürüme fazla artarsa yürüme olayının meydana geldiği bilezik kaymaya başlayabilir ve oturduğu milde veya gövde yuvasında çevresel aşınma çizgileri belirir (Şekil 3.24).



Şekil 3.24 Bir bilezikteki aşınma

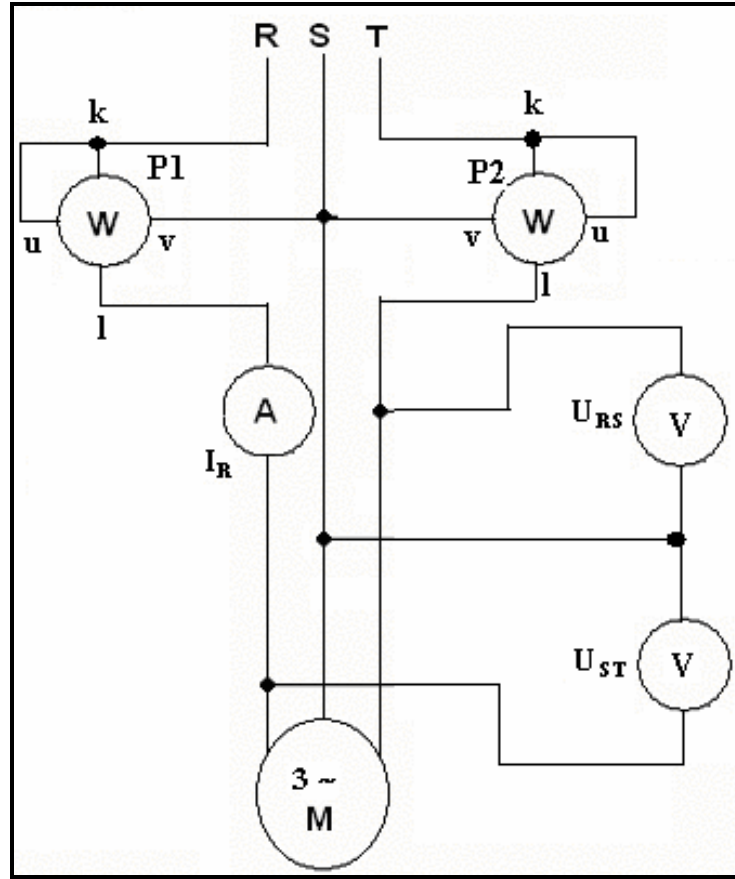
3.7.5. Rulmanda Gelebilecek Diğer Bozulmalar

Herhangi bir kısa devre sonucu olarak bir elektrik akımı rulmanlı yataklardan geçerse bilyalar veya makaralar ile bilezikler arasındaki ince yağ tabakalarından geçerken çıkardığı ufak kıvılcımlar, rulmanlarda karakteristik yanma izleri bırakabilir. Kuvvetli akımlar ufak kaynak izlerini andıracak kraterler meydana getirebilir.

Rulmanlarda korozyon, kalitesiz yağlar, yetersiz yağlama, yağsızlık, rutubet (nem) gibi nedenlerle meydana gelir ve bileziklerde karıncalanma izleri belirir. Korozyonun özel bir cinsi de iç bileziğin oturduğu mil veya dış bileziğin oturduğu delikte meydana gelen sürtünme korozyonudur. Geçme yüzeylerinin karşılıklı çok ufak hareketleri çok küçük malzeme parçalarının ayrılmasına neden olurlar. Bunlar

zamanla oksitleşirler ve sürtünme korozyonu meydana getirirler. Ani ve büyük yatak yükleri nedeniyle milde meydana gelen yaylanma da aynı sonucu doğurabilir.

Makaralı ve bilyalı yatakların kafesleri normal işletme şartlarında fazla zorlanmazlar ve yorulma nedeniyle kırıldıkları son derece nadirdir. Ancak kötü yağlama veya yağsızlık bunlarında bilya veya makaralara temas ettikleri yerlerde aşınmalarına ve hatta kırılmalarına neden olur. Bu nedenle bir kafesin kırılması halinde ilk olarak yatağın yağlama durumu araştırılmalıdır.



Şekil 4.2 Arom bağlantı

Elektrik motorundan redüktöre aktarılan güç 2 nolu V kayış kasnak sistemiyle aktarılmıştır. Deney numunesi olarak kullanılan rulmanlar şekilde 7 nolu kovan içerisinde takılmaktadır. Bu kovan içerisinde 6 ve 8 nolu deney numunesi olarak kullanılan tek sıra sabit rulmanlar bulunmaktadır.

