



**T.C.
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK
LİSANS
TEZİ**

**YÜKSEK DEVİRLİ TEK SIRALI BİLYALI
RULMANLARDA SÜRTÜNMEYE ETKİ EDEN
DEĞİŞKENLERİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

EMRE BALCI

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

TEMMUZ 2019



**YÜKSEK DEVİRLİ TEK SIRALI BİLYALI RULMANLARDA
SÜRTÜNMEYE ETKİ EDEN DEĞİŞKENLERİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Emre BALCI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2019

Emre BALCI tarafından hazırlanan “YÜKSEK DEVİRLİ TEK SIRALI BİLYALI RULMANLARDA SÜRTÜNMEYE ETKİ EDEN DEĞİŞKENLERİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

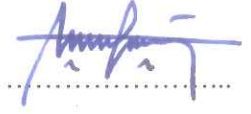
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Başkan: Prof. Dr. Teyfik DEMİR

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Üye: Prof. Dr. Oğuzhan YILMAZ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Tez Savunma Tarihi: 26/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

Bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.



Emre BALCI

25/07/2019

YÜKSEK DEVİRLİ TEK SIRALI BİLYALI RULMANLARDA SÜRTÜNMEYE ETKİ EDEN DEĞİŞKENLERİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Emre BALCI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Rulmanlar, dönme hareketi yapan makine parçalarını yataklamak amacıyla kullanılırlar. Sürtünmeyi azaltmak amacıyla geliştirilen makine elemanları olup, günümüzde özellikle otomotiv sektöründe yüksek devirli rulman ihtiyacı artmaktadır. Bu ihtiyacın karşılanabilmesi için standart rulmanların sürtünme kayıpları bileşenlerinin bilinmesi ve sürtünme kayıplarının azaltılarak yüksek devirlerde çalışabilmesinin sağlanması konusunda gittikçe artan bir ihtiyaç vardır. Bu çalışmada, hibrit araçların elektrik motoru rotor milinin yataklanmasında kullanılan 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanda sürtünmeyi azaltarak yüksek devirlerde çalışabilmesini sağlamak hedeflenmiştir. Bu amaçla rulman sürtünmesine etki eden rulman iç tasarımı, gres tipi ve dolum oranı, kafes tasarımı ve kapak tasarımı gibi değişkenlerin etkisi birlikte değerlendirilmiştir. Deney tasarımı yöntemi kullanılarak rulman sürtünmesine etki eden bütün değişkenlerin rulman sürtünmesine olan etkisi yüzde olarak belirlenmiş ve bu değişkenlerin en düşük sürtünme ile çalışan enerji verimli kombinasyonu belirlenmiştir. Bu çalışma kapsamında analizler ile kafes tasarımı geliştirilerek rulmanın hasar görmeden yüksek devirde çalışabilmesi ve düşük sürtünme davranışı göstermesi amaçlanmıştır. Yapılan deneylerde bu çalışma kapsamında geliştirilen rulmanlarda erişilen sürtünme momenti değeri 0.017 Nm'dir. Standart rulmanlarda 0.048 Nm olan başlangıç sürtünme momenti değerine göre yaklaşık %65 iyileştirme sağlanmıştır. Geliştirilmiş olan kafes tasarımı sayesinde rulmanın 18000 dev/dak devirlerde çalışabilmesi sağlanmıştır. Geliştirilmiş tasarım için ayrıca hedeflenen 18000 dev/dak çalışma koşulunda sürtünme momenti testleri yapılarak geliştirilmiş tasarımın 18000 dev/dak'da sorunsuz bir şekilde çalıştığı ispatlanmıştır.

Bilim Kodu : 91419

Anahtar Kelimeler : Bilyalı Rulman, Enerji Verimliliği, Sürtünme

Sayfa Adedi : 87

Danışman : Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FRICTION SOURCES THAT AFFECT BEARING
FRICTION OF HIGH SPEED SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARINGS

(M. Sc. Thesis)

Emre BALCI

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

Bearings are used for machine parts which make rotational motion and they are developed to reduce friction in today's developing technology, especially in automotive industry there is a growing need to high speed bearings. In order to fulfill these requirements, there is an increasing focus on the knowledge of friction losses on components of standard bearings and the ability to work at high speeds by reducing friction losses. In this study, it is aimed to work at high speeds properly by reducing friction in 6209 reference type single row radial ball bearing which is used in electric motor rotor shaft. For this purpose, the effect of variables such as bearing internal design, grease type and filling rate, cage design and seal design which affect bearing friction were evaluated together. The effect of all parameters on bearing friction was determined as percentage and the best energy efficient combination of these parameters with the lowest friction was determined by using DOE(Design of Experiment) method. Bearing cage design was developed by using Finite Element Analysis method for the purpose of enable to work properly of the bearing at high speed and work with low friction behavior without any damage. In particular, the inner ring radius ratio was found to have an major effect of about 50% on the friction torque. The friction torque of the bearings developed in this study is 0.017 Nm. Approximately 65% improvement has been achieved with respect to standard bearings which has initial friction torque of 0.048 Nm. Thanks to the improved cage design that the bearing can be operated at 18000 rpm. For the improved design, friction torque tests were also performed under the targeted operating conditions of 18000 rpm and is is proved that the improved design work smoothly at 18000 rpm.

Science Code : 91419

Key Words : Ball Bearing, Energy Efficiency, Friction

Page Number : 87

Supervisor : Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım süresince güven ve desteğini esirgemeyen, değerli zamanını ayırıp beni yönlendiren, güler yüzü ve yaklaşımıyla bu çalışmayı severek yapmamı sağlayan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Rahmi ÜNAL'a can-ı gönülden teşekkür ederim.

Bu tezin ortaya çıkmasına kadar geçen zamanda bana her konuda zaman tanıyan, destek olan, imkan veren ve katkı yapan şefim Ortadoğu Rulman Sanayi ve Ticaret A.Ş., Otomotiv uygulamaları dizayn şefi Sayın Semih ALTUNTAŞ'a, Mamul Dizayn ve Uygulama Müdürü Sayın Tahir YILDIRIM'a, fabrika müdürümüz Sayın Feridun ÖZHAN'a, birlikte çalışmaktan her zaman keyif aldığım kardeşlerim Mamul Dizayn mühendisleri Sayın Anıl AYDOĞAN, Sayın Kağan SARIGÖZ, Sayın Mesut TEKİN, Sayın Burcu AYRAR, İmalat Mühendisi Sayın Feridun YAVUZ, Test Kıdemli Mühendisi Sayın İbrahim TEMİZBAŞ, Test Odası Teknikeri Sayın Emre KOYUNCU ve bütün ORS ailesine teşekkür ederim. “Hibrit ve Elektrikli Araçların Motor Uygulamaları İçin Rulman Geliştirilmesi” adlı Teydeb-1501 projesi kapsamında gerçekleştirdiğim çalışmamda katkılarından dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Sevgili annem, babam, ağabeyim ve ablama hayatım boyunca olduğu gibi bu çalışmamda da desteklerini ve dualarını esirgemedikleri ve desteklerini her zaman hissettirdikleri için teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
2.1. Rulman Genel Yapısı ve Rulman Tipleri.....	3
2.2. Rulmanların Sınıflandırılması.....	4
2.2.1. Tek ve çift sıra bilyalı rulmanlar	5
2.3. Tek Sıralı Radyal Bilyalı Rulmanlarda Dönme Hareketi	6
2.4. Bilyalı Rulmanlarda Yuvarlanma, Deformasyon ve Sürtünme İlişkisi	8
2.5. Bilyalı Rulman Sürtünme Momenti Modeli	12
2.6. Rulmanlarda Sürtünme Torku Modeli - SKF Methodu	14
2.7. Yuvarlanma Yolu Elemanları ile Kafes Cepleri Arasındaki Sürtünme	17
2.7.1. Mevcut tasarım değerlendirilmesi	19
2.8. Rulman Kapağı ve Bilezikler Arasındaki Etkileşim	20
2.9. Vizkoz Kuvvetler	22
2.9.1. Gres ile yağlama	23
2.10. Yuvarlanma Yolu Elemanlarının Yuvarlanma Yolunda Dönmesi ve Kayması.....	26
2.10.1. Kayma hızı, hertz temas basıncı, temas alanı büyüklüğü ve sürtünme ilişkisi.....	31

	Sayfa
2.11. Sistemdeki Rulmanlardan Beklentiler ve Çalışma Koşulları.....	34
3. MALZEME VE YÖNTEM	37
3.1. 6209 E HS TH2 Kodlu Rulmanın Teknik Özellikleri ve Çalışma Koşulları.....	37
3.2. Sürtünme Momenti Test Düzeneği	38
3.2. Kafes Tipi ve Malzemesi	39
3.2.1. Kafes tasarımının sonlu elemanlar analizi ile modellenmesi ve sınır şartları.....	41
3.2.2. Uygun ağ yapısının (mesh) oluşturulması	44
3.2.3. Temas ayarlarının tanıtılması	45
3.2.4. Malzeme modelinin girilmesi.....	46
3.3. Kapak Tipi ve Malzemesi	47
3.4. Yağlayıcı Tipinin Seçimi	49
3.5. Deney Tasarımı Yöntemi	50
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	55
4.1. Yüksek Hız Kafes Tasarımı	55
4.2. Yüksek Hız Kapak Tasarımı	63
4.3. Ölçüm Sistemi Yeterlilik Analizi.....	64
4.3.1. Yeterlilik indeksi 1	67
4.3.2. Yeterlilik indeksi 2	68
4.5. Mevcut Durum Değerlendirilmesi	72
4.6. Deney Sonuçları.....	73
4.7. Deneyin Doğrulanması	78
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	81
5.2. Öneriler	82
KAYNAKLAR	83
ÖZGEÇMİŞ	87

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Rulman tiplerine göre f_l değeri hesabı yapmak için gerekli olan katsayılar.....	12
Çizelge 2.2. Rulman tipi ve yağlama metotlarına göre f_0 değerleri.....	13
Çizelge 2.3. ORS firması gres tipleri	25
Çizelge 2.4. Farklı tasarımlara sahip jet motoru rulmanı.....	32
Çizelge 3.1. DOE gres tipleri kıyaslaması	49
Çizelge 3.2. Deney tasarımı etkenler	52
Çizelge 3.3. Deney tasarımı gres tipleri.....	53
Çizelge 3.4. Bilya grade yüzey parametreleri	54
Çizelge 4.2. Mevcut ve geliştirilmiş kafes tipi Devir hızına bağlı eşdeğer gerilme, radyal deformasyon değerleri	61
Çizelge 4.3. Mevcut ve geliştirilmiş kafes tipi Devir hızına bağlı eşdeğer gerilme, radyal deformasyon değerleri	62
Çizelge 4.4. Minitab deney tasarımı sonuçları ekran görüntüsü.....	70
Çizelge 4.5. Deney tasarımı ana etkenler.....	71
Çizelge 4.6. Deney tasarımı gürültü faktörleri.....	71
Çizelge 4.7. Deney tasarımı (DOE) çalışması en iyi kombinasyon.....	77
Çizelge 4.8. Deney Tasarımı (DOE) doğrulama testleri sonuçları	78
Çizelge 4.9. 6209 rulmanı geliştirilmiş tasarım 18000 dev/dak için sürtünme momenti testi sonuçları.....	79

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Tek sıralı sabit bilyalı rulman kesit görünüşü ve temel elemanları	3
Şekil 2.2. Rulmanlarda kullanılan yuvarlanma elemanı örnekleri.....	4
Şekil 2.3. Rulmanlara gelen yüklerin gösterimi.....	4
Şekil 2.4. Tek ve çift sıralı bilyalı rulman	5
Şekil 2.5. Tek sıralı radyal bilyalı rulman bileşenleri.....	6
Şekil 2.6. Rulman bileşenlerinin dönme hareketi	7
Şekil 2.7. Bilyanın dönme hareketi.....	9
Şekil 2.8. Bilyalı rulman bileşenleri arasındaki ilgili vektörler	10
Şekil 2.9. Bilyalı rulmanlarda sürtünmeye sebep olan etkenler.....	11
Şekil 2.10. Rulman içerisinde yağlayıcının hareketi	15
Şekil 2.11. Bilyalı rulmanda rulman kafesine etkiyen kuvvetler.....	18
Şekil 2.12. Merkezkaç kuvveti gösterimi	19
Şekil 2.13. Plastik kafes ve rulman bilezikleri arasındaki temastan kaynaklı sürtme izleri	20
Şekil 2.14. Kapaklı ve açık rulmanlar.....	21
Şekil 2.15. Devir ve vizkositeye bağlı sürtünme momenti grafiği	26
Şekil 2.16. Bilyalı rulmanlarda montaj edilebilirlik	27
Şekil 2.17. Yüzey teğetsel gerilmesi altında yuvarlanma	28
Şekil 2.18. (a) Yüzey teğetsel geçişleri, (b) yüzey şekil değiştirmeleri, (c) kilit ve mikrokayma bölgesi.....	29
Şekil 2.19. Radyal rulmanlı yatakta kilit ve mikrokayma bölgesini gösteren bilya-bilezik arası temas elipsi.....	29
Şekil 2.20. Yuvarlanma yolu ve bilya arasında oluşan eliptik temas alanı.....	30
Şekil 2.21. İç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolunda oluşan temas alanı.....	31
Şekil 2.22. Eliptik temas alanı ve temas basıncı ilişkisi	31
Şekil 2.23. Farklı yarıçap oranında yuvarlanma yolu sıcaklıkları & çalışma devri	33

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanı teknik özellikleri.....	37
Şekil 3.2. Sürtünme momenti test düzeneği.....	39
Şekil 3.3. Perçin bağlantılı sac kafes	39
Şekil 3.4. Farklı tasarımlarda plastik kafes örnekleri	40
Şekil 3.5. ORS sac ve plastik kafes sürtünme momenti karşılaştırılması	40
Şekil 3.6. Bilyalara uygulanan merkezkaç kuvveti.....	41
Şekil 3.7. Kafesin bilyasız tam geometri olarak modellenmesi, sınır şartları ansys ekran görüntüsü.....	42
Şekil 3.8. Kafesin bilyalı simetrik geometri olarak modellenmesi, sınır şartları ansys ekran görüntüsü.....	43
Şekil 3.9. Bilyalara uygulanan merkezkaç kuvveti.....	44
Şekil 3.10. Simetrik model, ağ yapısı	44
Şekil 3.11. Plastik kafes cebi bilya temas alanı ağ yapısı.....	45
Şekil 3.12. Bilya ağ yapısı	45
Şekil 3.13. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modeli	46
Şekil 3.14. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modelinin Ansys'e girilmesi.....	47
Şekil 3.15. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modelinin Ansys'e girilmesi.....	47
Şekil 3.16. ORS firmasında kullanılan kapak dizayn örnekler.....	48
Şekil 3.17. Deney Tasarımı Prosesi	50
Şekil 3.18. Yuvarlanma yolu yarıçap oranları	53
Şekil 3.19. Mevcut ve yüksek hız (High Speed – HS) kafes tasarımları gösterimi.....	54
Şekil 4.1. 6209 E TH2 – Mevcut kafes tasarımı	55
Şekil 4.2. Simülasyonu yapılan farklı kafes tasarımlarının geometrisi	56
Şekil 4.3. Farklı kafes tasarımlarının dönme hızı altında simülasyon sonuçları	56
Şekil 4.4. Mevcut kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan radyal deformasyon ansys ekran görüntüsü	57
Şekil 4.5. Mevcut kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü	58

Şekil	Sayfa
Şekil 4.6. 6209 E HS TH2 – Geliştirilmiş yüksek hız kafes geometrisi	58
Şekil 4.7. 6209 E HS TH2 1/10 simetrik model gösterimi	59
Şekil 4.8. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan radyal deformasyon ansys ekran görüntüsü	59
Şekil 4.9. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü	60
Şekil 4.10. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafes cebinde oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü	60
Şekil 4.11. Rulman çalışma devri – kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilme ilişkisi	61
Şekil 4.12. Rulman çalışma devri - kafeste oluşan radyal deformasyon ilişkisi.....	61
Şekil 4.13. Rulman çalışma devri - kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilme ilişkisi	62
Şekil 4.14. Rulman çalışma devri - kafeste oluşan radyal deformasyon ilişkisi.....	62
Şekil 4.15. 6209 RSR tasarımı kapak sıklığı gösterimi	63
Şekil 4.16. Yüksek hız kapak tasarımı.....	64
Şekil 4.17. Sürtünme momenti ölçüm yöntemi	65
Şekil 4.18. Veri toplama sistemi, örnek.....	66
Şekil 4.19. Ölçüm sistemi yeterlilik analizi minitab ekran görüntüsü	66
Şekil 4.20. Ölçüm sistemi yeterlilik analizi minitab ekran görüntüsü	67
Şekil 4.21. Ölçüm sistemi değişkenlik indeksi	67
Şekil 4.22. Ölçüm sistemi analizi, minitab ekran görüntüsü	68
Şekil 4.23. Minitab DOE Gage R&R ekran görüntüsü.....	69
Şekil 4.24. Standart 6209 rulmanlarında mevcut durum değerlendirilmesi	72
Şekil 4.25. 6209 Rulmanı sürtünme momenti modeli minitab ekran görüntüsü	73
Şekil 4.26. Deney tasarımı (DOE) sonuçlar pasta grafiği.....	74
Şekil 4.27. Deney tasarımı (DOE) sonuçlar pasta grafiği.....	74
Şekil 4.28. Sürtünme momenti ana etkenler (main effects plot) grafiği.....	75
Şekil 4.29. Sürtünme momenti ikili etkileşim (interaction plot) grafiği.....	76

Şekil	Sayfa
Şekil 4.30. Sürtünme momenti çoklu veri (Multi-vari chart) karşılaştırma grafiği, Gres Dolum Oranı - IB yarıçap oranı.....	76
Şekil 4.31. Sürtünme momenti - ileriye yönelik tahmin histogramı.....	77

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
CO₂	Karbondiyoksit
K	Kelvin
kg	Kilogram
kN	KiloNewton
mm	Milimetre
M	Moment
Mpa	MegaPascal
N	Newton
n	Milim Dönme Hızı (Devir)
P	Güç (Power)
Pa	Pascal
µm	Mikrometre
Kısaltmalar	Açıklamalar
BG	Bilya Kalitesi (Ball Grade)
DB	Dış Bilezik
DOE	Deney Tasarımı (Design of Experiment)
E-Drive	Elektrikli Araç (Efficient Drive)
EP	Yüksek Basıncılı (Extreme Pressure)
FT	Sürtünme Momenti (Friction Torque)
HS	Yüksek Hız (High Speed)
IB	İç Bilezik
Max.	Maksimum
rpm	Dakikadaki Dönme Hızı (Revolution Per Minute)
R & R	Yeniden Üretilbilirlik & Yinelenebilirlik (Replaceability & Repeatability)
YYRO	Yuvarlanma Yolu Yarıçap (Radyüs) Oranı

1. GİRİŞ

Rulmanın temel görevi, aralarında bağıl dönme hareketi olan iki eleman arasında sürtünmeyi en aza indirmek ve sorunsuz yük aktarımını sağlamaktır. Rulmanlı yataklar, günlük hayatta kullandığımız araç ve ürünlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Otomobil milleri, dişli kutusu, direksiyon sistemi, kam mili yatakları, gaz türbinleri, takım tezgahları gibi ürünlerde güç aktarma organlarının yataklanmasında rulmanlar kullanılmaktadır [1]. Standart bir binek otomobilde 100 adet civarında rulman kullanılmaktadır. Bu rulmanlarda sürtünmeyi azaltmak, otomobilde yakıt tüketiminde azalmaya neden olacaktır [2]. Yakıt tüketimindeki azalma; enerji tasarrufu sağlayacaktır ve otomobillerde CO₂ salınımı azaltarak çevreye daha az zarar verecektir. CO₂ salımı düzenlemeleri sebebiyle otomotiv sektöründe yakıt tüketimini azaltıcı gelişmeler gün geçtikçe acil ihtiyaç haline gelmiştir [3].

Rulmanlar sürtünmeyi azaltmak amacıyla geliştirilen makine elemanlarıdır fakat sürtünmeyi tamamen ortadan kaldırmak mümkün değildir. Genel olarak rulmandaki sürtünme kaybı, rulmanın dönmesi için gerekli olan tork (moment) olarak tanımlanır. Rulmanlarda sürtünme kaybını azaltmak amacıyla üç farklı temel yaklaşım ortaya konulabilmektedir. Birinci olarak; rulmanın temel boyutlarını değiştirmeden rulman tasarımını değiştirerek sürtünmeyi azaltmayı amaçlamaktır. İkincisi; rulman boyutlarını mümkünse küçülterek, bu sayede sürtünmeyi ve ağırlığı azaltmaktır, fakat bu durumda rulman yük taşıma kapasitesi ve hedef ömür değeri azalacağı için tercih edilemeyecek bir yöntemdir. Üçüncü yöntem ise ağırlaşan yağlama koşullarında sürtünme kaybını azaltabilecek yağlayıcı tipi, miktarı ve tekniği kullanmaktır [2].