7 nolu kovan her deney için tablo 4.1' de verilen toleranslarda işlenmiş, sertleştirilmiş ve taşlanmış. Kovan içerisinde farklı sıklıklarda çakılan rulmanların kayıplarını ölçmek için şekil 4.2' de görülen arom bağlantı düzeneği hazırlanmıştır. Bu düzeneğe üç fazlı elektrik motorlarından çekilen güç ölçülebilmektedir. Ölçüm için kullanılan arom bağlantı devresinde iki wattmetre, bir ampermetre ve iki adette voltmetre bulunmaktadır. Devre şeması Şekil 4.2' de verilmiştir. İki wattmetre metodu, dengeli üçgen veya yıldız bağlı yüklerde ve üç

hatlı sistemlerde kullanılan metottur. İki wattmetrenin üç fazlı sisteme bağlanması şekil 4.2 de gösterilmiştir. Herbir wattmetre de okunan güçler;

$$P_1 = U_{RS} I_R \cos(30 + \alpha) \dots\dots\dots 4.1$$

$$P_2 = U_{TS} I_T \cos(30 - \alpha) \dots\dots\dots 4.2$$

eşitlikleri ile ifade edilir. $U_{RS} = U_{TS} = U_H$ ve $I_R = I_T = I_H$ ile toplam aktif güç ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P = P_1 + P_2 = U_H I_H [\cos(30^\circ + \alpha) + \cos(30^\circ - \alpha)] \dots\dots\dots 4.3$$

$$P = U_H I_H (\cos 30 \cos \alpha - \sin 30 \sin \alpha + \cos 30 \cos \alpha + \sin 30 \sin \alpha) \dots\dots\dots 4.4$$

$$P = 2U_H I_H \cos 30 \cos \alpha = \sqrt{3}U_H I_H \cos \alpha \dots\dots\dots 4.5$$

Görüldüğü gibi üç fazlı sistemdeki toplam güç iki wattmetrede okunan güçlerin cebrik toplamına eşittir.

Wattmetrelerin göstergeleri motorun veya yükün güç faktörüne bağlı olarak birbirlerine eşit olabilir, sıfır değerini gösterebilir veya ters sapabilir. Sıfır değerini gösteren wattmetre için değer sıfır olarak alınır. Fakat ters sapan wattmetre, üzerinde bulunan bir komutatör anahtar yardımıyla doğru saptması sağlanır. Bu işlemden sonra ters sapan wattmetrenin okunan değeri “-” olarak işaretlenir ve toplam güç ifadesinde “-” olarak işlem görür.



Şekil 4.3 Deney tesisatı

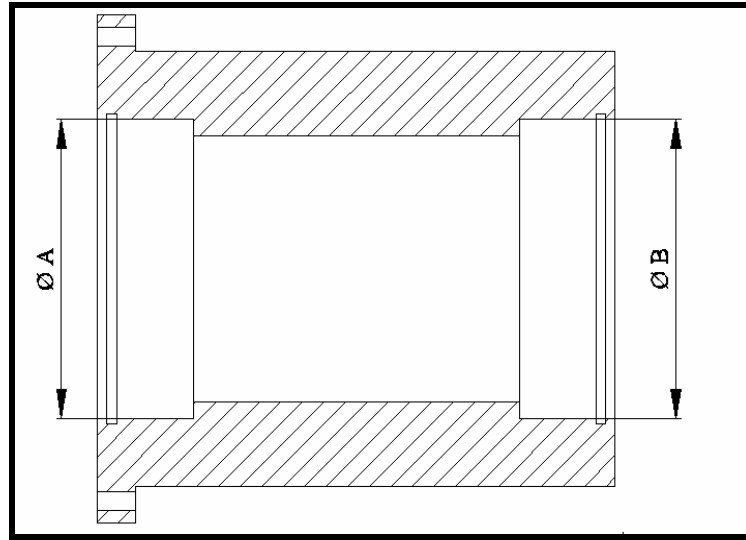
Tablo 4.1 Kovan ölçüleri

Kovan No	A Yatağı Çapı (mm)	B Yatağı Çapı (mm)
1	62.000	62.000
2	61,998	61,998
3	61,996	61,996
4	61,994	61,994
5	61,992	61,992
6	61,99	61,99

4.2. Deney Numuneleri

Deney numunesi olarak 6206 RSC3 nolu tek sıra sabit bilyalı rulmanlar kullanılmıştır. Bu rulmanın boyutları ve teknik değerleri **tablo 4.2'** de verilmiştir.

Kovan üzerinde bulunan rulman yatakları; 0.001, 0.002, 0.004, 0.006, 0.008, 0,010 mm toleranslarla işlenmişlerdir. Deneylerde kullanılan kovanın teknik resmi Şekil 4.4' de verilmiştir.



Şekil 4.4 Deneylerde kullanılan kovanın teknik resmi

4.3. Deney Prosedürü

Deneyler aşağıda verilen prosedüre göre yapılmıştır.

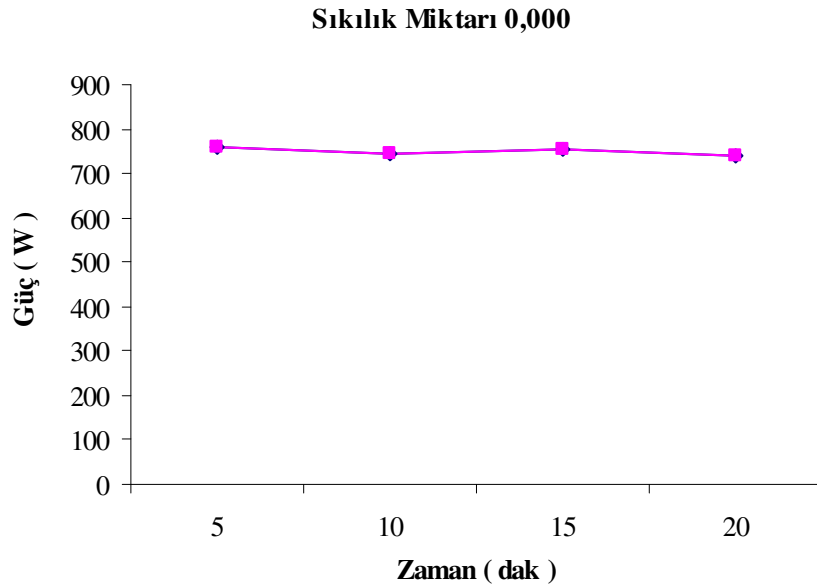
1. İlk olarak yatak tolerans değerleri tablo 4.1 de verilen 1 nolu kovan alınarak yataklar içerisine rulmanlar takılır ve kovan redüktör üzerindeki yerine monte edilir.

2. Motora gerekli akımın gelip gelmediği ve gelen akımın sabit frekansta olup olmadığı kontrol edilir.
3. Daha sonra elektrik motoru çalıştırılır ve herhangi bir sıklık toleransının olmadığı 1 nolu numune için çekilen güç arom bağlantı yardımıyla beşer dakika aralıklarla toplam dört ölçüm yapılır ve kaydedilir.
4. Bu ölçüm aralıklarında rulman dış bileziği üzerindeki sıcaklık değerleri ölçülür ve kaydedilir.
5. Daha sonra tablo 4.1' de 2 nolu kovan alınır ve aynı işlemler sırasıyla uygulanır.

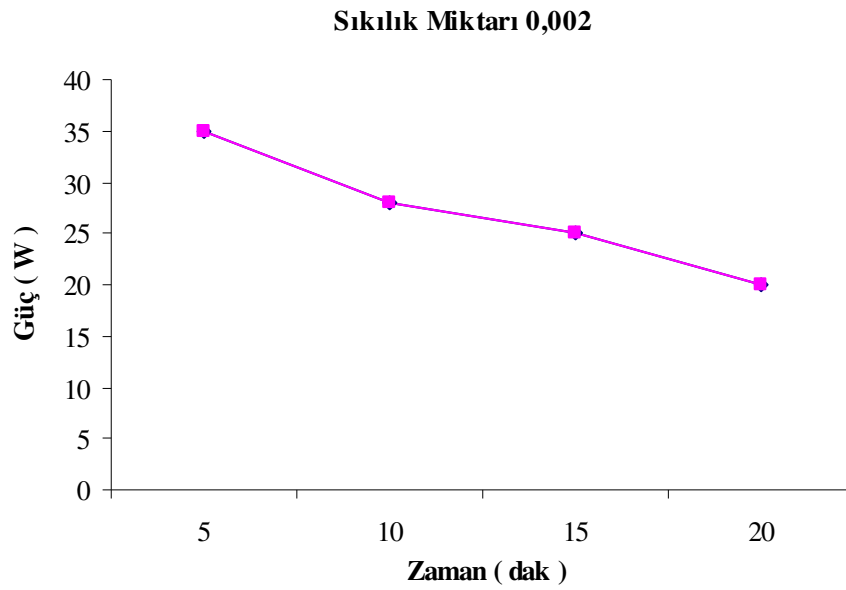
5. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Altı farklı sıklık için rulmanlı yataklarda oluşan sürtünme kaybı ve sıcaklık değişimini incelemek için rulmanlar kovanlar içerisine yerleştirilmiş belirlenen sürelerde çalıştırılmış ve belli aralıklarla güç ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler şeklinde verilmiştir.