Rulmanın kullanıldığı yerde maruz kaldığı yük ve yükün rulmana geliş yönü, ortam koşulları, sıcaklık, devir sayısı gibi başlıca değişkenler rulman performansını en çok etkileyen değişkenlerdir. Rulman sıcaklığının artmasındaki en önemli değişkenler, rulmana gelen yükün ve rulmanın dönme hızının yüksek olmasıdır. Rulman tasarımı yapılırken rulmanın çalışacağı yük ve ortam koşulları düşünülerek rulman sürtünmesini azaltmak amacıyla farklı tasarım değişiklikleri yapılabilir. Bu değişikliklerden bazıları; rulmanda kullanılacak yuvarlanma elemanı sayısının mümkünse azaltılması, bilezik yüzeylerine özel kaplamaların yapılması, rulmanlarda kullanılan elastomer kapakların kapak sıklığının azaltılması, sürtünme değeri düşük olan yağlayıcıların kullanılması, rulman bileziklerinin

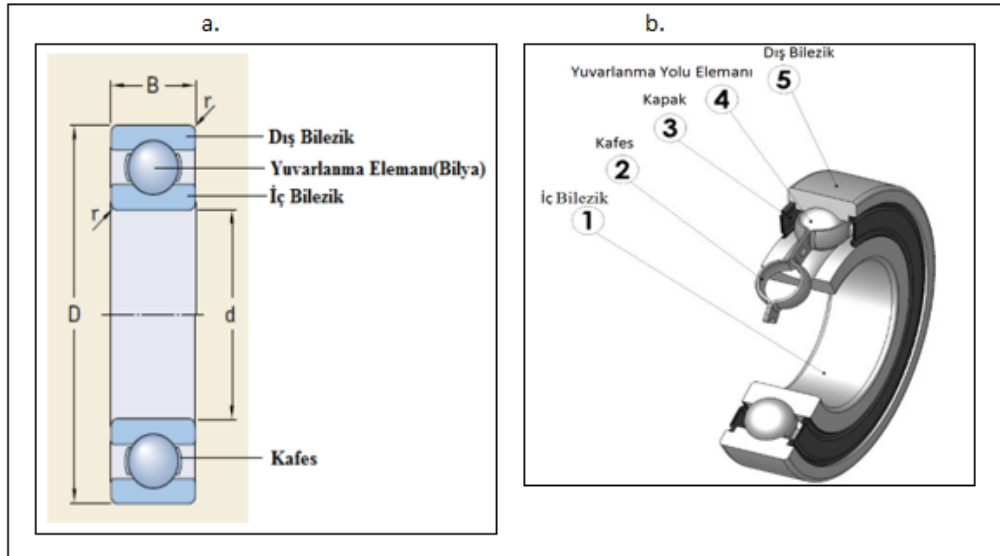
yuvarlanma yolu yarıçap oranlarının tayin edilmesi gibi bir çok tasarım kararı alınabilir. Rulmanlar kullanılacakları yerde; konstrüksiyon sınırları, ortam koşulları, rulmanın maruz kalacağı yükler, rulman çalışma sıcaklığı, en yüksek ve en düşük sıcaklık ve çalışma devri gibi değişkenler göz önünde bulundurularak tasarımı yapılırlar.

Bu tez kapsamında, rulman sürtünmesine etki eden değişkenler değerlendirilmiş olup, her bir değişkenin rulman fonksiyonuna ve sürtünme davranışına olan etkisi deney tasarımı yöntemi ile incelenmiştir. Rulmanın yüksek devirde çalışabilmesi için kafes tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar ile hibrit araç motoru rotor mili yataklamasında kullanılan tek sıralı radyal bilyalı 6209 rulmanın sürtünmesi azaltılmış ve bu sayede rulmanın 7300 dev/dak olan dönme hızı sınırı artırılmıştır. Sonuç olarak, yüksek devir için sürtünmeyi etkileyen bileşenlerin uygun kombinasyonu belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1. Rulman Genel Yapısı ve Rulman Tipleri

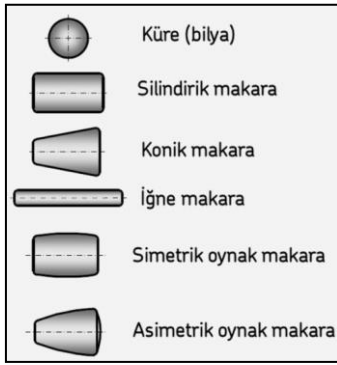
Rulmanın temel görevi, aralarında bağıl dönme hareketi olan iki eleman arasında sürtünmeyi azaltmak ve sorunsuz yük aktarımını sağlamaktır. Rulmanlı yataklar, günlük hayatta kullandığımız araç ve ürünlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. En çok kullanılan makine elemanlarından olan ve özellikle değişken yük ve devirli yataklamalarda kullanılan rulman teknolojisi bugünkü haliyle artık özel rulmanlar haricinde standartlaşmıştır [4]. Rulmanların genel yapısı (Şekil 2.1) iki adet bilezik arasında istenilen boşluk değerlerine göre toleranslandırılmış yuvarlanma elemanları kullanılmasıyla meydana gelir. Rulman bilyalarını kavrayacak şekilde yerleştirilmiş, “kafes” adı verilen ve rulman bilyalarını eşit aralıklarda tutan bir parça kullanılmaktadır. Kafes sayesinde rulman bilyaları arasında oluşturulan boşluk ile yükün bilyalar arasında eşit dağıtılması sağlanmakta, bilyaların dönme eksenini dışındaki hareketleri kısıtlanmakta ve birbirlerine sürtmeleri engellenerek sürtünme kuvveti düşürülmektedir. Rulman bilyalarının küresel geometrisi sebebiyle yuvarlanma yolunda oluşan Hertz temas teorisine uygun olarak, rulman tasarımları uzun süre değişken yük ve devir altında çalışmaya uygun olarak üretilmektedir [5]. Endüstride yaygın olarak kullanılan tek sıralı sabit bilyalı rulman kesit resmi ve genel boyutlandırma ölçüleri Şekil 2.1’de verilmiştir, genel boyutlandırma ölçüleri; Rulman dış çapı D , rulman delik çapı d , rulman genişliği B ve kenar yarıçapı r ’dir.



Şekil 2.1. Tek sıralı sabit bilyalı rulman kesit görünüşü ve temel elemanları [6]

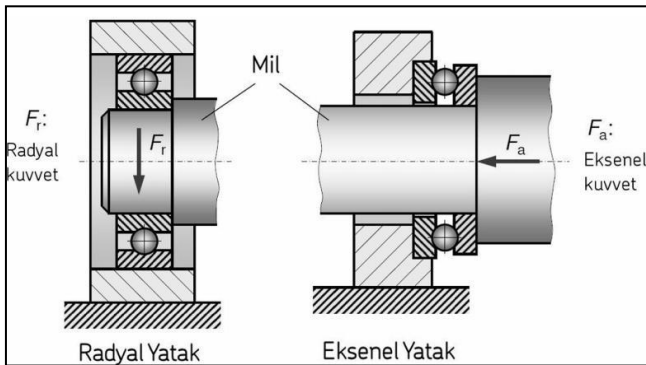
2.2. Rulmanların Sınıflandırılması

Şekil 2.2’de rulmanlarda kullanılan farklı geometrilere sahip yuvarlanma elemanları gösterilmiştir. Farklı elemanların kullanılma sebepleri rulmana gelen yükler ve yönleri, rulman devir hızı gibi uygulamayla alakalı değişkenlerdir. Örneğin; bilyalı rulmanlar silindirik makaralı rulmanlara göre daha yüksek devirlerde çalışabilirler. Buna karşılık çizgisel temasından dolayı silindirik makaralı rulmanlar daha yüksek radyal yükleri taşıyabilirler.



Şekil 2.2. Rulmanlarda kullanılan yuvarlanma elemanı örnekleri [7]

Günümüzde çok farklı tipte rulmanlar bulunmaktadır. Bunlardan piyasada yaygın ve standart olarak kullanılan rulman tipleri kısaca anlatılmıştır. Bu rulman tiplerinin yanı sıra özel talep ve uygulamalar için standart boyutlar dışında özel tasarım rulmanlarda imal edilmektedir. Farklı rulman tiplerinin bulunmasının sebebi; rulmanlar taşıyacağı yüke ve taşıyacağı yükün yönlerine göre, rulman hızına göre, kullanım yerinin geometrisi ve koşullarına göre üretilmesi gerekliliğidir. Gelen kuvvetin yönüne göre radyal ve eksenel yataklanmış rulmanlar Şekil 2.3’de ifade edilmiştir.



Şekil 2.3. Rulmanlara gelen yüklerin gösterimi [7]

2.2.1. Tek ve çift sıra bilyalı rulmanlar

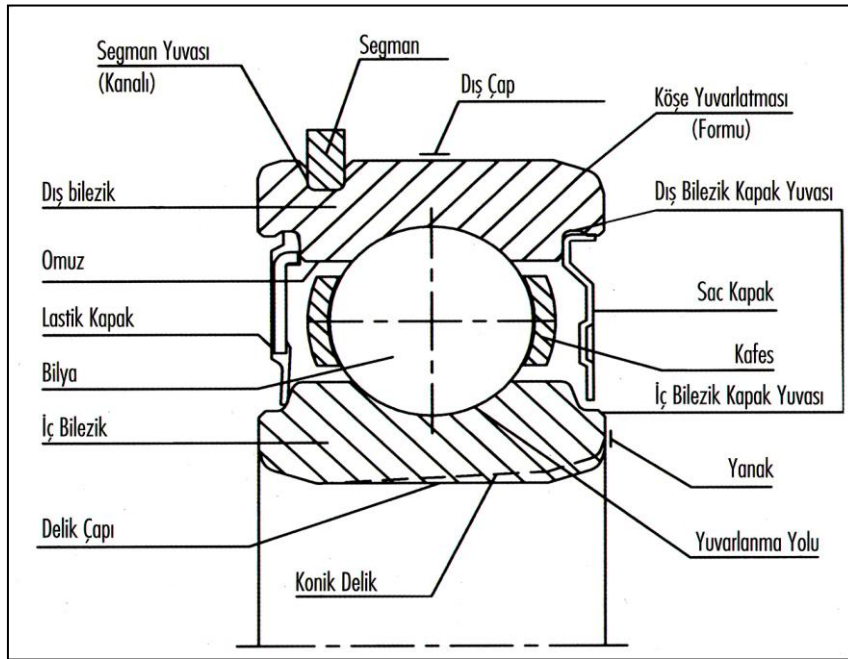
Şekil 2.4’de tek ve çift sıralı bilyalı rulman resimleri gösterilmiştir. 6000, 6200, 6300, 6400 serisi standart rulmanlar ve özel ölçülerde olabilecek, parçalarına ayrılamayan rulmanlardır. Bilyalı rulmanlar tüm rulman tipleri içerisinde en yüksek devir sayısı sınırına sahiptir. Bu tarz rulmanlarda bilyaların küresel yapısı nedeniyle bilyaların sadece üst noktası bilezik yataklarına temas etmektedir. Bu nedenle makaralı rulmanlara göre daha az yüzey teması sağladıklarından daha az sürtünme ile daha yüksek devir sayıları elde edilebilir. Radyal boşluğa bağlı olarak, normal çalışma şartlarında eksen konumuna bağlı olarak 8-16 dakika açı altında eğik takılabilirler. Standart seri imalat programlarında genellikle temassız kapaklı, tek sıra bilyalı rulmanlar olduğu gibi temaslı contalı (sızdırmaz kapaklı) rulmanlarda bulunmaktadır. Her iki tarafında da kapağı bulunan rulmanlar bakım gerektirmez. Çift sıralı bilyalı rulmanların radyal yük taşıma kapasitesi tek sıralı olanlara göre daha yüksektir ancak eksenel olarak daha az yük taşıyabilirler. Eğik konumlara da müsait değildirler [1].



Şekil 2.4. Tek ve çift sıralı bilyalı rulman [8]

Bilyalı rulmanlarda yuvarlanma elemanları bilyalardır. Bilyaların rulman bilezikleri üzerindeki temas alanı teorik olarak noktasal olduğundan sürtünme kuvveti oldukça düşüktür. Ancak yük taşıma kabiliyeti noktasal temas alanında yüksek gerilmelere yol açtığı için masuralı rulmanlara göre düşüktür. Masuralı rulmanlarda yuvarlanma elemanı olarak yüzeyinde belirli bir form bulunan silindirik parçalar kullanılır. Masura ile bilezikler arasındaki temas yüzeyi teorik olarak çizgiseldir ve bilyalı rulmanlara göre daha fazladır. Bu sebeple masuralı rulmanlar daha yüksek yükler taşıyabilirler ancak yüksek hızlarda kullanılamazlar.

Bilyalı rulmanlar yük taşıma eksenlerine göre radyal, aksel ve açısal temaslı olarak sınıflandırılırlar. Radyal rulmanlar dönme eksenine dik yükleri taşırlarken, aksel rulmanlar dönme eksenine paralel yükleri taşımak için tasarlanırlar. Açısal temaslı rulmanlarda hem radyal hem de aksel yükler taşınabilir ancak rulman tek bir yönde aksel yük taşıyacak şekilde tasarlanmıştır. Bu şekilde tasarlanan rulmanlar genellikle hem radyal hem de aksel yüke birlikte maruz kalarak daha uzun süre çalışabilirler. Şekil 2.5'te tek sıralı radyal bilyalı rulmanların bileşenleri görülmektedir.

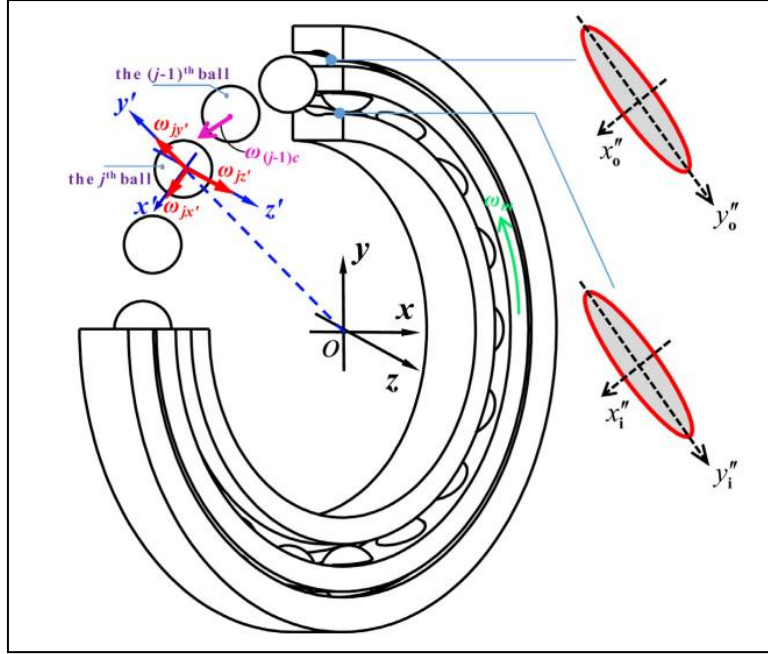


Şekil 2.5. Tek sıralı radyal bilyalı rulman bileşenleri [5]

2.3. Tek Sıralı Radyal Bilyalı Rulmanlarda Dönme Hareketi

İç bileziğinden yataklanmış, dış bilezik yuvası sabit, tek sıralı radyal bilyalı bir rulmanı ele aldığımız zaman, bilyalar sadece yatak eksenini etrafında ' ω_c ' açısal hızı ile dönmez, aynı zamanda kendi merkezinden geçen eksen etrafında ' ω_b ' açısal hızı ile dönerler. Bu ' ω_b ' açısal hız x, y, z koordinat sisteminde ' ω_x ', ' ω_y ' ve ' ω_z ' bileşenlerine ayrılır. Kafes ise rulman eksenini etrafında ' ω_m ' hızı ile döner. Yükleme koşulları altında iç bilezik radyal ve aksel yönelim eğiliminde olur, ve iç bilezik merkezindeki yer değiştirmeler (V_x, V_y, V_z) olur, aynı zamanda bilya merkezinde dönüşümsel hareketlere sahip olur. Bilyanın yer değiştirmeleri ise (V_{jy}, V_{jz}) olur. Bilya ile yuvarlanma yolu arasındaki temas kuvveti temas açısı bilyaların, iç bileziğin ve kafesin pozisyonuna göre belirlenir. Bu bileşenlerin

pozisyonları uygulanan kuvvetten kaynaklı hareketleridir. Bilyanın açısal hızı (ω_{jx} , ω_{jy} , ω_{jz} , ω_{jc}), kafesin dönme hızı ω_m ve bilya merkezlerinin yer değiştirmeleri s (V'_{jy} , V'_{jz}) ve iç bilezik yer değiştirmesi (V_x , V_y , V_z) bu modelde bilinmeyen değişkenlerdir. Şekil 2.6'da görülen rulman bileşenleri arasındaki etkileşimli kuvvetler bu değişkenlerin bir fonksiyonu olarak ifade edilir [9].



Şekil 2.6. Rulman bileşenlerinin dönme hareketi

Tek sıralı radyal bilyalı rulman için dinamik modelde her bir elemanın hareketi temel olarak Euler hareket denklemlerinden türetilmiş ve Newton denklemleri ile zamanın bir fonksiyonu olarak birleştirilmiştir [9].

1) Bilyanın hareketi için diferansiyel denklemler;

$$I_c \dot{\omega}_{jc} = F_i^{x^{ii}} R_i - F_o^{x^{ii}} R_o + F_{cage}^j \frac{d_m}{2} - F_{dj} \frac{d_m}{2}$$

$$I \left(\dot{\omega}_{jc} - \omega_{jc} \omega_{jy^i} \right) = \frac{d}{2} (F_o^{y^{ii}} - F_i^{y^{ii}})$$

$$I \left(\dot{\omega}_{jy^i} + \omega_{jc} \omega_{jx^i} \right) = \frac{d}{2} (F_o^{x^{ii}} \sin \alpha_{oj} - F_i^{x^{ii}} \sin \alpha_{ij}) + M_i \cos \alpha_{ij} + M_o \cos \alpha_{oj}$$

$$I \dot{\omega}_{jz^i} = \frac{d}{2} (F_o^{x^{ii}} \cos \alpha_{oj} - F_i^{x^{ii}} \cos \alpha_{ij}) - M_i \sin \alpha_{ij} - M_o \sin \alpha_{oj}$$

$$\begin{aligned}
Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + F_{cj} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} + F_i^{y^{11}} \sin \alpha_{ij} - F_o^{y^{11}} \sin \alpha_{oj} &= m \dot{\Delta}_{jy}^1 \\
Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_i^{y^{11}} \cos \alpha_{ij} - F_o^{y^{11}} \cos \alpha_{oj} &= m \ddot{\Delta}_{jz}^1
\end{aligned} \tag{2.1}$$

2) Kafesin hareketi için diferansiyel denklemler;

$$I_{\text{cage}} \dot{\omega}_m = F_{\text{cage}} \frac{d_m}{2} \tag{2.2}$$

3) İçbilezik ve şaft kombinasyonu için diferansiyel denklemler;

$$\begin{aligned}
M \ddot{\Delta}_x &= -Q_x \\
M \ddot{\Delta}_y &= F_r - Q_y \\
M \ddot{\Delta}_z &= F_a - Q_z
\end{aligned} \tag{2.3}$$

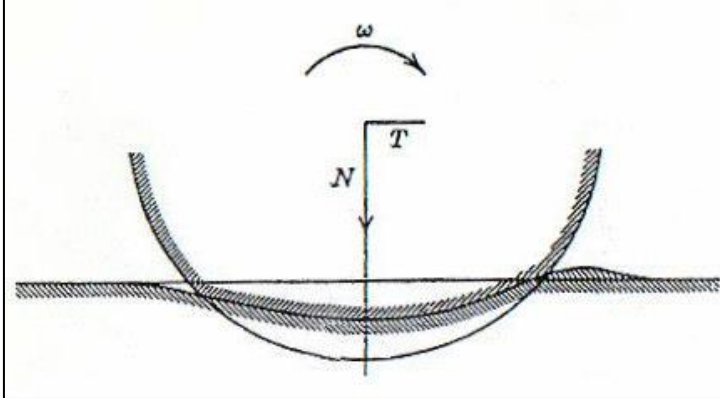
2.4. Bilyalı Rulmanlarda Yuvarlanma, Deformasyon ve Sürtünme İlişkisi

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 bilya ve çapı "d_i" olan bir bileziğe takılan bir rulmanlı yatak için, temas yüzeyin eğrilik yarıçapı eşitlik 2.4'de görülen ifade ile verilir:

$$R = \frac{d_i * D}{d_i + D} .. \tag{2.4}$$

Eşitlik 2.4'te geçen deformasyondan dolayı ve yuvarlanma elemanının bilezik üzerine yuvarlanma hareketinden dolayı (ki bu hareket yuvarlanma sürtünmesini yenmek için teğetsel bir kuvvete ihtiyacı vardır) bilezik malzemesi sıkıştırılır ve bu sayede temas bölgesinin önüne doğru bir şişkinlik oluşur. Buna bağlı olarak temas alanının arkasında da bir

çökme oluşur. Böylece, şişkinliğin direnç kuvvetini yenecek ilave bir teğetsel kuvvete ihtiyaç vardır. Temas alanında oluşan çökme ve teğetsel kuvvet Şekil 2.7’de görülmektedir.