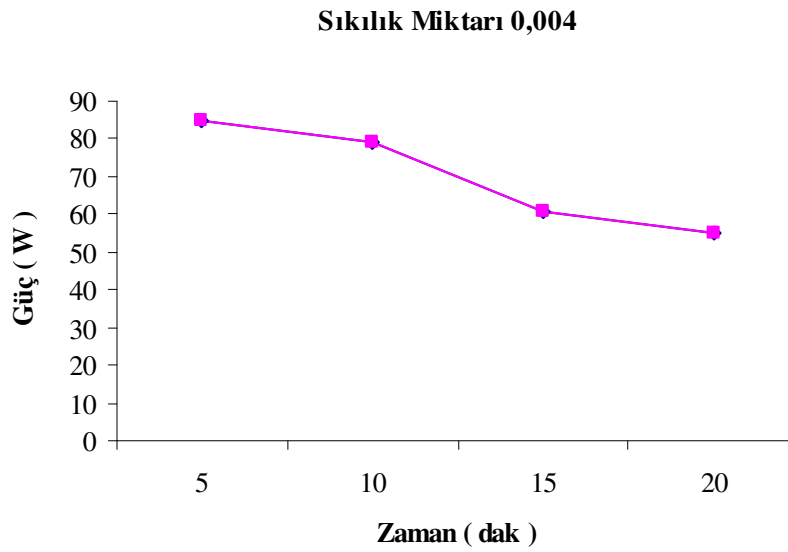
Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 ve 5.6' da her bir kovan için yapılan deneylerde elde edilen zaman güç değişimleri grafikler halinde verilmiştir. Şekil 5.1'de hiçbir sıklık değerinin olmadığı 1 nolu numune için çizilen eğrideki değerler motordan doğrudan çekilen güç değerleridir. Şekil 5.2 ile şekil 5.6 arasındaki grafikler ise 1 nolu numune için elde edilen değerler baz alınarak çizilmiştir. Bu grafiklerdeki hiçbir değer 1 nolu değerle aynı safhasında elde edilen değerle aynı değildir. Şekil 5.7' de ise her bir sıklık değeri için ilk beş dakika sonundaki kayıp güç değişimini grafik olarak göstermektedir. Şekil 5.8, 5.9, 5.10, 5.11 ve 5.12 de ise her bir sıklık durumunda ölçülen sıcaklıklar için hazırlanan grafikler verilmiştir.



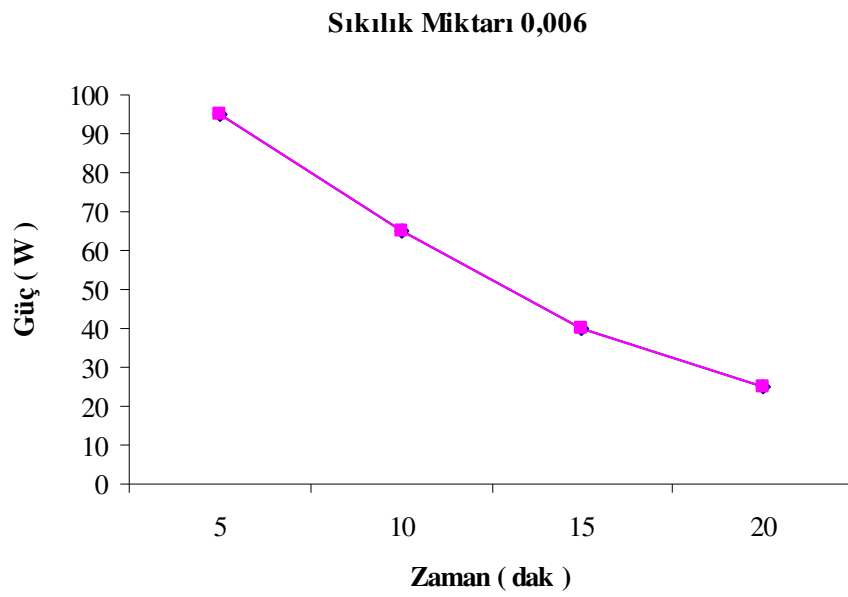
Şekil 5.1 Bir nolu numune için güç - zaman değişim grafiği



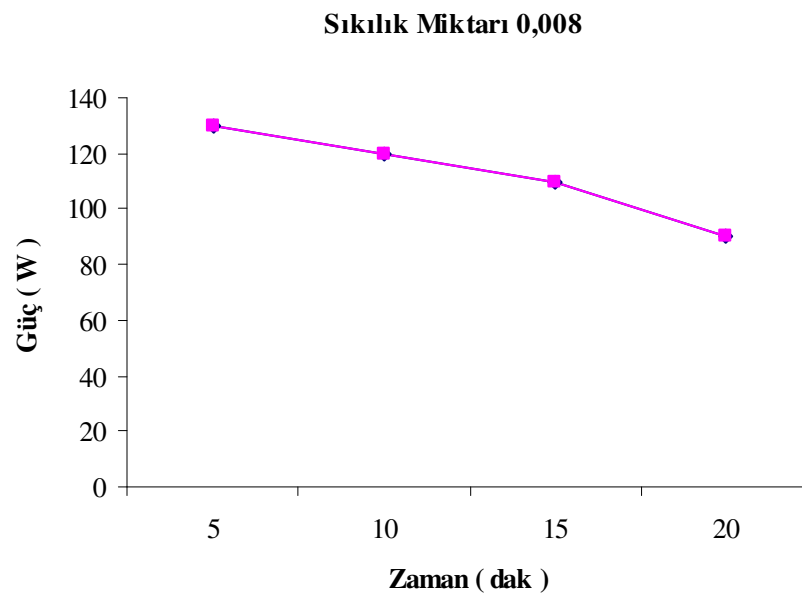
Şekil 5.2 İki nolu numune için güç - zaman değişim grafiği