Şekil 2.7. Bilyanın dönme hareketi [14]

Kapaksız ve gressiz bir rulman için bu sürtünme etkileşimleri üç kategoriye ayrılmıştır. (1) Bilya-kafes, (2) bilya-iç/dış bilezik yuvarlanma yolu, (3) kafes-iç/dış bilezik etkileşimleri. Bilyalı rulman mil ile birlikte döner çünkü iç bilezik milden yataklanmıştır. Bu yüzden bilyaların dönmesi iç bilezik teması ile sağlanır, aynı zamanda kafes ile bilyalar arasında temas olur. Bilyalar rulman içerisinde bilezikler arasındaki temastan ve kafes temasından kaynaklı dönme ve kayma hareketi yaparlar. Sonuç olarak sürtünme kuvveti ve aşınma oluşur. Bu sürtünmeye bağlı oluşan kayma hızı “v” iki sürtünme yüzeyi arasındaki bağıl hız olarak tanımlanır, ve parçaların kayma hızı vektör koordinasyonu kullanılarak hesaplanabilir [10]. Ve devam eden denklemde [11] “ V_{ib} ” bilya ve iç bilezik arasındaki bağıl hız gösterilir.

$$v_{ib} = (R_i - R_b)(\omega - \omega_c) - R_b\omega_i \quad (2.5)$$

Burada, R_i ve R_b iç bilezik ve bilya yarıçaplarıdır ve sırasıyla ω , ω_c ve ω_i rulmanın dönme hızı, kafesin dönme hızı ve iç bilezik yuvarlanma hızı olarak tanımlanır. Aynı şekilde bilyalar ve dış bilezik arasındaki etkileşimden kaynaklı bağıl hız “ V_{ob} ” olarak hesaplanır.

$$v_{ab} = (R_o + R_b)\omega_c - R_b\omega_b \quad (2.6)$$

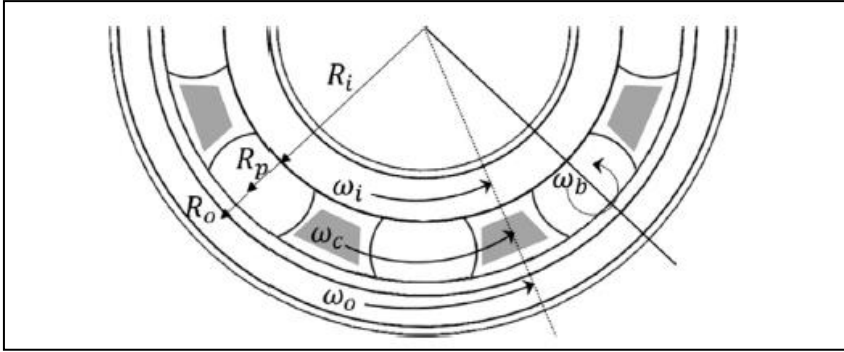
Dönen iç bilezik ve kafes arasındaki bağıntı;

$$v_{ic} = (R_p - R_c) \omega_c \cdot \quad (2.7)$$

R_p ve R_c sırasıyla bölüm dairesi ve kafes yarıçapıdır. Kafes ile bilyalar arasında oluşan bağıl hız;

$$v_{cb} = R_p (\omega_c - \omega_b) - R_b \omega_b \cdot \quad (2.8)$$

“ ω_b ” bilya dönme hızı olarak tanımlanır [10]



Şekil 2.8. Bilyalı rulman bileşenleri arasındaki ilgili vektörler ($R_{i,o,p}$: Yarıçaplar sırasıyla iç bilezik, dış bilezik, bölüm dairesi ve $\omega_{i,c,o,b}$: Açısal hız sırasıyla iç bilezik, kafes, dış bilezik ve bilya) [11]

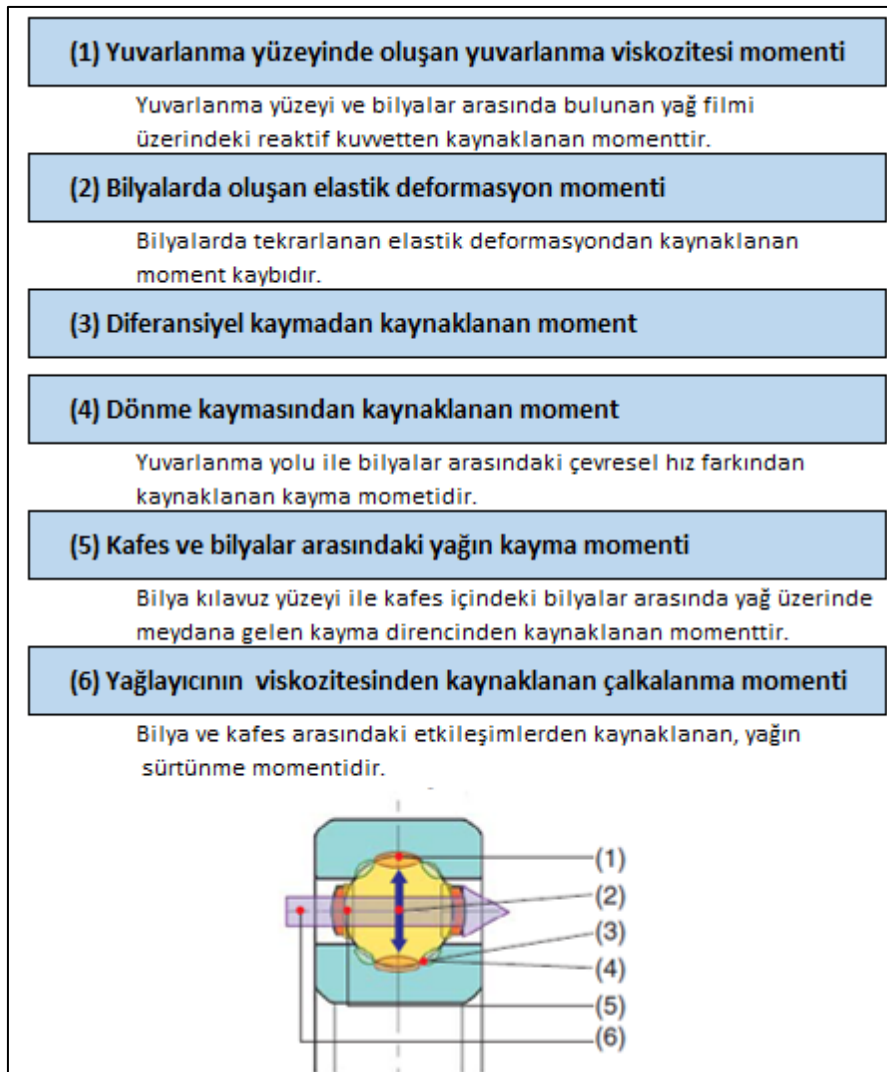
Rulmanlarda meydana gelen sürtünme yuvarlanma hareketinden daha çok temas halinde bulunan malzemelerin elastik şekil değiştirmeleri, elastik histerizis kuvvetlerinin şiddetleri ve doğrultuları, yuvarlanma elemanları ile kafes arasındaki sürtünme, yağ cinsi gibi etkenler tarafından tayin edilmektedir.

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 [12].

Metal – metal sürtünmesi rulman parçaları üzerinde yapısal değişimler meydana getirir. Bu da 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 [12]

Bütün bu sürtünme mekanizmaları bilyalı rulmanlarda ısı oluşumuna ve hasara sebebiyet vermektedir. Bilyalı rulmanlarda hasara sebep olan etkenler Şekil 2.9’da gösterilmiştir [13]



Şekil 2.9. Bilyalı rulmanlarda sürtünmeye sebep olan etkenler [13]

2.5. Bilyalı Rulman Sürtünme Momenti Modeli (Palmgren metodu)

Rulman sürtünme momentini matematiksel bir yaklaşımla analiz etmek ve hesaplamak dışında, Palmgren ampirik olarak farklı tip ve boyutlardaki rulmanların sürtünme momentlerini laboratuvar testleri kanalıyla hesaplamıştır. Bu testler; hafiften ağır yükler altında, yavaştan orta seviyedeki mil hızlarında, çeşitli yağlayıcılar ve yağlama teknikleri ile yapılmıştır. Palmgren bu test sonuçlarını değerlendirirken ölçülen sürtünme momentlerini uygulanan yüke, viskoz özelliğine göre yağlayıcı tipine, kullanılmış yağlayıcı miktarı ve rulman dönüş devrine göre ayırmıştır. Palmgren'in metodu düşük ve orta seviyeli mil hızlarında sürtünme momentini hesaplamakta kullanılabilmektedir [14].

Palmgren Uygulanan yük nedeniyle oluşan tork:

Palmgren [14] bu momenti denklem 2.9 ile ifade etmiştir.

$$M_1 = f_1 F_\beta d_m \quad (2.9)$$

f_1 değeri rulman tasarımı ve bağlı yatak yüküne göre değişmektedir.

$$f_1 = z (F_s / C_s)^y \quad (2.10)$$

F_s eşdeğer statik yük ve C_s ise statik yük sayısıdır, z ve y değerleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Rulman tiplerine göre f_1 değeri hesabı yapmak için gerekli olan katsayılar [14].

Rulman Tipi	Nominal Kontak Açısı [°]	z	y
Radyal Sabit Bilyalı	0	0,0004 - 0,0006 ^a	0,55
Açısal Temaslı	30 - 40	0,001	0,33
Eksenel	90	0,0008	0,33
Çift Sıralı, oynak	10	0,0003	0,40
Düşük değerler hafif rulman serilerine aittir, yüksek değerler ağır koşullu rulman serilerine aittir.			

F_β değeri uygulanan yük ve yükün yönüne göre değişmektedir. Denklem 2.11 ile hesaplanmaktadır. Radyal rulmanlar için;

$$F_{\beta} = 0,9 F_a \cot \alpha - 0,1 F_r \text{ or } F_{\beta} = F_r \quad (2.11)$$

Temas açısı sıfır olan tek sıralı sabit bilyalı radyal rulmanlar için denklem 2.11 aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.

$$F_{\beta} = 3F_a - 0,1 F_r \quad (2.12)$$

Eksenel bilyalı rulmanlar için ise;

$$F_{\beta} = F_a \quad (2.13)$$

Yağlayıcının viskoz sürtünmesi nedeniyle oluşan sürtünme:

Palmgren orta hızlı rulmanlar için; yuvarlanma elemanlarının rulman boş hacminin bir kısmında bulunan viskoz yağlayıcı arasından geçerken neden olduğu sürtünmeyi tahmin edebilmek için aşağıdaki ampirik denklemi yayınlamıştır.

$$M_v = 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3 \quad v_0 n \geq 2000$$

$$M_v = 160 \cdot 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad v_0 n < 2000 \quad (2.14)$$

V_0 centistoke (Ct), n ise bir dakikadaki devir sayısıdır. f_0 değeri yağlama metodu ve rulman tipine göre belirlenen değişkendir ve Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2. Rulman tipi ve yağlama metotlarına göre f_0 değerleri [15]

Rulman Tipi	Gres	Sisli Yağ	Yağ Banyolu	Yağ Banyolu (Dikey Şaft) veya Yağ Jeti
Radyal Sabit Bilyalı	0,7 - 2 ^b	1	2	4
Oynak Bilyalı	1,5 - 2 ^b	0,7 - 1 ^b	1,5 - 2 ^b	3 - 4 ^b
Eksenel Bilyalı	5,5	0,8	1,5	3
Açısal Temas Bilyalı	2	1,7	3,3	6,6

a. İkili (eşli) rulmanlar veya çift sıralı rulmanlar için $2 \cdot f_0$ değeri kullanılır.

b. Düşük değerler hafif rulman serilerine aittir, yüksek değerler ağır koşullu rulman serilerine aittir.

M_v hesabında kullanılan denklem 2.14, özgül ağırlığı $0,9 \text{ g/cm}^3$ olan yağlar için geçerlidir. Gresle yağlamalı rulmanlar için v_0 gres içindeki yağı ifade eder ve bu denklem gresli rulmanlar için gresin rulmana basıldıktan sonraki kısa bir süresi için geçerlidir. Çünkü uzun süre geçtikten sonra gres bozulur ve yağlayıcı özelliklerini yitirir. Yüke bağlı sürtünme momenti ve yağlayıcı sebebiyle oluşan sürtünmenin toplamı, toplam sürtünme değerini verir. Denklem 2.9 ve 2.14 ile hesaplanan M_1 ve M_v ampirik hesaplamalardır, yuvarlanma elemanı ile kafes cebi arasındaki kayma hareketi bu denklemlere dahildir [14]. Toplam sürtünme momenti denklem 2.15 ile hesaplanır;

$$M = M_1 + M_v \quad (2.15)$$

2.6. Rulmanlarda Sürtünme Torku Modeli - SKF Methodu

SKF tarafından geliştirilen sürtünme momenti (torku) modeline göre, sürtünme torku rulmanlardaki fiziksel sürtünme kaynaklarına ayrılmıştır. Bu kaynaklar dönme torku terimi M_{rr} , kayma torku terimi M_{sl} , yağlayıcı etkisinden kaynaklı tork terimi M_{drag} , kapak sürtünme torku M_{seal} olarak belirtilir [16].

$$M_{total} = \underbrace{\phi_{ish} \phi_{rs} \left(G_{ir} (vn)^{0,6} \right)}_{M_{rr}} + \underbrace{\left(G_{sl} (\mu_{sl}) \right)}_{M_{sl}} + \underbrace{\left(V_M K_{ball} d_m^5 n^2 \right)}_{M_{drag}} + \underbrace{\left(K_{Sl} d_s^B + K_{S2} \right)}_{M_{seal}} \quad (2.16)$$

Dönme sürtünme momenti $-M_{rr}$

Dönme temas alanında sürtünme kayıplarına sebep olan birkaç ayrı kaynak vardır. Yeteri kadar yağlayıcının temas alanına nüfuz etmesi için enerji harcanır (Elastohidrodinamik yağlama prosesi). Çelikteki elastik histeris kayıpları (deformasyon prosesindeki enerji israfı) ve yüzeyler arasındaki yapışma kuvvetleri mekanizması dönme sürtünmesini oluşturur.

$$M_{rr} = G_{ir} (vn)^{0,6} \quad (2.17)$$

M_{rr} dönme sürtünme momentidir (Nmm), G_{rr} dönme direnci üzerindeki rulman yükünün etkisini temsil eder ve rulman tipine, rulman çapına (mm), rulman yükü (N), n dönme hızı (m/s) ve v yağlayıcının çalışma sıcaklığındaki kinematik viskozitesi (mm^2/s).

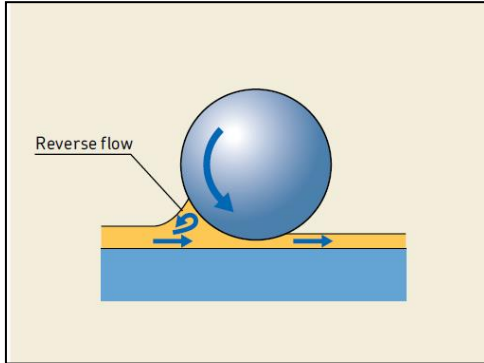
Bilyalı rulmanlar için dönme sürtünmesi değişkeni G_{rr} ;

$$G_{rr} = R_1 d_m^{1.83} F \alpha^{0.54} \quad (2.18)$$

R_1 dönme sürtünme momenti geometri sabitidir ve rulman tipine bağlıdır. “ d_m ” rulman çapı (mm) ve F rulman yükü (N)’dür. Ancak dönme sürtünme direnci diğer etkenlerden de etkilenir. İç ısınma “ φ_{ish} ” ve kinematik bütünleme/yetersiz yağlanma “ φ_{rs} ”.

İç ısınma (φ_{ish}); Bütün yağlayıcılar temas alanı içerisine nüfuz edemez, yağlayıcının bir kısmı rulman içerisinde ters akıştan dolayı temas alanı dışına sirküle olur. Bu sirkülasyon yağlayıcının viskozitesi sıcaklıkla aşırı düştüğü için ısı üretir, temas alanındaki azalan viskozite yağ film kalınlığını ve dönme direncini düşürür. Bu etki SKF sürtünme momenti modelinde “ φ_{ish} ” olarak belirtilir,

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1.84 \times 10^{-9} \left[(n d_m) 1.28 v^{0.64} \right]} \quad (2.19)$$



Şekil 2.10. Rulman içerisinde yağlayıcının hareketi [17]

Kinematik bütünleme/yetersiz yağlama (φ_{rs}); Yüksek hızlarda veya yüksek yağlayıcı viskozitesi için bilyanın yuvarlanma yolundan geçtikten sonra yağlayıcının ters akış ile yuvarlanma yolunu tekrar dolduramaması, yeterli zamanı bulamaması durumlarında olur. Bu kinematik yağlayıcı eksikliği temas alanına yeterli yağlamanın yapılamamasından dolayı yağ film kalınlığını ve dönme direncini düşürür. Bu etki SKF sürtünme momenti modelinde φ_{rs} olarak belirtilir, bu faktör yağlama mekanizmasının iyi çalışıp çalışmadığının bir fonksiyonu olarak gösterilir [16].

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs}vn(d+D)} \sqrt{K_2 / 2(D-d)}} \quad (2.20)$$

K_{rs} yetersiz yağlama sabitidir, gresli yağlamalı rulmanlar için 6×10^{-8} ve K_z rulman geometrisi sabitidir.

Kayma Sürtünme Momenti- M_{sl}

Kayma sürtünmesi temas yüzeyinde dönme hareketi varsa her zaman mevcuttur. Dönme temasında iki önemli kayma teması vardır. Mikro kayma ve makro kayma. Kayma sürtünme momenti M_{sl} ;

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (2.21)$$

M_{sl} kayma sürtünme momenti (Nmm), G_{sl} kayma direncindeki rulman yükünün etkisini temsil eder ve rulman tipine, rulman çapına (mm), rulman yüküne (N) ve M_{sl} kayma sürtünme sabitine bağlıdır. Radyal bilyalı rulmanlar için kayma sürtünme değişkeni (G_{sl});

$$G_{sl} = S_1 d_m^{0.05} F \alpha^{4/3} \quad (2.22)$$

S_1 kayma sürtünmesi için geometri sabitidir ve rulman tipine bağlıdır. d_m rulman çapı ve F rulman yüküdür (N).

Kayma sürtünme sabiti temas uyumu, bilya ve yuvarlanma yolu teması, osilasyon, kayma gibi etkenlerden kaynaklanan makro kaymalardan etkilenir. Bu kayma açısal hız ile mikro kaymaların sebep olduğu şekil değişimidir(elastik deformasyon). Temas alanındaki kayma profili yağ film kalınlığı ve pürüzlülüğe bağlı, yağdaki kayma ve düşük temas sürtünmesi vasıtasıyla sürtünme kayıplarını oluşturur.

Bir temas alanındaki yağdaki kaymadan kaynaklı sürtünme;

$$\mu_{EHD} = \frac{1}{Q} \int_A \tau \, dA \quad (2.23)$$

Q temas alanındaki yük, τ yağlayıcının kayma gerilmesi, A temas alanı “ μ_{ehd} ” tam yağ filmi durumu için sürtünme sabitidir. Temas alanındaki kayma gerilmesi kayma hızı ve yağlayıcı akış mekaniğine bağlıdır. Eğer yağ film kalınlığı yüzeyleri ayırmada yetersiz kalırsa kaymanın yerini pürüzlü etkileşimler alacaktır. Bu durum kaymadan kaynaklı sürtünme kayıplarını artırır .

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl}\mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl})\mu_{EHL} \quad (2.24)$$

μ_{bl} etkileşim bölgesi pürüzlerinin sürtünme sabitidir ve yağlayıcıların ilave maddelerinden etkilenir. φ_{bl} pürüzlerin ve yağlayıcı kayma mekanizmasının etkisi için kullanılan ağırlık faktörüdür .

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2.6 \times 10^{-8} (n_o)^{1.4} d_m}} \quad (2.25)$$

Kapaksız ve gressiz bir rulmanda SKF tarafından bu eşitlikler kullanılmıştır [16].

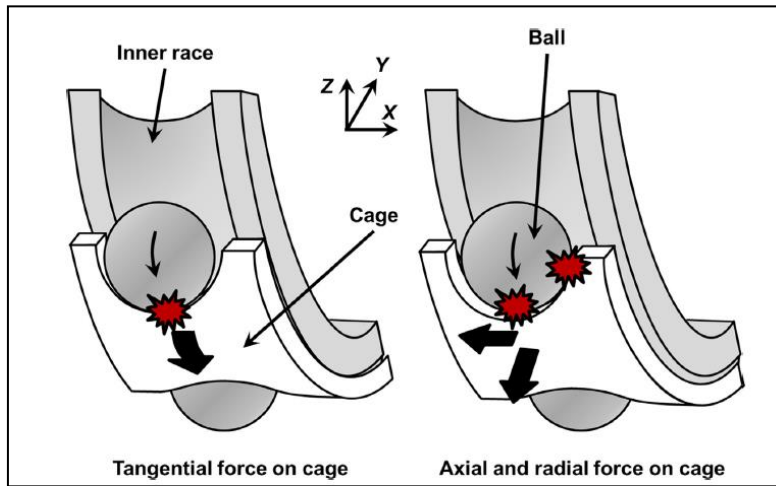
2.7. Yuvarlanma Yolu Elemanları ile Kafes Cepleri Arasındaki Sürtünme

Bilyalı rulman kafesleri (diğer adıyla bilyalı rulman tutucuları veya bilya ayırıcıları) bilyaları ayıran, simetrik radyal mesafeyi koruyan ve çoğu durumda rulmanları bir arada tutan rulman bileşenleridir. Kafesler, yağlar için bir rezervuar görevi görerek veya kafesin kendi malzemesi veya kafes üzerindeki kaplaması vasıtasıyla katı bir film temin ederek yağlama sağlayabilir. Tasarımcının uygun kafes tipini seçmesi, rulmanın istenilen ömür ve performansı elde edebilmesi açısından mutlaka şarttır [18].

Normal çalışma koşullarında çalışan bilyalı bir rulman için bilyalar ile rulman kafesi arasında oluşan sürtünme torkunun hesaplanmasında genellikle dikkate alınmaz. Bu yüzden rulman sürtünmesinin hesaplanmasında kullanılan teorik SKF modelinde bilyalar ile kafes arasındaki sürtünme yer almaz [19]. SKF modelinde rulmana gelen yüklerin 0,01 C’ye eşit veya fazla olması durumunda, C rulmanın yük taşıma kapasitesidir ve çalışma devri rulmanın en yüksek hız sınırını geçmemelidir [20-21]. Yüksek hız rulmanlarında yuvarlanma yolu elemanları bilyalar ile kafes arasında oluşan sürtünme rulmanın ısı artışına

sebebiyet veren çok önemli bir nedendir. Bu durumda özel kafes malzemesi ve kafes geometrisi kullanmak bir çözüm olacaktır [22]. Houpert ve Leenders [21] kafesin bilyalı rulmanlarda rulman toplam sürtünme torkuna etkisini ıspatlamak için radyal bilyalı rulmanlarda toplam sürtünme torku hesabı için bir model geliştirmişlerdir. Bilyalara uygulanan kuvvet ve momentlerden yola çıkarak, radyal bilyalı rulmanlar için dört farklı etkenin toplamı olarak belirlemişlerdir. Bu etkenler hidrodinamik dönme direnci, yuvarlanma yolu yarıçap oranları, elastik dönme direnci ve kafes-bilyalar arasındaki sürtünmeden kaynaklı oluşan frenleme direncidir [21].

Şekil 2.11’de görüldüğü gibi, bilya ve kafes arasındaki temastan dolayı, kafese teğetsel kuvvet, eksenel kuvvet ve radyal kuvvet etki eder [23].



Şekil 2.11. Bilyalı rulmanda rulman kafesine etkiyen kuvvetler [23]

Shaona [24] çok düşük yükleme koşulları altında çalışan küçük bilyalı rulmanlar için, rulmanın toplam sürtünmesi içerisinde bilya-kafes temasından kaynaklı sürtünmenin önemli katkısı olduğunu belirtmiş, bu yüzden rulman sürtünme momentine sebebiyet veren her bir sürtünme kaynağı için düşük osilasyon değerlerinde çalışan giroskopik bir rulman için karmaşık bir program geliştirmiştir. 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

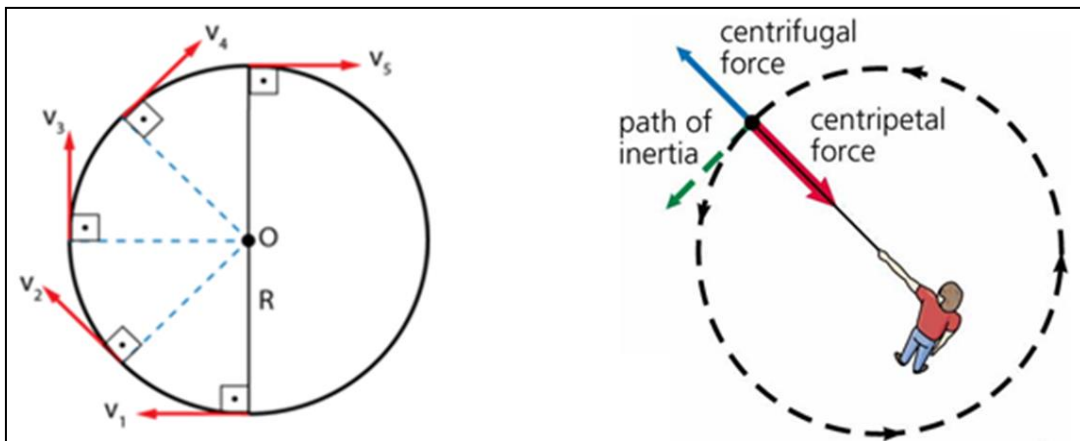
yüklemeye, yağlayıcı özelliklerine, yuvarlanma elemanının hızına ve kafes cep geometrisine bağlıdır. Genel olarak, basitleştirilmiş elasto-hidrodinamik teorisinin uygulanmasıyla birlikte sürtünme kuvvetlerin analizi yeterli kılar.

Kafes geometrisi yüksek hız uygulamalarında merkezkaç kuvvetinin etkisiyle elastik ve plastik deformasyona uğradığından dolayı daha fazla önem arz etmektedir. Yük taşımamakla birlikte, yuvarlanma yolu elemanları ile temasından dolayı sürtünmeye doğrudan etkisi vardır. Ayrıca rulman kafesleri bazı durumlarda rulman bilezikleri ile temas edebilirler, sürtünmeyi artırdığı için istenmeyen bir durumdur.

2.7.1. Mevcut tasarım değerlendirilmesi

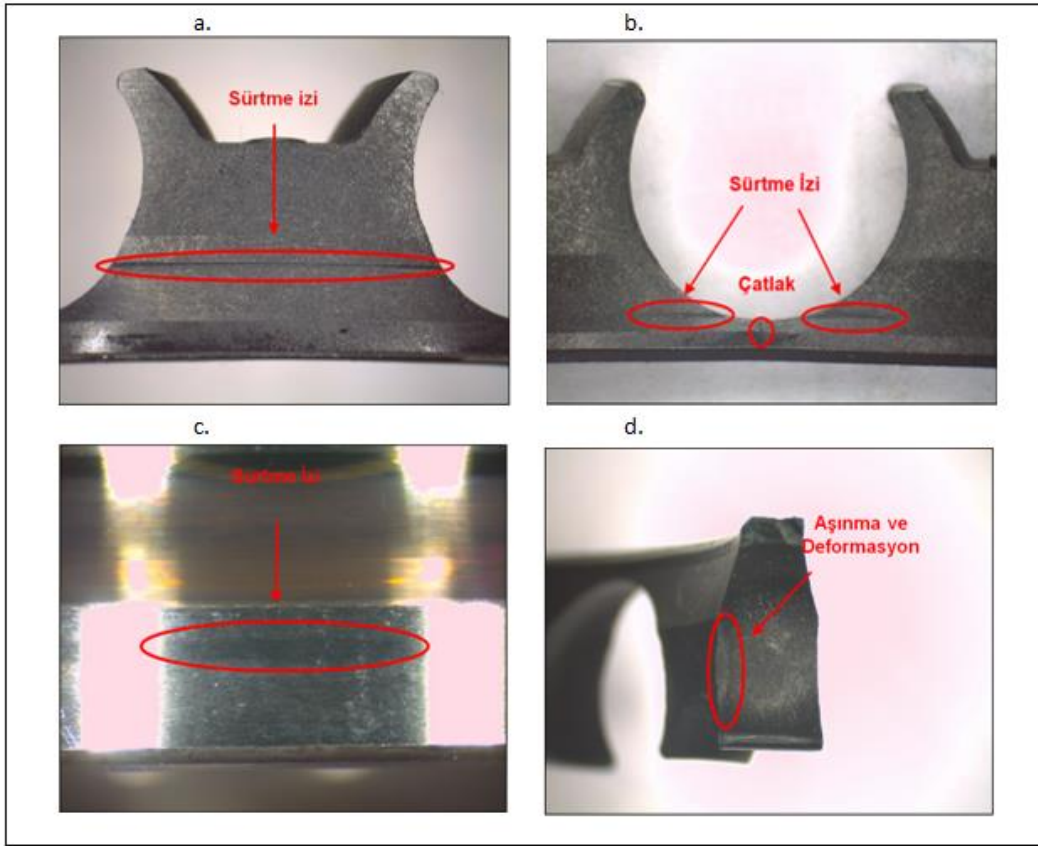
Yüksek hızlarda çalışan rulmanlarda dönme esnasında oluşan merkez kaç kuvveti kafes cepleri ile bilyalar arasındaki teması artırarak sürtünmeyi artırmakta, rulmanın aşırı ısınmasına sebebiyet vermektedir. Aynı zamanda yüksek hızlarda çalışan rulmanlarda kafesin rulman bileziklerine temas etme tehlikesi de vardır. Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinin etkisi daha fazla artacağından dolayı kafes elastik ve plastik deformasyona uğrar, bu yüzden uygun kafes geometrisi tasarımı oldukça önemlidir. Şekil 2.12’de merkezkaç kuvveti gösterimi görülmektedir.

Kapaksız standart 6209 rulmanı, mekanik hız sınırını aşarak yapılan denemelerde (>7300 dev/dak) aşırı ısınma gözlenmiştir. Kafes tasarımı bu hızlara uygun olmadığı için ısı artışı olmuş ve rulmanın fonksiyonel olarak görevini yerine getiremediği görülmüştür.



Şekil 2.12. Merkezkaç kuvveti gösterimi [17]

Yapılan çalışmalar sonucunda, kafes cepleri ve yuvarlanma yolu elemanlarının temasının artarak rulman sürtünmesi ve ısıyı artırmasının dışında, 10000 rpm ve sonrasında kafes dış çapının rulman dış bilezik omuzlarına temas ettiği gözlenmiştir. Bu etki de rulmanın erken hasarına sebebiyet vermektedir. Şekil 2.13 – a, b, c’de merkezkaç kuvveti etkisi ile radyal yönde deformasyona uğrayan rulman kafesi ve bilezikler arasındaki sürtme izleri ve çatlak görülmektedir. Ayrıca yükleme koşullarına bağlı olarak kafeste oluşan aşınma görseli Şekil 2.13 – b’de görülmektedir.



Şekil 2.13. Plastik kafes ve rulman bilezikleri arasındaki temastan kaynaklı sürtme izleri

Bu tez kapsamında geliştirilen kafes tasarımında, merkezkaç kuvvetinin etkisi azaltılarak, sürtünmenin azaltılması hedef alınmıştır.

2.8. Rulman Kapağı ve Bilezikler Arasındaki Etkileşim

Rulmanların tasarımı kullanım yerlerine göre kapaklı veya kapaksız olarak yapılırlar. Eğer rulman açık bir sistemde kullanılıyorsa, sıvı yağlar rulman içerisine belirli bir basınçta püskürtülerek kullanılır. Kapalı sistemlerde ise sıvı yağlama yapılamayacağından dolayı

gres ile yağlama yapılır. Gres ile yağlama yapılan durumlarda rulmanda kullanılan gresin rulman ömrü boyunca yağlama görevini yapması beklenir. Kapaklar, rulman içerisindeki yağlamanın yapılabilmesi için rulman ömrü boyunca gresin dışarı çıkmasını ve dışarıdan rulman içerisine yabancı madde girmesini engeller. Dolayısı ile araç içerisinde kapalı bir sistemde, elektrik motorunun yataklanmasında kullanılacak olan tek sıralı radyal bilyalı rulmanların kapaklı olması gerekmektedir. Şekil 2.14’de sac ve elastomer kapaklı rulman ve açık rulman gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Kapaklı ve açık rulmanlar [25]

Rulmanlarda sızdırmazlık rulman ömrünü etkileyen önemli bir etkidir. Bir rulman kapağı sızdırmazlık görevini yerine getiremez ise, rulman içerisindeki gres muhafaza edilemeyeceği için rulman sürtünmesi artar ve rulman ömrü beklenenden önce tamamlanmış olur. Genel olarak rulmanlarda kullanılan koruyucu ve sızdırmazlık özelliği gören kapakları aşağıda verildiği gibi üç farklı sınıfta değerlendirilebilir.

- Sac kapak (Kontaksız)
- Elastomer kapak (Düşük sürtünmeli)
- Elastomer kapak (Normal temas)

İç bilezikten yataklanmış yani dönen bileziğin iç bilezik olduğu rulmanlarda kapaklar rulman iç bileziğine temas edecek şekilde veya temas etmeyecek şekilde tasarımı yapılırlar. Temaslı kapaklar rulman içerisindeki gresi daha iyi muhafaza ettikleri için sızdırmazlık

açısından iyidir fakat temastan dolayı rulman sürtünmesini artırır. Temassız kapaklar ise sürtünmesizdir fakat sızdırmazlık özelliği gelişmemiştir.

Lastik kapak kullanılan durumlarda, temaslı olan lastik kapağın montajı sonrasında meydana gelen gerilmeler ile lastik kapak-yuva arasındaki kondisyonu gözlenerek, istenilen sıkılığın sağlanması gerekmektedir. Yüksek devirlerde çalışan rulmanlarda lastik kapak ile bilezikler arasındaki temas rulman da sürtünmenin artmasına, rulmanın rahat bir şekilde dönmemesine, ısı artışına sebebiyet verir ve rulman fonksiyonunu istenilen zaman diliminde yerine getiremez. Sürtünmesiz olan temassız kapakların kullanımı ise sızdırmazlık özelliğinin temaslı kapaklara göre düşük olmasından dolayı sakıncalıdır. Özellikle yüksek devirlerde merkezkaç kuvveti etkisinin artması ile rulman içerisindeki gresin rulman dışarısına kaçma ihtimali artmaktadır. Dolayısıyla lastik kapakların özelliklerinin belirlenmesi, rulman çalışma performansını ve ömrünü olumlu yönde etkiler.

2.9. Vizkoz Kuvvetler (Yağlama)

Hasarsız çalışma şartlarını sağlamak için gerekli hesaplamaların yanı sıra özel bakım talimatlarının da dikkatle anlaşılması gerekmektedir. Çalışma şartlarına ve rulman cinsine uygun yağlar ve yağlama düzeni gerekli uzun çalışma ömrünü ancak sağlayabilir.

Rulmanların yağlanması için sıvı yağlar, gres yağları ve istisnai durumlarda da katı yağlar kullanılabilir. Yağlama maddesi rulmanlarda yuvarlanan ve sürtünen yüzeyler arasındaki direkt teması önler. Yağ aynı zamanda sürtünmeyi, dolayısıyla aşınmayı azaltır ve paslanmayı önler. Yağ, soğutma ve sızdırmazlık görevini de üstlenebilir. Taşıyıcı özelliğe sahip bir yağ filminin oluşması genelde rulman yüküne, devir sayısına, yağın çalışma viskozitesine ve rulman yüküne bağlıdır.

Yağ seçiminde sadece teorik hesaplarla bulunan değerleri (temas yüzeylerinin mikro ve makro geometrileri, yuvarlanma teması anındaki yağlama durumu gibi) almamak, bunlara ek olarak tecrübe değerlerine de yer vermek gerekir. Özellikle yüksek basınç katkı maddeleri (EP- katkıları) ihtiva eden yağ kimyevi reaksiyona giriyorsa bu konu daha da önem kazanır.

Yörüngesel hızdan dolayı her bilya veya makara yatak gövdesi içerisinde yağlayıcı tarafından uygulanan viskoz direnç kuvvetini yenmelidir. Atmosfer tarafından uygulanan

direnç önemszenmeyebilir. 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-yaglayıcı karışımıdır. Bir bilyaya etki eden viskoz direnç kuvveti denklem 2.26 ile yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$F_v = \frac{\pi * \xi * c_v * D^2 * (d_m * w_m)^{1,95}}{32 * g} \quad (2.26)$$

Burada ξ yatak gövdesinde bulunan yağlayıcı ağırlığın yatak sınırları içerisindeki serbest hacme oranıdır. Aynı şekilde, dönme hareketini izleyen bir bilya için denklem 2.27 kullanılacaktır:

$$F_v = \frac{\pi * \xi * c_v * D^2 * (d_m * W_m)^{1,95}}{16 * g} \quad (2.27)$$

2.9.1. Gres ile yağlama

Gres ile yapılan yağlama, rulmanlarda kullanılan en yaygın yağlama şeklidir ve bu oran tüm uygulamaların %90'ı civarındadır. Bu durumda yatak yeri ve sızdırmazlık tasarımı daha basit ve ekonomiktir. Genel olarak imalat esnasında rulmana konulan gres, rulmanın tüm çalışma ömrü için yeterlidir. Gresler, katkı maddeleri ile kalınlaştırılarak elde edilen madeni veya sentetik yağlardır. Greslerdeki kalınlaştırma maddeleri genellikle lityum, kalsiyum, sodyum bazlı sabunlardır. Greslerin “konsistens”i baz yağın cinsi ve viskozitesine, kalınlaştırma maddesinin cins ve miktarına ve imalat yöntemine bağlıdır. “Konsistens” gres yağının deformasyonu esnasında dışarıdan etki eden kuvvete karşı oluşturduğu direnç olarak tanımlanır ve NLGI kısaltması ile ifade edilir. Rulmanlarda genelde konsistensi 1,2,3 olan gresler kullanılır.

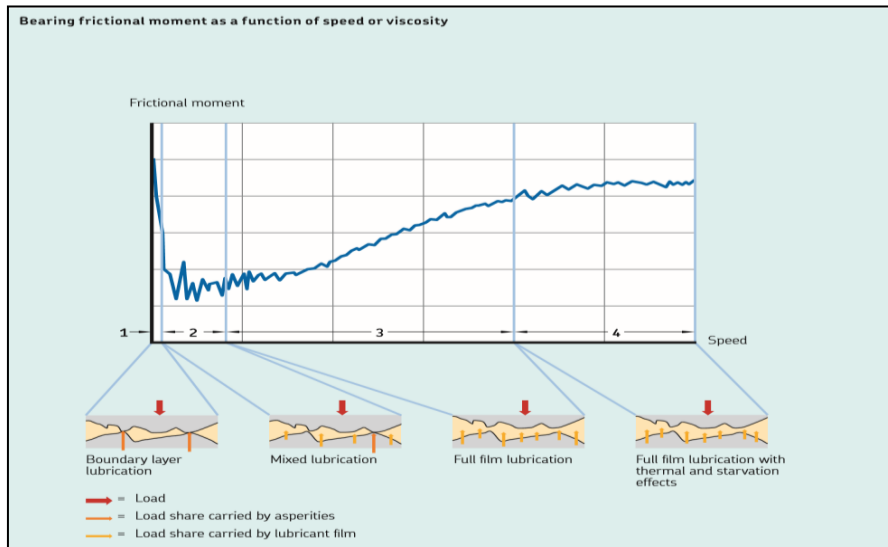
Rulman içerisine konulacak gres miktarı kullanıcı isteğine göre değişmekle beraber genel olarak rulman iç hacminin %20 - %30'u arasındadır. Özel uygulamalarda bu değerler değişebilir. Örneğin, yüksek hızlarda gres miktarı azaltılır. Genel olarak imalat esnasında rulmana konulan gres, rulmanın tüm çalışma ömrü için yeterlidir. Rulmanlarda kullanılan greslerde kullanılacak uygulamaya göre seçilir. Gres seçerken rulmanın en yüksek çalışma

devri, en yüksek veya en düşük çalışma sıcaklığı, rulmanda kullanılacak elastomer kapak malzemesi çeşidi gibi değişkenlere göre seçilir.