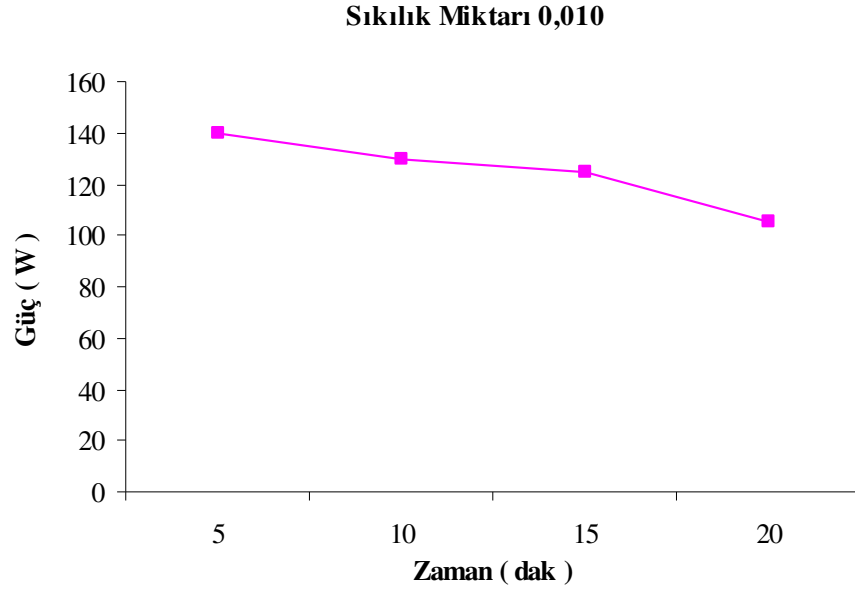
Şekil 5.3 Üç nolu numune için güç - zaman değişim grafiği



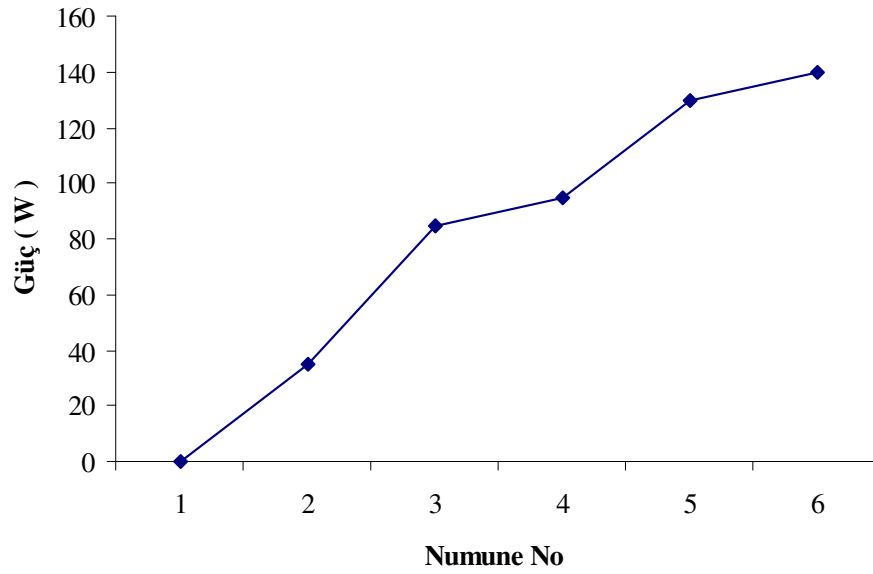
Şekil 5.4 Dört nolu numune için güç - zaman değişim grafiği