Rulmanlarda yaygın olarak kullanılan greslerden bazılarına ait açıklayıcı bilgiler çizelge 2.3'de verilmiştir [26].

	Lityum Gres			Kalsiyum Gres	Sodyum Gres	Kompleks Gresler		Sabunsuz Gresler		
Kalınlaştırma maddesi	Lityum sabunu			Kalsiyum sabunu	Sodyum sabunu	Lityum kompleksi sabunu	Kalsiyum kompleksi sabunu	Bentonit	Sodyum kompleksi	Flor kompleksi
Temel yağ	Mineral Yağ	Sentetik yağ (Ester yağı)	Sentetik yağ (Silikon yağı)	Mineral yağ (Silikon yağı)	Mineral yağ	Mineral yağ	Mineral yağ	Mineral yağ	Mineral yağ Sentetik yağ	Sentetik yağ
Damlama Noktası (°C)	170 / 190	170 / 230	220 / 260	80 / 100	160 / 180	250 veya daha yüksek	220 / 280	-----	240 veya daha yüksek	250 veya daha yüksek
Çalışma Sıcaklığı (°C)	-30 / 120	-50 / 130	-50 / 180	-10 / 70	0 / 110	-30 / 150	-10 / 130	-10 / 150	-30 / 150	-40 / 250
Çalışma Hızı	Orta - Hızlı	Hızlı	Düşük - Orta	Düşük - Orta	Düşük - Hızlı	Düşük - Yüksek	Düşük - Orta	Orta - Yüksek	Düşük - Yüksek	Düşük - Orta
Mekanik Stabilitesi	Mükemmel	İyi - Mükemmel	İyi	Orta - İyi	İyi - Mükemmel	İyi - Mükemmel	İyi	İyi	İyi - Mükemmel	İyi
Su Direnci	İyi	İyi	İyi	Çok İyi	Kötü	İyi - Mükemmel	İyi	İyi	İyi - Mükemmel	İyi
Basınç Direnci	İyi	Orta	Kötü - Orta	Orta	İyi - Mükemmel	İyi	İyi	İyi - Mükemmel	İyi - Mükemmel	İyi
Açıklamalar	Birçok değişik bilyalı rulmanlarda kullanılır.	Çok düşük sıcaklık ve sürtünme karakterine sahiptir. Küçük elektrik motorlarında kullanılır.	Çok yüksek ve düşük sıcaklıkta çalışabilme karakteristiğine sahiptir.	Düşük devirler ve az yüklerde kullanılır. Yüksek sıcaklık için uygun değildir.	Basınç direncine ve mekanik zorlamalara karşı uygundur.	Mekanik zorlanmalara yüksek sıcaklıklara uygundur.	EP katkısı eklendiğinde yüksek basınç direncine sahiptir. (EP: Extreme Pressure)	Yüksek sıcaklık ve ağır yükler altında uygundur.	Su direnci, oksitlenme direnci ve sıcaklık direnci yüksektir.	Kimyasal direnci ve solvent direnci yüksektir.

Standart tip bir rulman için, sürtünme momentinin devir ve viskoziteye bağlı değişimi Şekil 2.15’de görülmektedir. Gresli rulmanlarda, başlangıç bölgesi olan birinci bölgede rulman çalışmaya başladığı zaman temas yüzeyleri arasında sınır yağlama karakteristiği oluşur, sürtünme momenti düşmektedir. İkinci bölgede sürtünme momenti karışık yağlama karakteristiğinde ve düşüktür. Bu bölgede yağ film kalınlığı $0,025-2,5\mu\text{m}$ arasındadır [27]. Devir veya viskozitenin artmaya devam ettiği üçüncü bölge olan elastohidrodinamik+hidrodinamik yağlama bölgesinde yüzeyler arasında yağ film kalınlığı ($0,5-500\mu\text{m}$) artar ve buna bağlı olarak rulman sürtünme momenti bu bölgede artma eğilimindedir. Viskozite veya rulman devrinin artmaya devam ettiği dördüncü bölgede ise yağ film kalınlığı tekrar azalma eğilimine geçer, bu bölgede rulman sürtünme momenti yüksektir.



Şekil 2.15. Devir ve vizkositeye bağlı sürtünme momenti grafiği [28]

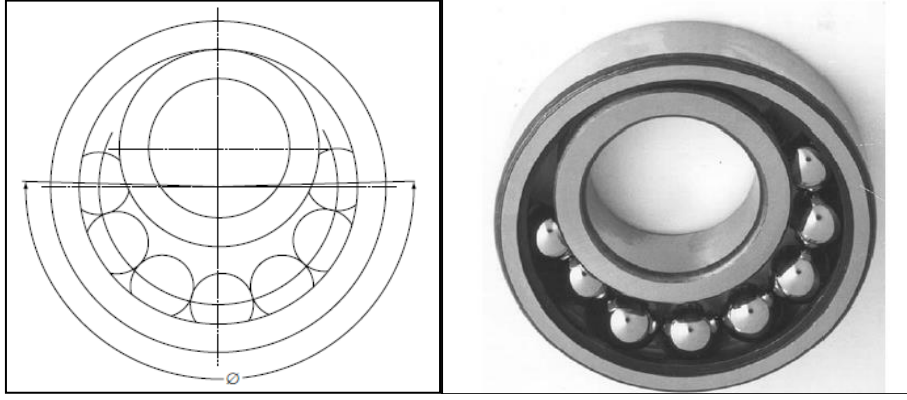
2.10. Yuvarlanma Yolu Elemanlarının Yuvarlanma Yolunda Dönmesi ve Kayması

Tek sıralı radyal bilyalı rulmanlar ticari kullanımı en popüler olan rulmanlardır. Tek sıralı radyal bilyalı rulmanlarda iç bilezik ve dış bileziğin yuvarlanma yolu yarıçapları çoğu ticari rulman için, yuvarlanma yolu elemanları olan bilyaların %51.5 ve %53’ü arasındadır [14].

Bu rulmanların montaj edilebilmesi için, bilyalar bilezikler arasına şekil 2.16’daki gibi montaj edilir [29]. Montaj açısı denklem 2.28 ile hesaplanır;

$$\phi = 2(Z-1)D/d_m \quad (2.28)$$

Burada, ‘‘Z’’ bilya sayısıdır, ‘‘D’’ bilya çapı ve d_m b6l6m dairesi çapıdır.



Şekil 2.16. Bilyalı rulmanlarda montaj edilebilirlik [29]

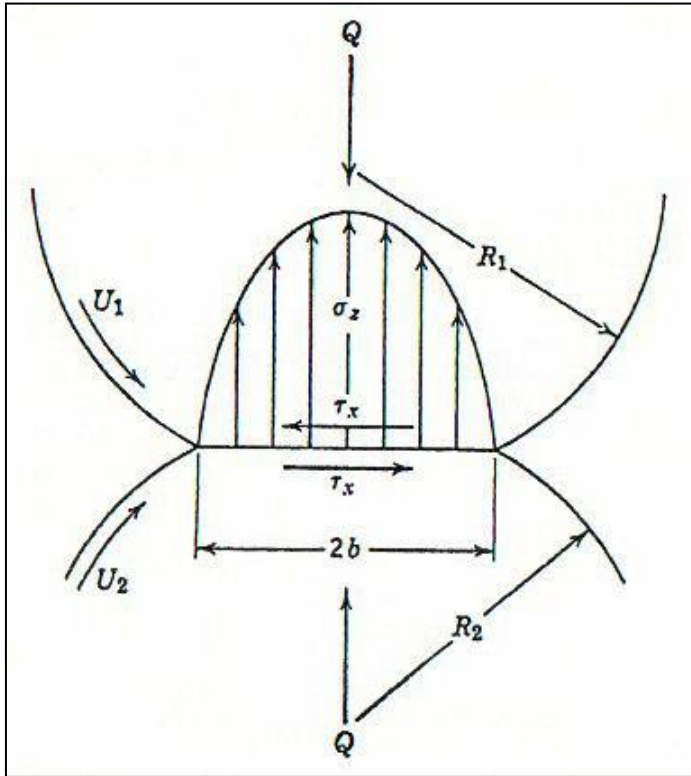
Yuvarlanma hareketinden dolayı meydana gelen makro-kayma

Kayma rulmanlı yataklarda s6rt6nmenin ana kaynağıdır. Rulmanlı yatakların çoğu viskozitesi y6ksek olan yağlayıcılarla yağlanır. Direkt olarak sıvı yağ şeklinde veya gres olarak kullanılır. Bazı rulmanlı yataklar viskozitesi hafif olan yağlayıcılarla bazıları ise Molybdenum disulfit (MoS_2) gibi kuru yağlayıcılarla yağlanır. İki yağlama t6r6nde de, temas alanındaki kayma s6rt6nme katsayısı (yani; kaymadan kaynaklanan kesme kuvvetinin y6zeyleri birbirine bastıran normal kuvvete oranı) genelde kuru tabaka (film) yağlamaya g6re oldukça d6ş6kt6r. Yağ ve gresle yağlanan yataklar için temas alanındaki kayma s6rt6nmesi ve b6ylece bir cismin y6zeyindeki s6rt6nmenin, 6 bileşenden oluşt6ęu literat6rlerde g6sterilmişt6r. Bunlar; Newtonian akışkan yağlamadan kaynaklanan s6rt6nme, limit kesme durumundan kaynaklanan s6rt6nme ve y6zey p6r6zl6l6ę6nden kaynaklanan Coulomb s6rt6nmesidir. Tabaka parametresi 6ten b6y6kse Coulomb s6rt6nmesi ortadan kalkar 6nk6 y6zey p6r6zl6l6k tepeleri birbirine değmez [30].

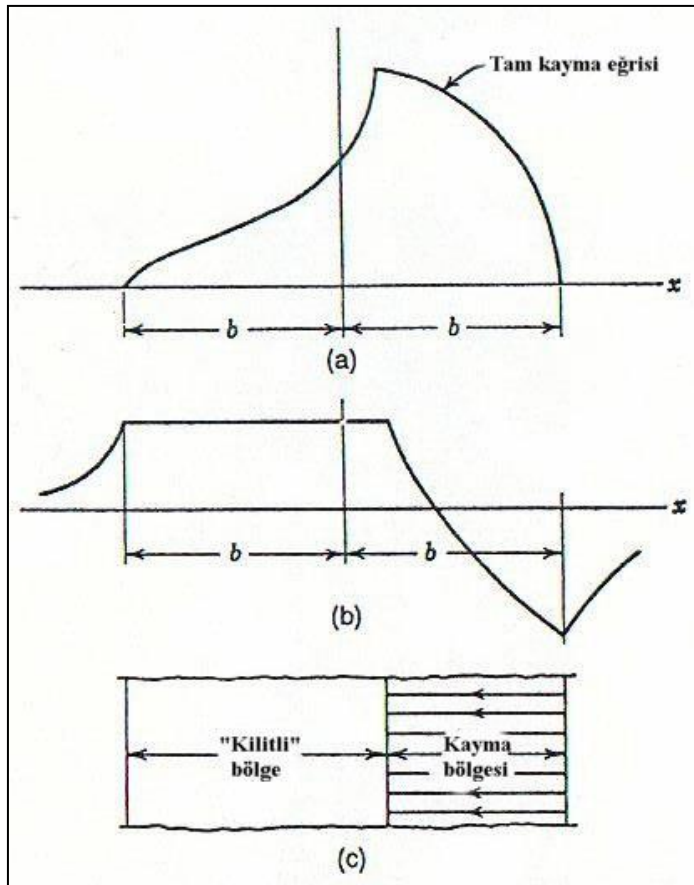
Mikrokayma

Rulman yuvarlanma yolları taşlama ve superfinish işlemlerine tabi tutulurlar ve y6zey p6r6zl6l6ę6, form olarak imalat kabiliyetleri neticesinde rulmancılar tarafından standartlaşmış parametrelerdir. Y6zey parametreleri yağlama ve rulman 6mr6 açısından

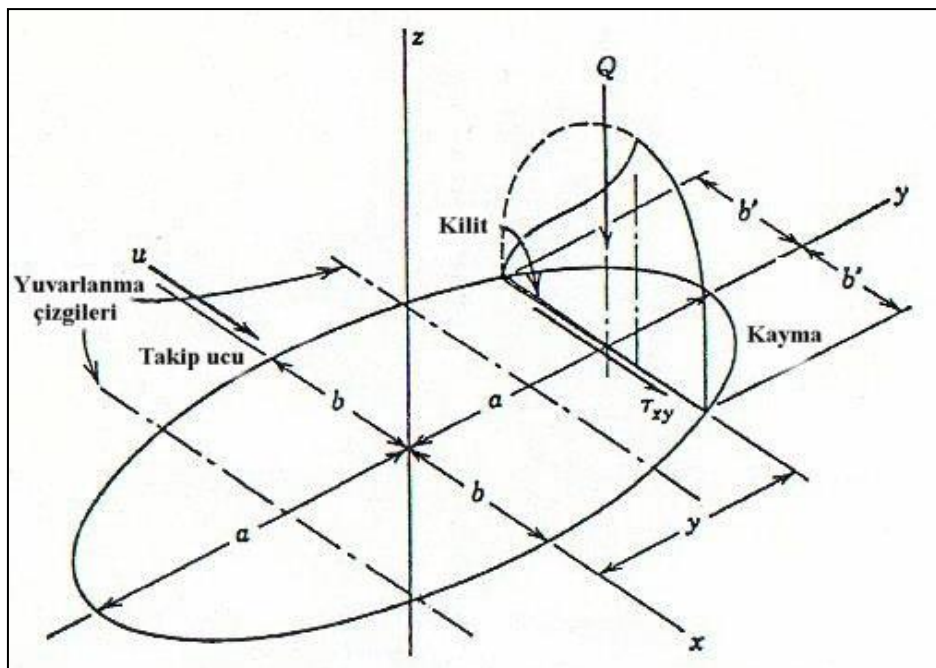
oldukça önemlidir, bilyaların yuvarlanma hareketlerini etkilemektedir. Kauçuk üzerinde yuvarlanan elastik sert bir silindir için deneyler yapılırken mikrokayma gündeme getirilmiştir. Kauçuğun temas bölgesinde uzadığı için, silindirin, eksenini etrafında bir dönmede kendi çevresinden kısa bir mesafede öne doğru yuvarlandığı görülmüştür. Bir lokomotif tekerinin hareketi ele alınarak, silindirler arasındaki normal yükün temas alanı üzerine parabolik bir gerilim dağılımı oluşturduğu varsayılmıştır [30]. Şekil 2.17’ de görüldüğü gibi, temas yüzeyinde Hertz gerilim dağılımı üzerine teğetsel bir gerilim bindirilmiştir. Luc Houpert ve arkadaşları bu modelle [31], kayma olmayan “kilitli” bir bölgenin var olduğunu ve temas alanında izafi hareketin bir kayma bölgesinde (bu bölge sadece yuvarlanmanın meydana geldiği bölge olarak kabul ediliyordu) bulunduğunu göstermiştir. İlave olarak, yuvarlanmada “kilitli” bölgenin temas alanının ana kenarıyla çakıştığı tespit edilmiştir (Şekil 2.18). 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 yuvarlanabildiği tespit edilmiştir. Ve yuvarlanma sürtünme formülü bulunmuştur (Şekil 2.19). Daha sonra her bir küçük alana iki boyutta analiz yapılmıştır.



Şekil 2.17. Yüzey teğetsel gerilmesi altında yuvarlanma [31]



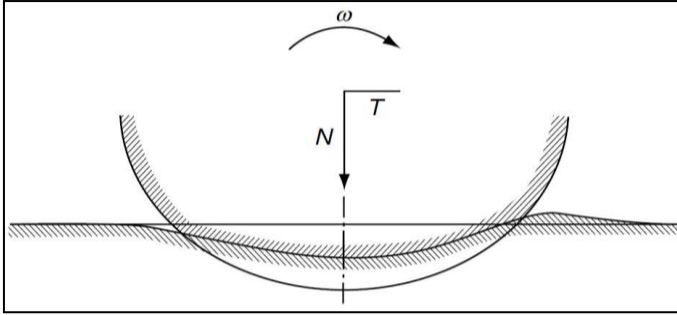
Şekil 2.18. (a) Yüzey teğetsel geçişleri, (b) yüzey şekil değiştirmeleri, (c) kilit ve mikrokayma bölgesi [31]



Şekil 2.19. Radyal rulmanlı yatakta kilit ve mikro kayma bölgesini gösteren bilya-bilezik arası temas elipsi [31]

Rulman yuvarlanma yolları taşlama ve superfinish işlemlerine tabi tutulurlar ve yüzey pürüzlülüğü, form olarak imalat kabiliyetleri neticesinde rulmancılar tarafından standartlaşmış parametrelerdir. Yüzey parametreleri yağlama ve rulman ömrü açısından oldukça önemlidir.

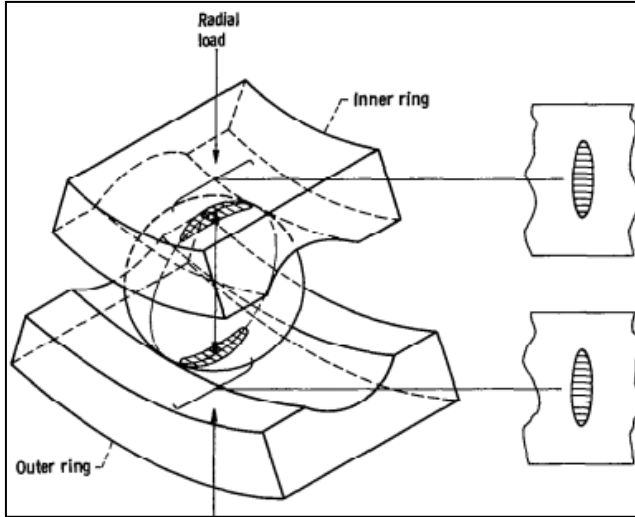
Bilyalı rulmanlarda yuvarlanma yolu elemanları ile yuvarlanma yolu arasında noktasal temas vardır. Yükleme durumlarında veya rulmanın dönmesi ile merkezkaç kuvvetinin artmasından dolayı yuvarlanma yolu ile yuvarlanma yolu elemanları arasında eliptik temas alanı oluşur (Şekil 2.20 - 2.21).



Şekil 2.20. Yuvarlanma yolu ve bilya arasında oluşan eliptik temas alanı [32]

Rulman sürtünmesine olan etkilerini anlayabilmek için, “Hertz Temas Basıncı” teorisine dayanan bu eliptik temas alanının davranışını iyi anlamak gerekir. Bu kavramların iyi anlaşılabilmesi ve detay rulman hesaplarının yapılabilmesi için çok önemli bir tasarım parametresi olan, yuvarlanma yolu yarıçap oranlarının kavranılması gereklidir.

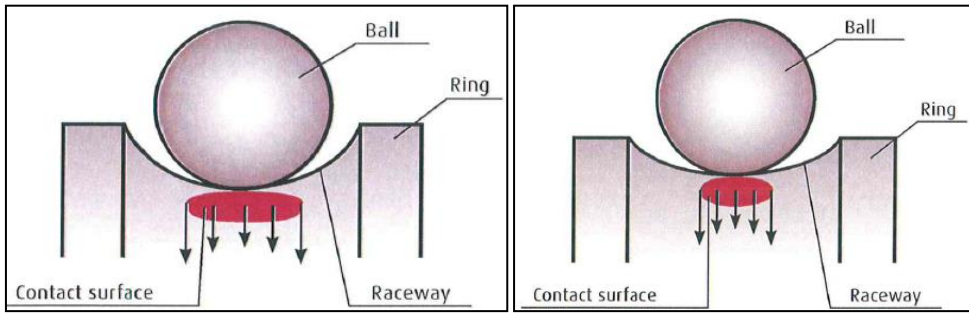
Yuvarlanma yolu yarıçap oranları, rulman yuvarlanma yolu elemanının (bilya) yuvarlanma yolunda izlediği yolun çapı/yarıçapı ve bilya çapı/yarıçapı arasındaki ilişkiyi tanımlayan bir ifadedir. Yuvarlanma yolu yarıçapının bilya yarıçapına bölümü olarak ifade edilir. Bu oran standart tip rulmanlarda 0.52’ye yakın tutulmaktadır. Genellikle ağır yüke maruz kalan rulmanlarda bu oranın küçük olması tercih edilir [33].



Şekil 2.21. İç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolunda oluşan temas alanı [34]

DIN/ISO 281 standardı ve rulmancuların tecrübelerine dayanarak bu oranın 0.51 ve 0.55 aralığında olması tavsiye edilmektedir [35,36].

Teorik olarak, yuvarlanma yolu yarıçap oranları arttığı zaman bilya ile yuvarlanma yolu arasında oluşan eliptik temas alanı azalmakta, eliptik temas alanının azalması rulman sürtünmesini azaltmakta, fakat bilyalar ile yuvarlanma yolu arasında oluşan en yüksek temas basıncını artırmaktadır (Şekil 2.22).



Şekil 2.22. Eliptik temas alanı ve temas basıncı ilişkisi [37]

2.10.1. Kayma hızı, hertz temas basıncı, temas alanı büyüklüğü ve sürtünme ilişkisi

Malzeme özellikleri ve rulmana gelen kuvvetin büyüklüğü yuvarlanma yolunda oluşacak olan eliptik temas alanının büyüklüğünü belirler. Küçük yarıçap oranı eliptik temas alanının büyük olması demektir. Hertz basıncı temas alanının büyüklüğü ile ters orantılıdır. Ancak, “kayma hızı (sliding velocity)” daha küçük yarıçap oranlarında eliptik temas alanı büyüdüğü

için artmaktadır. Eliptiklik ne kadar yüksekse, yuvarlanma yolunun yüzey hızını belirleyen etkili yarıçaplar arasındaki fark o kadar büyük olur ve bu nedenle, yuvarlanma yolu ve bilyalar arasındaki kayma hızı artar [38]. Yuvarlanma yolu ile bilya arasındaki kayma hızlarını hesaplayabilmek için, yüzey hızlarının hesaplanması için gerekli olan etkin yarıçaplar bilinmeli ve bilyaların yuvarlanma yolunda oluşturduğu temas açısının bilinmesi gereklidir. Yuvarlanma yolu temas açısı, karmaşık dinamik rulman simülasyonu, Gupta [39] veya Vesselinov [40] ile elde edilebilir. Harris, yüksek hızlı bilyalı rulmanlar için “dış bilezik yuvarlanma yolu kontrolü” koşulunun yüzey hızlarının hesaplanmasında, zaman alıcı dinamik simülasyonlara göre hızlı bir alternatif olduğunu belirtmiştir [41].

Peter Gloeckner havacılık sektöründe jet motorunda kullanılan bir rulman da standart yarıçap oranlarını artırarak (Çizelge 2.4), 100 kN en yüksek yük koşulu ve 13.300 dev/dak çalışma koşulları için Hertz temas basıncı, kayma hızı ve yuvarlanma yolu yarıçap oranları arasındaki ilişkiyi göstermiştir.

Çizelge 2.4. Farklı tasarımlara sahip jet motoru rulmanı [42]

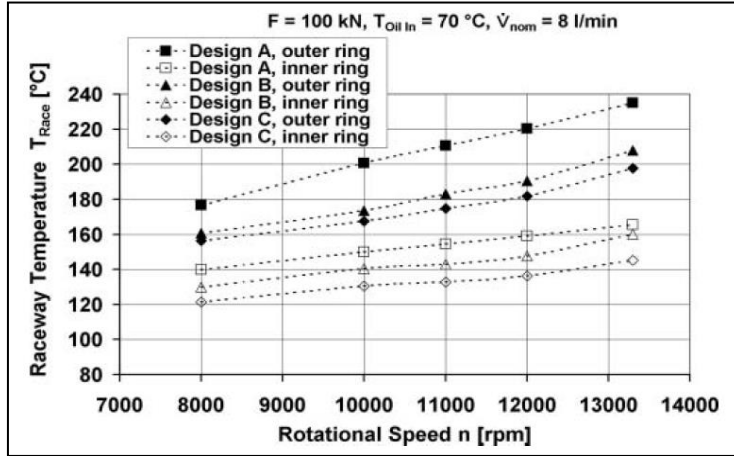
	Tasarım A (Standart Konfigürasyon)	Tasarım B	Tasarım C
Yarıçap Oranları S İç/Dış bilezik (-)	0,5186/0,5085	0,5186/0,5306	0,5308/0,5306
Eliptiklik K İç/Dış bilezik (-)	8,9/12,7	8,9/6,2	6,8/6,2

Gloeckner bu çalışmasını açısal temaslı bilyalı radyal rulmanlar da farklı yarıçap oranlarının rulman sürtünme kayıplarına ve çalışma sıcaklığına olan etkisini görmek amacı ile yapmıştır. Gloeckner, yaptığı deneylerde rulman çalışma sıcaklığı ve sürtünme kayıplarını ölçmüştür.

Dış bilezik yuvarlanma yolunda Tasarım A’dan B’ye geçildiğinde 27K sıcaklık azalması görülmüştür. B tasarımından C tasarımına geçildiğinde ise 10K kadar azalma olmuş, toplam dış bilezik yuvarlanma yolu sıcaklığında 37K kadar düşüş olmuştur. İç bilezik yuvarlanma yolunda ise Tasarım A’dan B’ye geçildiğinde 10K kadar, Tasarım B’den C’ye geçildiğinde ise 9K, toplamda 19K sıcaklık azalması olmuştur.

Şekil 2.26’da A tasarımından B tasarımına geçildiğinde oluşan dış bilezik yuvarlanma yolu sıcaklığındaki azalma, B tasarımından C tasarımına geçildiğinde iç bilezik yuvarlanma yolu sıcaklığındaki düşüşten daha fazladır. Bu durum dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçap oranındaki (0.5085→0.5306) artışın iç bilezik yuvarlanma yolundaki (0.5186→0.5308)

artıştan daha fazla olması, dolayısı ile eliptik temas alanında kayma hızındaki azalmanın daha fazla olması ile açıklanır [42].



Şekil 2.23. Farklı yarıçap oranında yuvarlanma yolu sıcaklıkları & çalışma devri [42]

A tasarımından B tasarımına geçildiğinde iç bilezik sıcaklığında meydana gelen azalma ise dış bilezik kaynaklı olduğunun kanıtıdır. Temas alanında oluşan ısı, aynı şekilde bileziklerin ısısının rulman içerisindeki enerji yayılım kaynağı olduğundan dolayı, rulman sürtünme kayıplarına da referans teşkil edecektir [42].

Gloeckner'ın bu çalışmasında denemiş olduğu jet motoru rulmanında ki sürtünme kayıplarını, yuvarlanma yolu elemanları ile yuvarlanma yolu arasında ki sürtünme, yağlayıcı etkileşimleri ve kafes sürtünmesi oluşturmaktadır. Kapaksız rulman olduğu için kapak sürtünmesi yoktur. Gloeckner bu parametrelerden sadece yuvarlanma yolu elemanları ile yuvarlanma yolu arasındaki sürtünmeyi incelemiştir. Bu araştırmada ölçülen sürtünme kaybı, bir tork ölçer vasıtasıyla ölçülmüş olup, sürtünme kaynaklarının tümünü içeren rulman sürtünme kaybıdır.

Denklem 2.28 kullanılarak sürtünme momentini, rulman güç kaybı P 'ye dönüştürmüştür.

$$P = M \omega = M 2\pi n \quad (2.28)$$

Gloeckner, rulman güç kaybının, aynı çalışma sıcaklığında olduğu gibi yuvarlanma yolu yarıçap oranlarından oldukça etkilendiğini görmüştür. Rulman sürtünme kaybı küçük radyüs oranlarında daha fazladır [41]. Bu durum geniş bir devir ve yük aralığı için geçerlidir.

Eksenel yükün farklı yarıçap oranlarındaki rulman güç kaybına olan etkisine baktığımızda ise, Güç kaybındaki azalmanın eksenel yük artışı ile birlikte yavaşça arttığını görüyoruz. Rulman güç kaybında dönme hızının etkisinin, eksenel yükün etkisinden daha büyük olduğu görülmektedir. Çünkü dönme hızı hem temas sürtünmesini (bilya ve yuvarlanma yolu arasındaki) hem de yağlamadan kaynaklı sürtünmeyi etkiler.

Gloeckner bu çalışmasında iç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçaplarını 0.53 seviyesine çekerek rulman güç kaybında standart tasarıma göre %25 iyileşme sağlamıştır. Enerji kayıpları, artırılmış radyüs oranlarında küçük radyüs oranlarına kıyasla aynı yükleme koşullarında temas basıncı daha fazla olmasına rağmen daha az olmaktadır. Bu durum ters orantılı olarak küçük yarıçap oranlarında daha fazla mikrokayma etkisi olması ile açıklanabilir [42].

2.11. Sistemdeki Rulmanlardan Beklentiler ve Çalışma Koşulları

Çalışmada referans alınan tek sıralı radyal bilyalı 6209 rulmanı, otomotiv sektöründe, hibrit araç elektrik motoru rotor şaftı yataklamasında kullanılmaktadır. Rekabetçi otomotiv sektöründe hız kabiliyeti yüksek, sürtünme ve ısı kaybı nedenlerine bağlı performans iyileştirici aksiyonların yapılması, verimliliği doğrudan iyileştirme odaklı problemlere çözüm sunacaktır [43]. Bu kapsamda sektördeki verimlilik ve maksimum güç elde etme çabası üreticileri yüksek devir (en fazla 18000 dev/dak) ve yüksek sıcaklıklarda (150-200°C) çalışan elektrik motor uygulamalarına itmiştir.

Hibrit ve elektrikli araç aktarma organlarının bu özel çalışma koşulları ile birlikte gelen yüksek devirlerde düşük sürtünme kaybı isteklerini, standart tip rulmanlar yerine getirememektedir. Elektrik motorunun rotor şaftı yataklamasında kullanılan 6209 tipi tek sıralı radyal bilyalı rulmanın mekanik hız sınırı ise 7300 dev/dak'dır. Standart tip rulmanların bu teknoloji ile birlikte gelen mekanik hız sınırlarına çıkabilmesi, sürtünme kayıplarının en aza indirilmesi ve bu devirlerde sorunsuz bir şekilde çalışması için rulman iç geometrisi ve komponentlerde değişiklikler öngörülmektedir. Aksi halde standart tasarım 6209 tipi rulmanı elektrik motoru devirlerinde çalışamayacak, hedef ömürlerini tamamlayamayacaktır.

Mekanik hız sınırını aşan devirlerde çalıştırılan rulmanların hedef ömür değerlerini tamamlayamamasının birkaç sebebi vardır. Mekanik hız limiti üzerinde çalıştırılan rulmanlarda merkezkaç kuvveti etkisi artacak, artan merkezkaç kuvveti etkisiyle rulman içerisindeki gres muhafaza edilemeyerek rulman dışarısına çıkacak, yağlama yetersizliğinden dolayı ısınan rulman ömrünü tamamlayamayacaktır [44]. Ayrıca artan merkezkaç kuvveti etkisi yuvarlanma yolu elemanları ve bilezikler arasındaki sürtünmeyi artırır, yuvarlanma yolu elemanları ve kafes cepleri arasında olan sürtünmeyi artırır, sürtünmenin artması ile aşırı ısınan rulman hedef ömrünü tamamlayamaz.

Önde gelen rulman üreticilerinden SKF, hibrit araç taşıt menzilini uzatan, sürtünme ve ısı kayıpları azaltılarak aracın daha verimli hareket etmesine müsaade eden özel tasarımını Ekim 2013 te satışa sunulan Volkswagen e-up araçların motorları ve diğer yardımcı üniteler için geliştirmiştir. SKF bu rulmanı ile konvansiyonel ürünlerine kıyasla sürtünme kayıplarını %30'a kadar azalttığını ifade etmektedir. Diğer rulman üreticilerinden NSK ilk olarak Toyota Prius araçlarında kullanılmak üzere hibrit sistemlere özgün rulman geliştirmiştir. Schaeffler grup ise bu konudaki çalışmalarını ağırlıklı olarak araçlarda kullanılan start-stop sistemlerini genişletmek üzerine sürdürmektedir [45, 46].

Bu çalışmada, rulman belirli bir devirde dönerken içinde gerçekleşen dönmeye karşı oluşan toplam sürtünme direncinin azaltılması amaçlanmıştır. Rulmanın sürtünme direncini azaltıyor iken rulmanın yük taşıma kapasitesi ve hedef ömür değerinin ise düşürülmemesi hedeflenmiştir. Bu yüzden rulmanın temel boyutları ve yuvarlanma yolu elemanı sayısı değiştirilmeden sürtünme direncini azaltmaya yönelik çalışma yapılmıştır. Bu kapsamda literatürden alınan bilgilerden de faydalanılarak, rulman sürtünmesine etki eden bütün değişkenler belirlenmiş, Deney Tasarımı yöntemi kullanılarak bu etkenlerin sürtünmeye olan etkisinin en aza indirilmesi hedeflenmiştir.

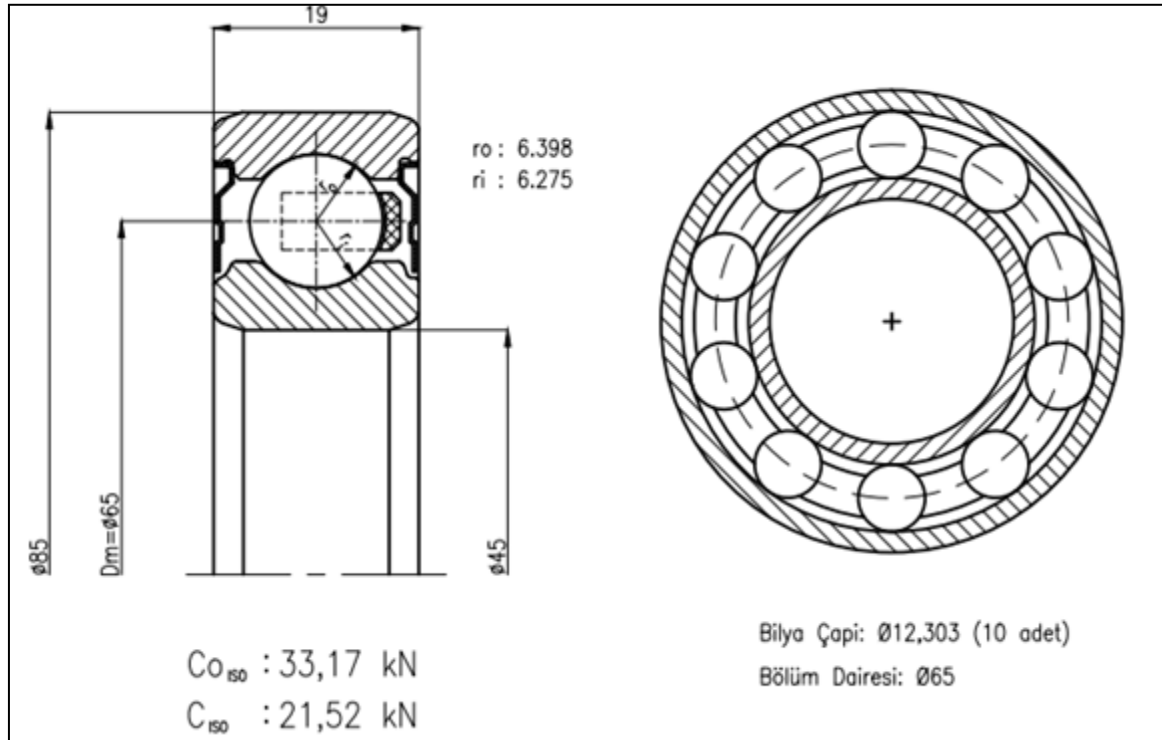
3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde, rulman sürtünmesinin değerlendirildiği sürtünme momenti ölçümü test düzeneği, rulman komponentleri olan kafes ve kapak malzemesinin seçimi, yüksek hızlı kafes tasarımı ve yüksek hızlı kapak tasarımının sonlu elemanlar methodu ile modellenmesi, enerji verimli yağlayıcı seçimi ve rulman sürtünmesine etki eden diğer bütün faktörlerin deney tasarımı (DOE) yöntemi kullanılarak analiz edilmesi anlatılmıştır.

3.1. 6209 E HS TH2 Kodlu Rulmanın Teknik Özellikleri ve Çalışma Koşulları

Elektrik motoru rotor milinin yataklamasında kullanılan, çalışmada referans olarak alınan 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanın teknik özellikleri Şekil 3.1’de verilmiştir. Sistemdeki rulmanın hedeflenen çalışma koşulları:

Rulman tipi	: 6209
Çalışma sıcaklığı	: -40°C / 150°C
Çalışma devri	: 0 - 18000 dev/dak



Şekil 3.1. 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanı teknik özellikleri

3.2. Sürtünme Momenti Test Düzenegi

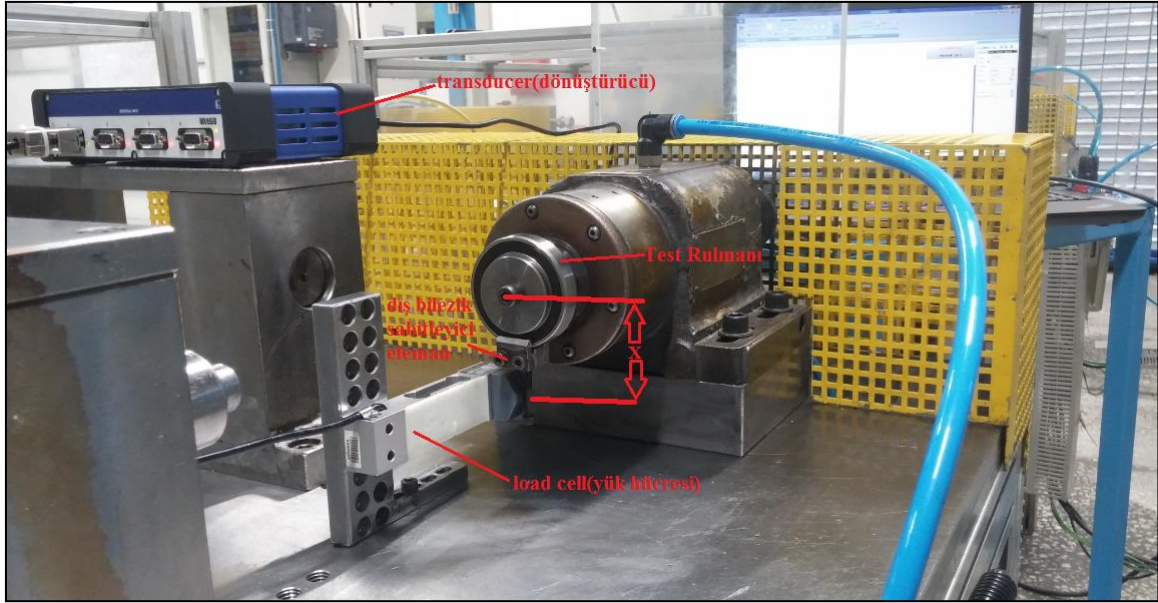
Şekil 3.2’de görülen test düzeneginde rulman dış bileziği bir sabitleyici ile sabit hale getirilmekte, dönme hareketi yapması engellenmektedir. Rulman iç bileziği ise test düzenegi miline yerleştirilmiştir. İç bilezik dönme hareketi yapmakta ve devir sayısı elektrik motoru yardımıyla ayarlanabilmektedir. İç bilezik döndüğünde rulman içindeki kafes ile muhafaza edilen yuvarlanma yolu elemanları (bilyalar) ve kafes dönme hareketi yapmaktadır, ayrıca rulman içindeki gres dinamik olarak sürekli hareket halindedir. Gres hareket ederken sürekli olarak kafes ve yuvarlanma elemanları birbirlerinin üzerinden geçerek hareket eder.

Rulman eğer elastomer kapaklı ise kapak iç dudağı iç bilezik ile temas halinde olacaktır ve rulmanın dönme hareketinin bir kısmını engellemeye çalışacaktır. Yuvarlanma yolu elemanlarının bilezik yuvarlanma yolu ile temasında kaynaklanan bir sürtünmede vardır. Fakat gres bu iki yüzey arasına girerek metal metal temasını engellemektedir. Zaten gresinde yağlayıcı olarak kullanılmasının başlıca sebeplerinden birisi budur. Gresin dönme hareketine karşı bir direnci vardır ve ne kadar viskoz bir gres rulmanlar içerisinde kullanılırsa gres kaynaklı sürtünme kaybı o kadar fazla olmaktadır. Dolayısıyla bu etkilerin toplam yarattığı kuvvet rulman dış bileziği sabitlendiğinden, dış bilezik sabitleyiciye bağlı civata ile bir yük hücresine aktarılır. Burada yük hücresi rulman içinde oluşan sürtünme kuvvetini ölçer. Test düzeneginde yük hücresine bağlı transducer yük hücresinin ölçtüğü kuvveti test öncesi belirlediğimiz bir ölçüm frekansı ile kaydeder. Kaydedilen bu kuvvet verileri, denklem 3.1 ile moment değerine çevrilir. Burada önemli olan kısım rulman merkezi ile yukarıdaki resimde de görülen dış bilezik sabitleyiciye bağlı civatanın yük hücresine değdiği “x” mesafesinin ölçülmesidir.