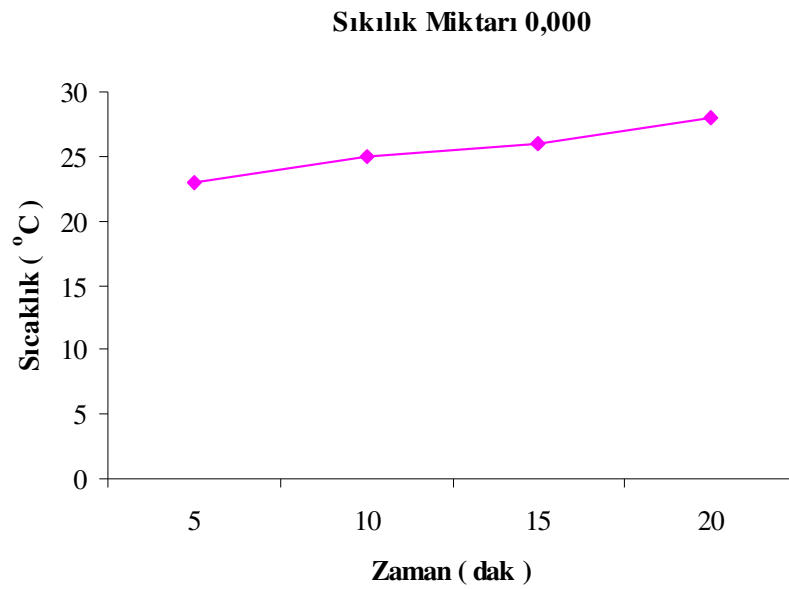
Şekil 5.5 Beş nolu numune için güç - zaman değişim grafiği



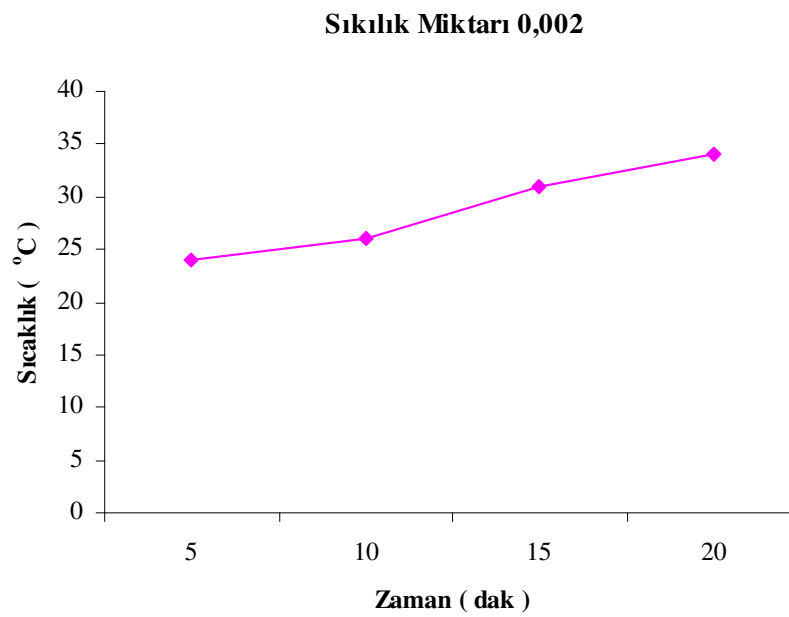
Şekil 5.6 Altı nolu numune için güç - zaman değişimi



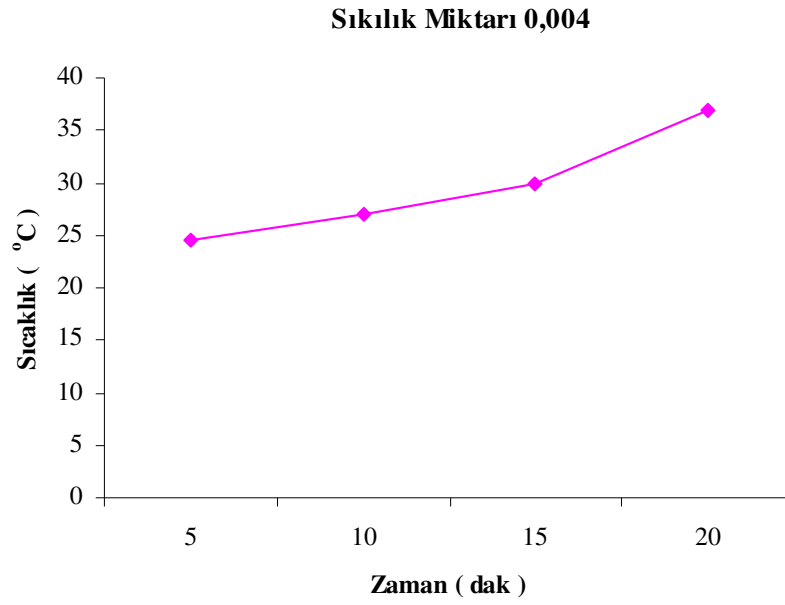
Şekil 5.7 Beşinci dakika sonundaki güç değişim değerleri



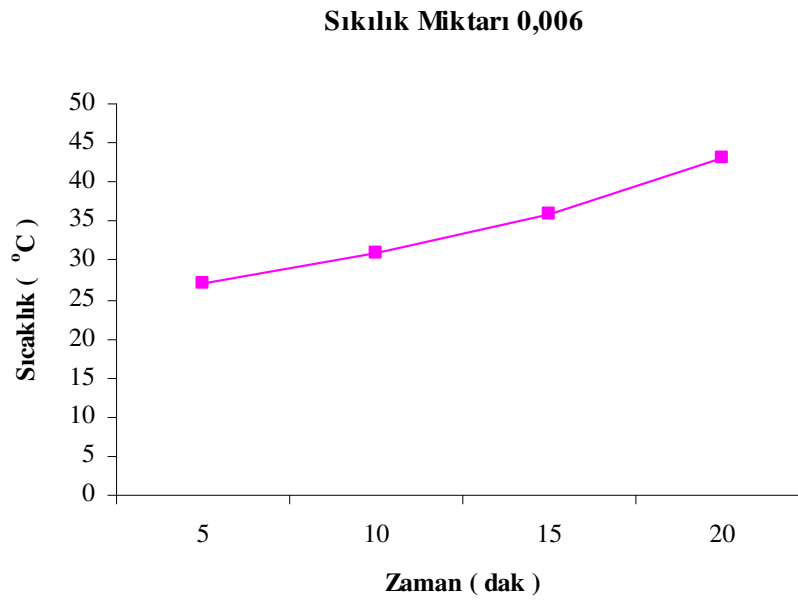
Şekil 5.8 Bir nolu numune için sıcaklık değişimi



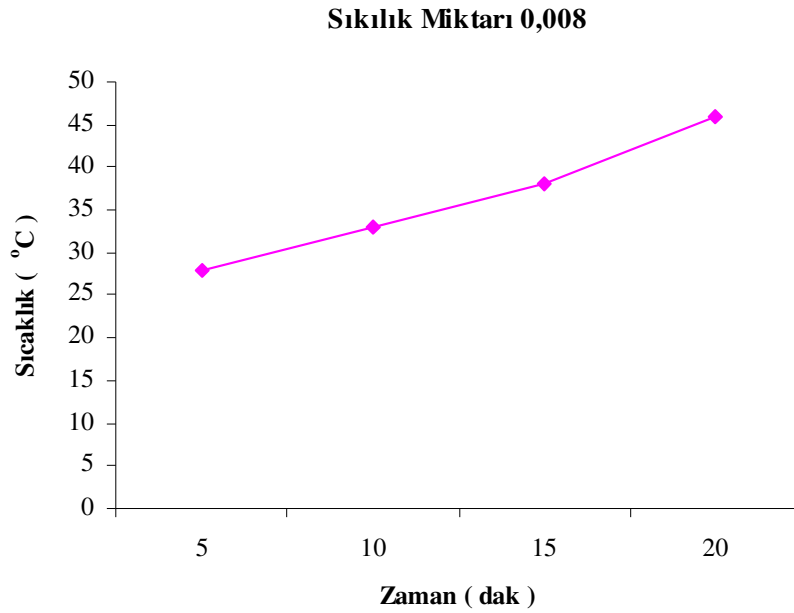
Şekil 5.9 İki nolu numune için sıcaklık değişimi



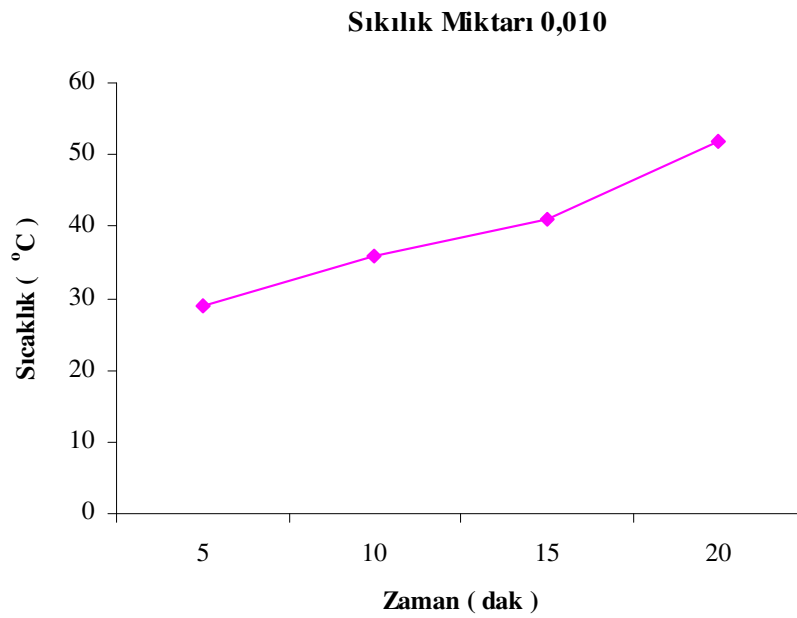
Şekil 5.10 Üç nolu numune için sıcaklık değişimi