Bu x mesafesi Şekil 3.2’de gösterilmiştir ve x mesafesine moment kolu denilmektedir. Özetle bu test düzeneginin amacı rulman belirli bir devirde dönerken içinde gerçekleşen dönmeye karşı oluşan toplam sürtünme direncinin ölçülmesidir. Denklem 3.1’de, yük hücresinin anlık olarak rulmanda oluşan toplam sürtünme kuvvetini 0,1 kg olarak ölçtüğünü kabul ederek örnek kuvvet moment dönüşümü verilmiştir;

Ölçülen kuvvet[kg]*yerçekimi ivmesi[m/s²]*moment kolu[mm] = Sürtünme momenti [Nmm]

$$0,1 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 * 65\text{mm} = 63,76 \text{ Nmm} \quad (3.1)$$



Şekil 3.2. Sürtünme momenti test düzeneği

3.2. Kafes Tipi ve Malzemesi

Rulman kafesleri; çelik, pirinç ve plastik malzemeden üretilmektedir. Şekil 3.3’de perçin bağlantılı sac kafesler gösterilmiştir. Rulmanlarda kullanılan standart kafes malzemesi DC04-DC01-DC03’dir. 150°C sıcaklığa kadar kullanılabilirler. Sac kafesler iki parça halindedir ve bu iki yarım kafes, perçinlerle birleştirilirler.



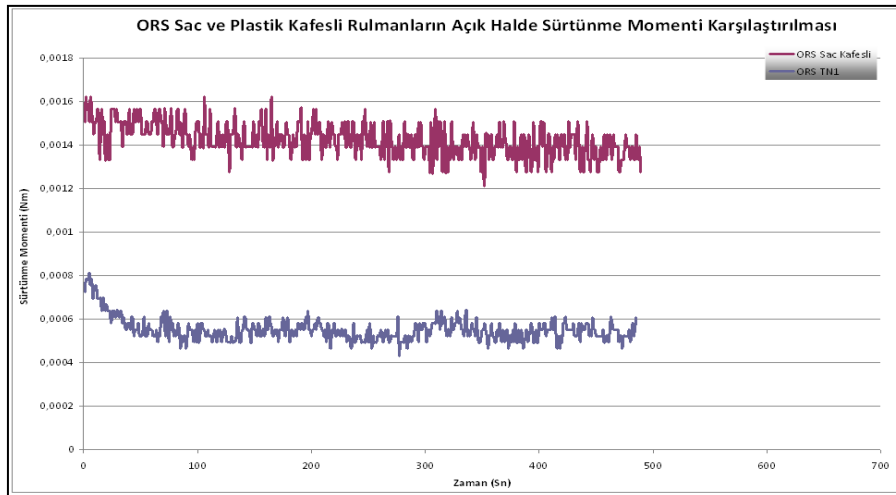
Şekil 3.3. Perçin bağlantılı sac kafes

Şekil 3.4’de farklı tasarımlara sahip rulman plastik kafesleri verilmiştir. Plastik kafesler rulmanın yuvarlanma yolu elemanı geometrisi, rulman devir sayısı, sürtünmeyi azaltıcı etkiler gibi değişkenlere göre tasarlanırlar. Çelik veya pirinç kafesler sacdan preslenerek, masif kafesler pirinç malzemeden işlenerek, plastik kafesler ise enjeksiyonla üretilirler.



Şekil 3.4. Farklı tasarımlarda plastik kafes örnekleri [47]

Son dönemlerde malzemesi Polyamid 6.6, Polyamid 4.6 ve normal veya cam yünü takviyeli olan plastik kafesler hafif olmaları, kayma, şok absorbe edebilme özellikleri ve yüksek devirlerde daha az gürültüye sebep olmaları yüzünden birçok uygulamada tercih edilmektedirler. Plastik kafesler sac kafeslere göre daha hafif olduğundan dönme esnasında sac kafese göre daha düşük bir merkezkaç kuvvetine maruz kalacağından daha avantajlıdır. Plastik malzemeden üretilmiş kafeslerin sac malzemeden üretilmiş kafeslere göre sürtünmesi çok düşüktür. Şekil 3.5'te sac malzemeden ve plastik malzemeden üretilmiş iki farklı kafes tipinin sürtünme değerleri kıyaslanmıştır.



Şekil 3.5. ORS sac ve plastik kafes sürtünme momenti karşılaştırılması

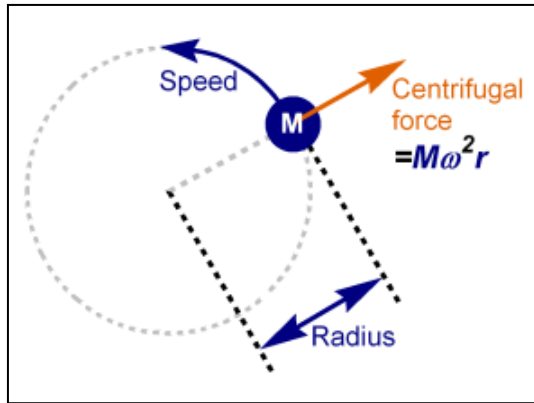
Bu çalışmada, yeni geliştirilen rulmanın kafes malzemesi ısıya en fazla dayanımlı olan, sürtünmesi sac malzemeye göre daha düşük ve daha yüksek devirlerde çalışabilme

özelliğinden dolayı cam yünü takviyeli polyamid *PA46-GF30* olarak belirlenmiştir. Malzemenin çalışma sıcaklığı 180°C'ye kadar çıkabilmektedir.

3.2.1. Kafes tasarımının sonlu elemanlar analizi ile modellenmesi ve sınır şartları

Bu çalışmada oluşturulan üç boyutlu geometrik modeller Creo 4.0 programında oluşturularak, ANSYS Workbench 2016 programında sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

İç bileziğinden yataklanmış, yüklenmemiş bir rulman belirli bir devirde çalıştırılır ise, milin dönme hızından kaynaklı bilyalara ve bilyaları eşit mesafede tutma görevi olan rulman kafesine merkezkaç kuvveti uygulanacaktır, ve bu merkezkaç kuvveti her bir bilyaya eşit şekilde dağılır.

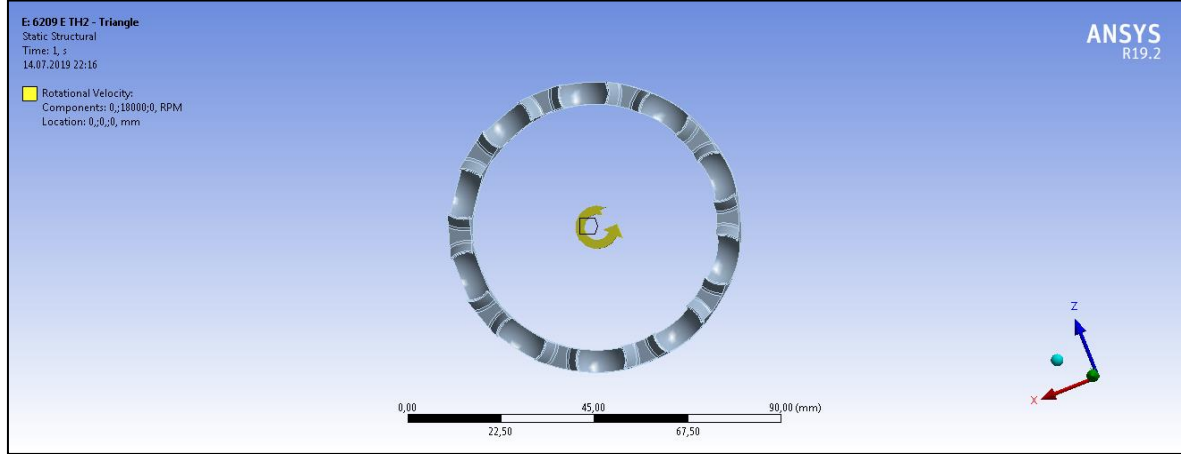


Şekil 3.6. Bilyalara uygulanan merkezkaç kuvveti

Kafesin bilyasız tam geometri olarak modellenmesi

Sınır şartları belirlenirken iki ayrı yaklaşım yapılmıştır. Birinci yaklaşımda, kafes geometrisi üç boyutlu tam geometri kullanılarak modellenmiş, dönme hızı rulman kafes geometrisine Ansys 16 programında ‘‘Rotational Velocity’’ olarak tanımlanmıştır. Seçilen geometri hangi eksen etrafında döndürülecek ise; x,y,z koordinatlarına manuel olarak radyan veya rpm olarak programa girilebilir. Kafesin dönme hareketi ‘‘y’’ eksen etrafında olduğu için kafese ‘‘y’’ eksen etrafında dönme hızı (rotational velocity) uygulanmıştır. Gerçekleştirdiğimiz analizler statik analiz olduğu için, uygulanan dönme hızı, aslında zamandan bağımsız olarak,

kafesin ataletini yenmek için uygulanan anlık merkezkaç kuvvetidir. Bütün kafes geometrisi seçilerek, bileşen olarak uygulanmıştır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Kafesin bilyasız tam geometri olarak modellenmesi, sınır şartları ansys ekran görüntüsü

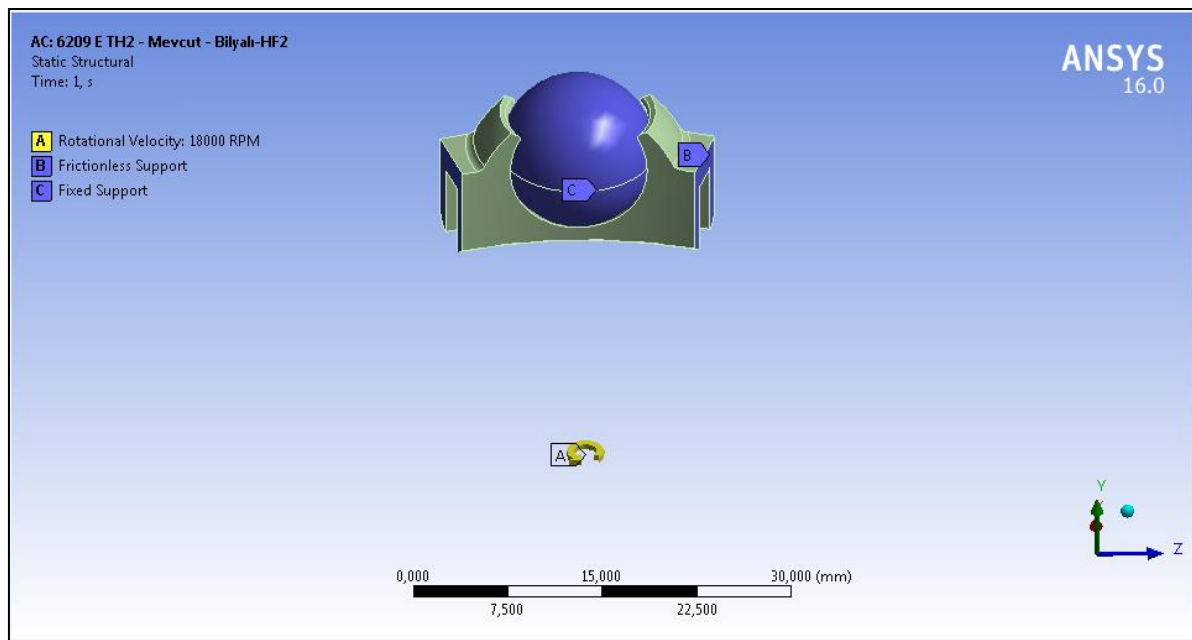
Kafesin bilyalı simetrik geometri olarak modellenmesi

Bilyalara uygulanan merkezkaç kuvvetini dış bilezik taşır. Bilyalar iki bilezik arasında sabitlendiğinden dolayı hareketi sınırlandırılmıştır. Bu yüzden sonlu elemanlar yöntemi ile bilezikler modellenmemiş, bilyalar ise rijit, sabit olarak tanımlanmıştır. Dönme hızı ise rulman kafesine bilyasız model de olduğu gibi ‘‘Rotational Velocity’’ olarak tanımlanmıştır. Dönme hızı ‘‘y’’ ekseninde etrafında dev/dak cinsinden uygulanmıştır. Bilyaların sabit olması programda Ansys 16 programında ‘‘fixed support’’ olarak tanımlanır. Fixed support demek parçanın serbestlik derecesinin x, y ve z eksenlerinde tamamen sınırlandırılması demektir. Eğer bilyalar fixed support olmayıp serbest olsaydı, bu durumda bilezikleride modellemek gerekirdi. Bilezikler modellenmediği için bilyalar fixed support olarak tanımlanmıştır. Bilyaların dönmesinden kaynaklı mikrokayma ve makrokayma kuvvetleri kafesten ziyade bileziklere etki ettiği için bu kuvvetler ihmal edilmiştir.

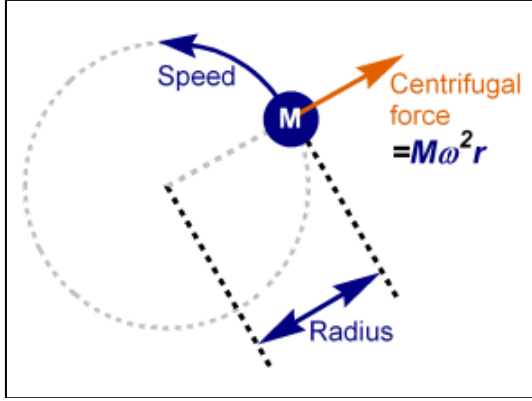
Sonlu elemanlar analizi ile modelleme yapılırken, geometri analizcinin yaklaşımına göre, iki boyutlu veya üç boyutlu olarak modellenenebilir. Geometrinin üç boyutlu olarak modellenmesi durumunda, Geometri tam geometri (full geometry) olarak modellenenebilir veya eğer geometride simetri özelliği var ise, simetri özelliğinin uygulanabildiği kesit kadar model küçültülebilir. Üç boyutlu tam model kullanmak ile, üç boyutlu simetri model kullanmak

sonuçları değıştirmmez, simetri model koşturduğumuzda analizdeki element node sayısı azalacağından dolayı analizciye zaman olarak tasarruf sağlar. Bu modeldeki 10 adet bilyaya sahip 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanda, 10 adet kafes cebi vardır ve her bir kafes cebinin geometrisi aynıdır, her bir cepteki 10 adet bilyanın geometrisi, malzeme özellikleri, temas alanları ve etkileşimleri aynıdır. Rulman kafesi geometrik olarak aksel simetrik. Yani 3 boyutlu modelden bir cep alındığında tüm model için bu kesitteki şekil geçerlidir. Her bir kafes cebi ve bilyaya uygulanan yükte eşit olduğu için (1/10 olarak 10 bilyaya dağılır) simetri özelliğı kullanılabilir. Simetri özelliğı Ansys programında “frictionless support” olarak yüzeylerden uygulanabilir. Simetri uygulanan yüzeylerde, gerçekte geometrinin o yüzeyde devamı olduğu ve parça kısıtlı olduğu için, o yüzeyler için serbestlik derecesini kısıtlar [48].

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi, bir cep için 1/10 simetrik model, simetri özelliğini tanımlayabilmek için kafes cebinin yan yüzeylerine, B yüzeylerinden (iki taraflı kesit yüzeyi) frictionless support olarak tanımlanmıştır. Kafesin hareketini sınırlayan bilya ise “fixed support” olarak tanımlanmış, merkezkaç kuvveti ise kafes geometrisine “y” ekseninde etrafında statik olarak dönme hızı olarak tanımlanmıştır. Kafes kendi ekseninde dönerken her bir kafes cebine etkiyen kuvvet gösterimi şekil 3.9’da verilmiştir.



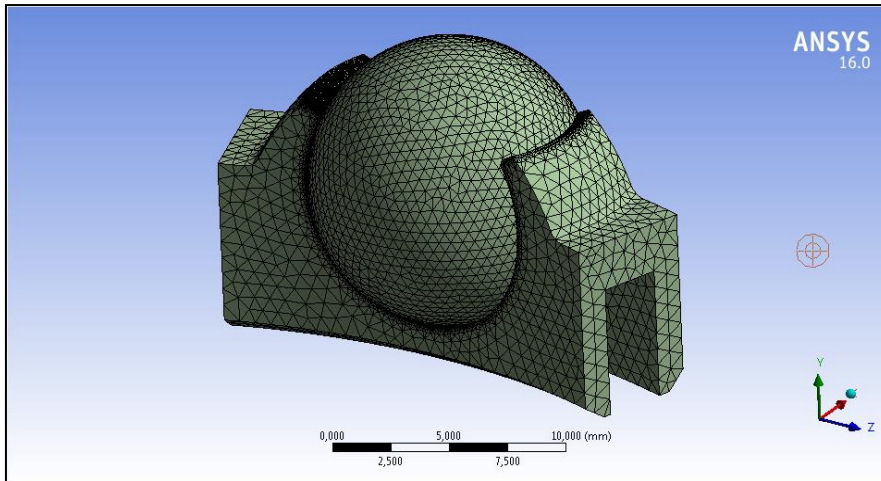
Şekil 3.8. Kafesin bilyalı simetrik geometri olarak modellenmesi, sınır şartları ansys ekran görüntüsü



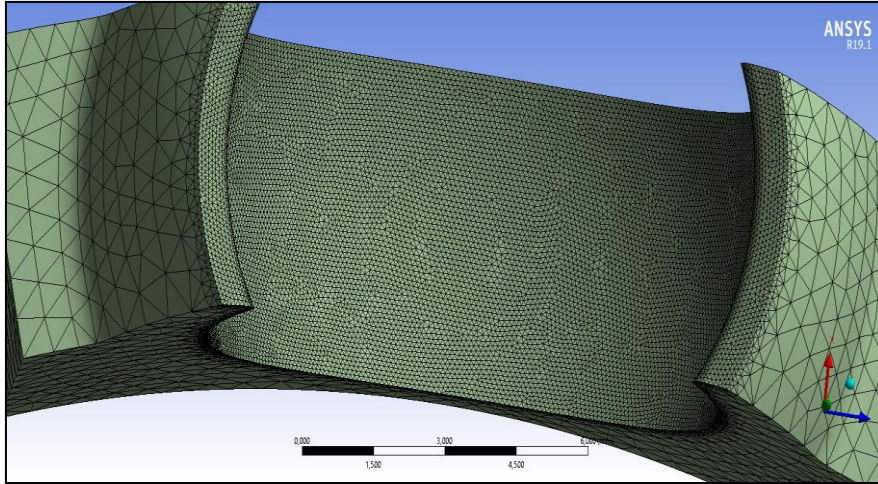
Şekil 3.9. Bilyalara uygulanan merkezkaç kuvveti

3.2.2. Uygun ağ yapısının (mesh) oluşturulması

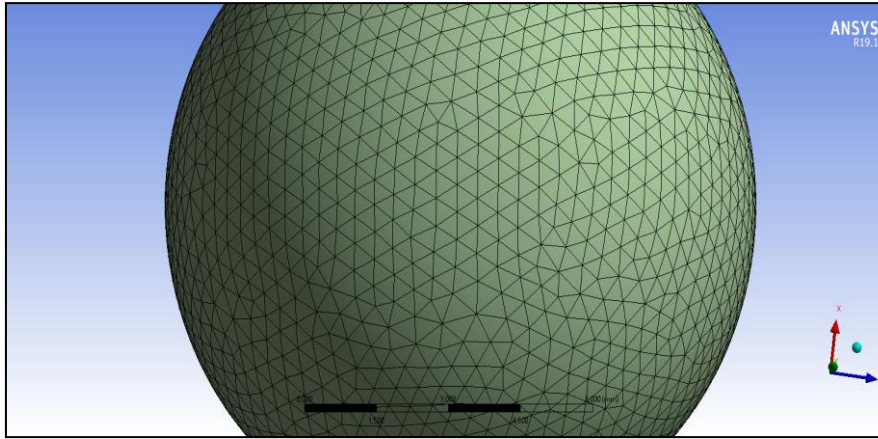
Sonlu elemanlar programlarında ağ yapısı oluşturmak analiz sonuçlarını etkileyen önemli bir parametredir. Bir model oluşturulurken öncelikle kaba boyutlu elemanlara sahip bir ağ yapısı oluşturulur ve analizin sonuca ulaşması sağlanır. Sonrasında ağ yapısı eleman boyutu küçültülerek çözümler gerçekleştirilir. Belirli bir eleman boyutuna ulaşıldıktan sonra sonuçlardaki değişkenliğin az olması oluşturulan son modelin hassasiyetinin yeterli olduğunu göstermektedir. Eğer modelde temas alanı varsa bu bölgeler yüksek deformasyona uğradığından dolayı önemlidir ve o bölgeye detay ağ yapısı (mesh) uygulanır, temas bölgesi yoksa detay ağ yapısı uygulamaya gerek yoktur. Şekil 3.10 ve 3.11’de gösterildiği gibi, bu modelde özellikle temas bölgesi (bilya ve kafes cebi) yüksek deformasyona uğradığından dolayı kritik öneme sahiptir. Bu yüzden bu bölgede çok daha yoğun ağ yapısı (mesh) oluşturulmuştur.