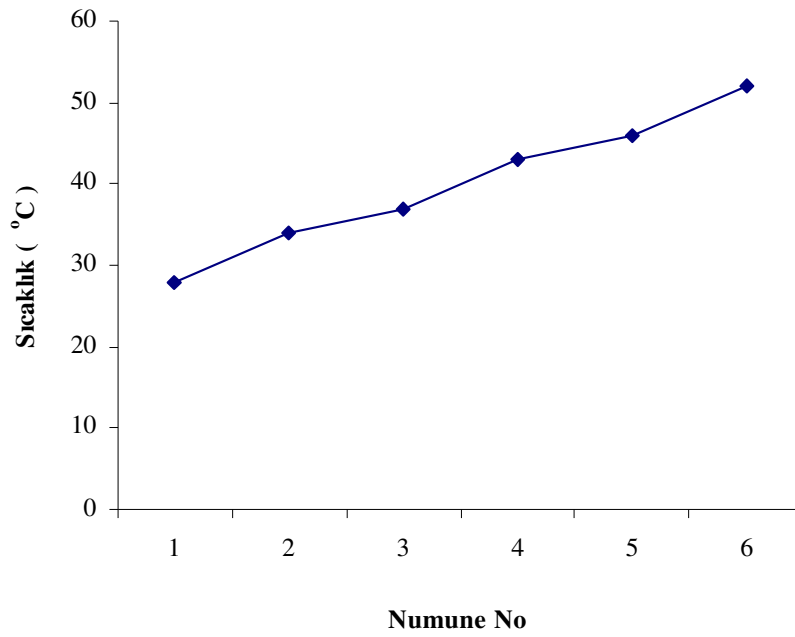
Şekil 5.11 Dört nolu numune için sıcaklık değişimi



Şekil 5.12 Beş nolu numune için sıcaklık değişimi



Şekil 5.13 Altı nolu numune için sıcaklık değişimi



Şekil 5.14 Yirminci dakika sonundaki sıcaklık değerleri

Alınan sıcaklık değerleri ile hazırlanan grafiklerde de görüldüğü gibi sıcaklık değerleri arttıkça zaman zaman rulman üzerindeki sıcaklıkta da artış meydana gelmektedir.

6. SONUÇLAR

Rulmanların arızasız ve hasarsız uzun süre kullanılabilmesi için uygun çalışma şartları ve bakımlarının uygun olması gereklidir. Rulmanlı yatak kullanılan konstrüksiyonlarda geçme sistemleri çok önemlidir. Montaj esnasında rulmanların çalışma boşlukları çok iyi ayarlanmalıdır. Çalışma boşluklarındaki hatalar ciddi maddi kayıplara sebep olurlar.

Yapılan bu deneysel çalışmada rulmanların çalışma boşluklarını doğrudan etkileyen geçme sistemleri ele alınmış ve rulman dış bileziklerine değişen değerlerde sıklıklar verilmiştir. Bu sıklıkların sebep olduğu güç kayıplarını bulabilmek için motordan çekilen akım vasıtasıyla güç değerleri ölçülmüştür. Ayrıca rulman dış bileziği üzerindeki sıcaklık değerleri tespit edilmiştir.

Elde edilen bu deneylere göre;

- Sıklık miktarı arttıkça motordan çekilen gücün arttığı ve
- Sıklık miktarı arttıkça rulman üzerindeki sıcaklığında arttığı tespit edilmiştir.

7. KAYNAKLAR

1. Akkurt, M., “Makine Elemanları Cilt 1”, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1990.
2. Akkurt, M., “Makine Elemanları Cilt 2”, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1990.
3. Külahlıoğlu, E., “Hibrid Rulmanlar”, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, 2004.
4. Arslan, H., “Şaft – Rulman Sistemindeki Bilyalı Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Metodu İle Tespiti”, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2003.
5. Dowson, “Ball Bearings Analysis”, 1970.
6. Rende, M., “Makina Elemanları Hesap ve Konstrüksiyonu Cilt 2”,1999.
7. Bana, E., Byoung, H.R., Kyung, W.K..”A Study on The Sound of Roller Bearings Operating Under Radial Load”, Techwin Co. Ltd., Sangdaewon, Republic of Korea, Received 20 May 2005.
8. Bolaersa, F., “Advanced Detection of Rolling Bearing Spalling from De-Noiseing Vibratorysignals”, Moulin de la House B.P. 1039 51687, Reims, Cedex 2, France, Received 4 March 2002.
9. Tandon, N., “A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings”, Indian Institute of Technology, Hauz Khas, New Delhi 110016, India.
10. Haris, T.A., “Rolling Bearing Analysis”, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.