Şekil 3.10. Simetrik model, ağ yapısı



Şekil 3.11. Plastik kafes cebi bilya temas alanı ağ yapısı



Şekil 3.12. Bilya ağ yapısı

3.2.3. Temas ayarlarının tanıtılması

Temas kuvvetli bir lineer olmayan özelliktir, çünkü temas yüzeyindeki normal ve teğetsel temas katılığı (stiffness) değişen temas durumları ile değişmektedir. Katılıkta gerçekleşen ani ve büyük değişimleri analizin çözümünün yakınsamasına zorluk çıkarmaktadır [49].

Bu çalışmada bilyalı modeller için sürtünmeli temas tipi kullanılmıştır ve sürtünme katsayısı 0,25 olarak kabul edilmiştir. Burada önemli olan değişken ise temas rijitlik katsayısıdır. Bu katsayı lineer olmayan temaslı çözümlerin yakınsamasındaki en önemli parametrelerdendir. Seçilecek olan temas tipine göre, eğer temas; sürtünmeli, sürtünmesiz, yapışık (bonded) veya iki yüzey arasında dikey yönde ayrılmaya izin vermez fakat kaymaya izin verir (no separation) ise temas formülasyonu bu temas tiplerine uygun seçilmelidir. Bu seçimlerin

nasıl yapılacağı ve kullanım özellikleri ANSYS programı yardım menüsünde temas (contact) menüsü detaylarında anlatılmaktadır.

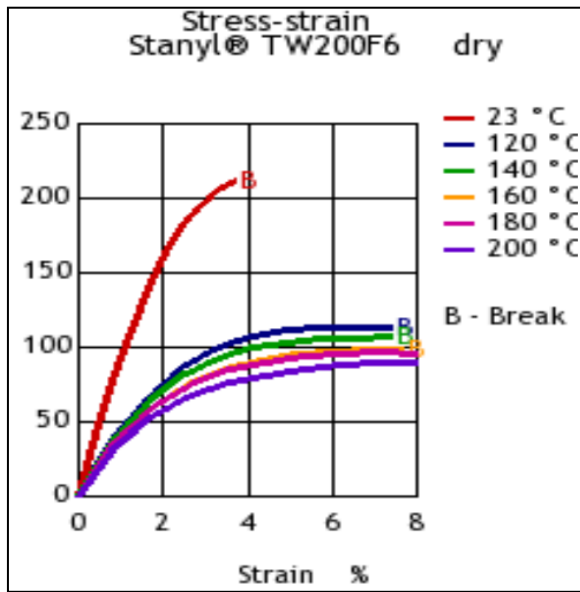
3.2.4. Malzeme modelinin girilmesi

Malzeme özellikleri

Bilya Malzemesi : 100Cr6 Standart Rulman Çeliği

Plastik kafes malzemesi : PA46-GF30

PA46-GF30 plastik kafes malzemesinin farklı sıcaklıklardaki stres-strain eğrisi şekil 3.13’de görülmektedir.



Şekil 3.13. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modeli

En kötü koşulu simüle etmek için en gevrek yapı, çalışma sıcaklığı 23°C olan malzeme modeli ve çalışma sıcaklığı 120°C olan malzeme modeli Ansys programına tanıtılarak kullanılmıştır (Şekil 3.14 - 3.15). Elastik bölge için “Isotropic Elasticity”, plastik bölge için ise “Multilinear Isotropic Hardening” yaklaşımı kullanılmıştır. “Multilinear Isotropic Hardening” yaklaşımında plastik bölge manuel olarak, akma noktası başlangıç ve kopma noktası bitiş olacak şekilde programa gerilme-gerinim (stress-strain) verileri girilerek yapılır. Bu seçimlerin nasıl yapılacağı ve kullanım özellikleri ANSYS programı yardım menüsünde malzeme özellikleri (material properties) menüsü detaylarında anlatılmaktadır.

Outline of Schematic AA2: Engineering Data				Properties Row 10: Multilinear Isotropic Hardening	
	A	B	C	D	
1	Contents of Engineering Data			Source	
2	Material				
3	PA46-GF30 (TH2)			C:\Users\ISISTASYONU\Desktop\YU	
4	100Cr6			General_Materials.xml	
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: PA46-GF30 (TH2)				
1	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	1410	kg m ⁻³	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
6	Young's Modulus	13000	MPa	
7	Poisson's Ratio	0,35		
8	Bulk Modulus	1,111E+10	Pa	
9	Shear Modulus	3703,7	MPa	
10	Multilinear Isotropic Hardening	Tabular		
11	Scale	1		
12	Offset	0	MPa	
13	Tensile Yield Strength	80	MPa	

Şekil 3.14. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modelinin Ansys'e girilmesi (23°C)

Outline of Schematic AB2: Engineering Data				Properties Row 10: Multilinear Isotropic Hardening	
	A	B	C	D	
1	Contents of Engineering Data			Source	
2	Material				
3	PA46-GF30 (TH2)			C:\Users\ISISTASYONU\Desktop\YU	
4	Structural Steel			Ger Fatigue Data at zero n 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: PA46-GF30 (TH2)				
1	A	B	C	D
1	Property	Value		
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	1410	kg m ⁻³	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
6	Young's Modulus	3750	MPa	
7	Poisson's Ratio	0,35		
8	Bulk Modulus	4,1667E+09	Pa	
9	Shear Modulus	1388,9	MPa	
10	Multilinear Isotropic Hardening	Tabular		
11	Scale	1		
12	Offset	0	MPa	
13	Tensile Yield Strength	34	MPa	

Şekil 3.15. PA46-GF30 plastik kafes malzeme modelinin Ansys'e girilmesi (120°C)

3.3. Kapak Tipi ve Malzemesi

Sac kapak (Z): Sacdan imal edilirler, malzeme TS 275 - DIN EN 10202'dir. İç bileziğe sürtünmedikleri için lastik kapaklara göre daha yüksek hızlarda kullanılabilirler. Elastomer (kauçuk esaslı) kapak (RS): NBR, ACM, FKM, NDNN, HNBR gibi çeşitli elastomer ve

çelik sac kısımdan oluşurlar. İç bileziğe sürtünerek çalıştıkları için içerden dışarıya veya dışarıdan içeriye doğru sızdırmazlıkları sac kapaklara göre çok daha iyidir, ancak sürtünmeden dolayı yüksek hızlarda çalışmaya uygun değildirler. Çeşitli uygulamalara göre iç dudak şekilleri farklıdır (RSR, RS1, RDD vb.). İki tarafından da kapaklı rulmanlar ömürleri boyunca yağlama yapabilecek şekilde kullanılırlar, bakım gerektirmezler. Polimer esaslı malzemelerin dikkate alınması gereken çalışma sıcaklıkları aşağıda verilmiştir.

NBR : $-30^{\circ}\text{C} / +105^{\circ}\text{C}$ (Kısa süreli çalışmalarda maksimum 120°C sıcaklığa çıkabilir.)

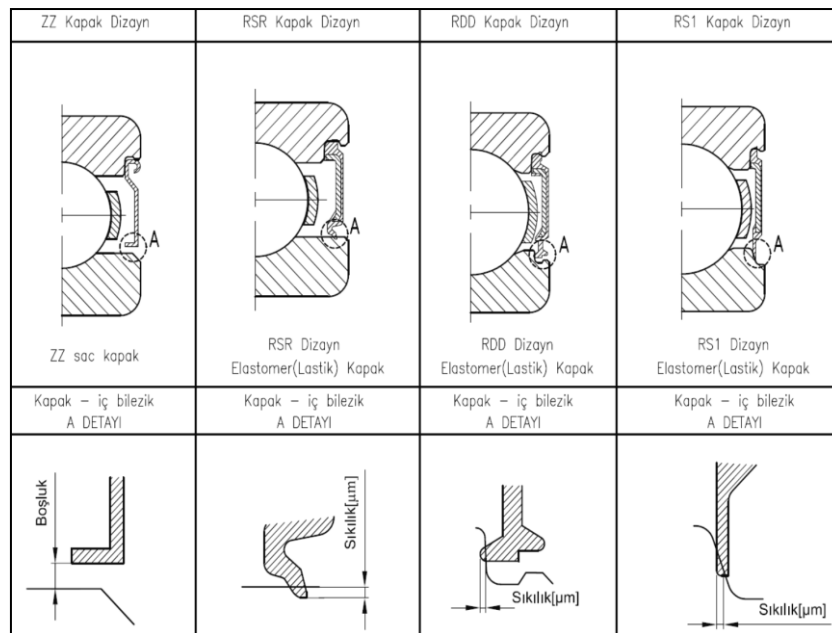
NDNN : $-40^{\circ}\text{C} / +130^{\circ}\text{C}$ (Kısa süreli çalışmalarda maksimum 150°C sıcaklığa çıkabilir.)

HNBR : $-40^{\circ}\text{C} / +150^{\circ}\text{C}$ (Kısa süreli çalışmalarda maksimum 170°C sıcaklığa çıkabilir.)

ACM : $-20^{\circ}\text{C} / +150^{\circ}\text{C}$ (Kısa süreli çalışmalarda maksimum 170°C sıcaklığa çıkabilir.)

FKM : $-30^{\circ}\text{C} / +200^{\circ}\text{C}$ (Kısa süreli çalışmalarda maksimum 230°C sıcaklığa çıkabilir.)

Şekil 3.16’da örnek olarak ORS firmasında kullanılan bazı rulman kapak tasarımları verilmiştir. Bu şekilden anlaşılabileceği gibi rulmanlarda kullanılan polimer kapak temas şekilleri birbirinden farklıdır. Sac kapaklı rulmanların sürtünmesiz olmasına rağmen geliştirilen rulman yüksek devirlerde çalışacağından ve yüksek devirlerde sızdırmazlık daha önemli olduğundan dolayı yeni geliştirilen rulmanın kapak malzemesi rulmanda kullanacağımız Klüberlectric BQ 72-72 gresi ile de uyumlu, kauçuk esaslı HNBR malzemeden seçilmiştir. Yeni bir kapak yuvası ve kapak tasarımı yapılmıştır.



Şekil 3.16. ORS firmasında kullanılan kapak dizayn örnekler

3.4. Yağlayıcı Tipinin Seçimi

Çizelge 3.1’de standart tip rulman gresi “GADUS S2 V100 3 (ALVANIA RL 3)” ve ORS firmasının gres tedarikçisi olan KLUBER firmasının otomotiv motor uygulamalarında kullanılan rulmanlar için geliştirmiş olduğu enerji verimli “KLUBERLECTRIC BQ 72-72” gres tipi özellikleri verilmiştir. “KLUBERLECTRIC BQ 72-72” gresi ORS gres tedarikçilerinden bu uygulama için özel olarak temin edilmiştir. Bu iki gres tipi DOE çalışmalarında kullanılacak, ORS bünyesinde standart tip kullanılan gres ile KLUBER firmasının bu uygulamalar için geliştirmiş olduğu gresin rulman sürtünmesine olan etkileri tespit edilmiştir.

Çizelge 3.1. DOE gres tipleri kıyaslaması

Gres Adı	Üretici Firma	Renk	Sabun Bazı	NLGI	(20 °C) Yoğunluk ± 0.1 g/cm ³	Damlama Noktası (°C)	Nxdm mm.min-1	Penetrasyon İşlenmiş (25°C)	40°C/100) Viskozite mm ² / s	Çalışma Sıcaklığı (°C)	Max. Sıcaklığı (°C)	Yağ Bazı	Raf Ömrü (Ay)
Gadus S2 V100 3 (Alvania RL 3)	Shell	Bej	Li	3	0.91	Min. 180	500000	220-250	100/11	-30/+120	130	Min	48
Kluberlectric BQ 72- 72	Kluber	Bej	Poliüre	2	0.96	1000000	1000000	265-295	80/9.5	-45/+180	190	E	36

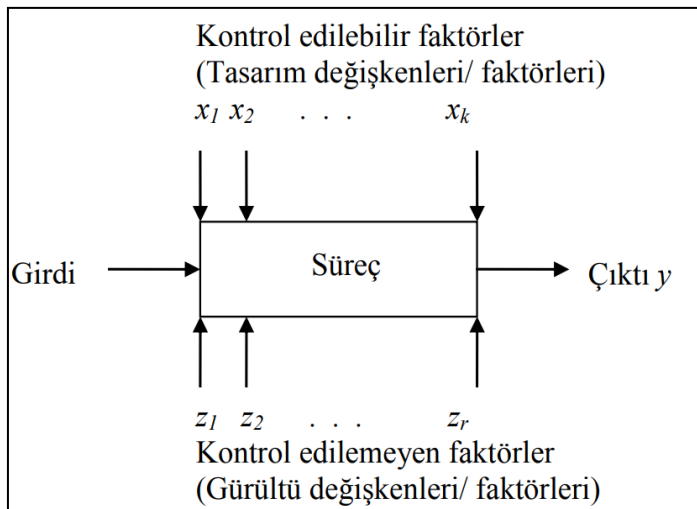
Otomotiv uygulamalarında elektrik motorunda kullanmak için Kluber firması tarafından özel olarak geliştirilen “KLUBERLECTRIC BQ 72-72” gresi, iyonik akışkan içermesiyle elektriksel iletkenlik sağlayan yenilikçi yağlayıcıdır. Yüksek ve düşük sıcaklıklarda mükemmel çalışma sunar. Enerji verimli düşük sürtünmeli bir greştir [50]. İki gres tipi de sistemde kullanılacak olan rulmanlardaki elastik kapak malzemesi (HNBR) ile uyumludur. -30/+120 °C olan çalışma aralığına göre, Kluber gresinin çalışma sıcaklığının daha geniş olduğu görülmektedir (-45/+180 °C).

Gres seçimi yapılırken dikkat edilmesi gereken diğer bir konu hız indeksi. Hız indeksi “nxdm” değeridir. Buradaki “n” ortalama rulman devri, “dm” ise ortalama rulman çap değeridir. Ortalama rulman çap değeri $(d+D)/2$ ’dir. “d” delik çapı, “D” ise rulman dış çapıdır. Sistemde kullanılacak olan 6209 tipi için farklı yükleme koşulları altında ortalama devir $\sim 6000-7000$ dev/dak’dır. Gres seçilirken gres hız indeksi değerinin, ortalama devir

için hesaplanan değerden fazla olması istenmektedir. Ortalama devir için iki gres tipinin hız indeksi uygun olmasına rağmen, maksimum çalışma devrinde (16000rpm) için “nx_{dm}” değeri, $[(45+85\text{mm})/2] \times 16000\text{rpm} = 1040000 \text{ mm.min}^{-1}$ olacaktır. Bu drumda hız indeksi $1000000 \text{ mm.min}^{-1}$ olan “KLUBERLECTRIC BQ 72-72” gresinin hız indeksi $500000 \text{ mm.min}^{-1}$ olan standart tip “GADUS S2 V100 3 (ALVANIA RL 3)” gresine göre, yüksek devirlerde çalışmaya daha uygun olduğu anlaşılmaktadır.

3.5. Deney Tasarımı Yöntemi

Sistem; insan, makine, malzeme, yöntem, donanım ve diğer kaynakların girdi olarak kombine edildiği ve bir ya da daha fazla yanıt değişkeni (response variable) ile ifade edilen çıktıya (y) dönüşüm sürecidir. Bu değişkenlerin bazıları, $x_1, x_2, \dots, x_k$ olarak gösterilen ve istenilen bir hedef değere göre ayarlanabilen kontrol edilebilen etkenlerdir (controllable factors, parametre, tasarım değişkenleri). Buna karşın; $z_1, z_2, \dots, z_r$ etkenleri kontrolü zor olan ya da kontrol edilemeyen etkenler yani gürültü etkenleridir (uncontrollable factors, noise factors). Burada k, kontrol edilebilir etken sayısı, r ise kontrol edilemeyen etken sayısı olduğunda sistem performansını etkileyen $p=k+r$ faktör bulunmaktadır [51]. Ürün ve süreçlerin geliştirilmesi için ele alınan bir sistemde amaç, sistem yanıtının sahip olduğu kontrol edilebilir ve kontrol edilemeyen etkenlerin etkisine karar vermektir. Ancak, etkenleri iki kategoriye bölmek için kesin bir sınıflandırma sistemi mevcut değildir. Bunun için kontrolün fiziksel ve ekonomik uygunluğu göz önüne alınmalıdır. Şekil 3.17’ de bir sistem ya da sürecin modeli görülmektedir [51].



Şekil 3.17. Deney Tasarımı Prosesi

Şekil 3.17’de belirtilmiş olan süreç, sistemde kullanılan rulmanların sürtünmesinin değerlendirilmesini temsil eder. Buradaki girdilerimiz (x ve z’ler) rulman sürtünmesini etkileyen bütün etkenler, çıktı(y) ise rulman sürtünmesinin değerlendirildiği sürtünme momenti testi sonuçlarıdır.

Burada kontrol edilemeyen etkenler ve üretim performansı arasındaki matematik ilişki çoğu zaman çok karmaşık olmakta ya da bilinmemektedir. Gerekli özelliklerin sağlanması için de deneysel yaklaşım yoluna gidilmektedir. Bir ürün veya sistem tasarımı için bu nedenle yapılacak deneyin amaçları;

- Çıktı değişkeni y üzerindeki en etkili etkenlerin belirlenmesi,
- En etkili x’ler kümesinin belirlenmesiyle y’nin arzulan ortalama değere yaklaşması,
- En etkili x’ler kümesinin belirlenmesiyle y’nin değişkenliğinin azaltılması,
- En etkili x’ler kümesinin belirlenmesiyle kontrol edilemeyen $z_1, z_2, \dots, z_r$ etkenlerinin etkisinin azaltılması şeklinde sıralanabilir [52].

6209 rulmanı referans alınarak, sürtünme momentinin minimize edilmesi için, Minitab programı kullanılarak 2 seviyeli, 6 ana etkenli (kontrol edilebilen etkenler), 7 tane gürültü etkeni (kontrol edilemeyen etkenler), 1/4 kesirli, 4 çözünürlüklü ve 1 tekrarlı deney tasarlanmıştır.

Rulman sürtünme momentine etki eden girdiler (x’ler) majör (ana) etkenler olarak; kafes tasarımı, kapak tasarımı, gres cinsi ve dolum oranı, iç ve dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçap oranı olarak belirlenmiştir. Bu etkenler ile birlikte bilyanın yüzey kalitesi “Bilya Grade” major etkiye sahip olabileceği düşünülerek ana etken olarak belirlenmiştir. Bunların dışında kalan yuvarlanma yolu yüzey parametreleri (İç bilezik yuvarlanma yolu yüzey pürüzlülüğü, dış bilezik yuvarlanma yolu yüzey pürüzlülüğü, iç bilezik yuvarlanma yolu daireselliği, dış bilezik yuvarlanma yolu daireselliği, iç bilezik yuvarlanma yolu formu, dış bilezik yuvarlanma yolu formu ve rulman radyal boşluğu gürültü faktörü olarak belirlenmiştir.

Çizelge 3.2’de rulman sürtünmesine etki eden bütün etkenler gösterilmektedir. Kapak tasarımının aşağıdaki çizelge 3.2 de etken olarak olmamasının sebebi, rulman iç bileziğine temassız (sürtünmesiz) yüksek hız kapak tasarımının kullanılmasıdır.

Çizelge 3.2. Deney tasarımı etkenler

	Faktörler	Düşük	Orta	Yüksek
1	Gres Cinsi	GADUS S2 V100 3		KLUBERLECTRIC BQ 72-72
2	Gres Doluluk Oranı	%20	%25	%30
3	İç Bilezik YY Radyus Oranı	1.02	1.06	1.1
4	Dış Bilezik YY Radyus Oranı	1.02	1.06	1.1
5	Kafes Dizaynı	Mevcut Dizayn		Geliştirilmiş Dizayn
6	Bilya Grade	Grade 5		Grade 10
7	İB YY RA (covariate)			
8	DB YY RA (covariate)			
9	İB YY Daireselliği (covariate)			
10	DB YY Daireselliği (covariate)			
11	İB YY Form (covariate)			
12	DB YY Form (covariate)			
13	Radyal Boşluk (covariate)			

Çizelge 3.2’de belirtilen, rulman sürtünmesine etki eden bütün ana etkenler için Deney Tasarımı yöntemi kullanılarak alt ve üst sınırlar belirlenmiştir. Deney tasarımı yöntemi ile bütün etkenlerin bu sınırlar arasında oluşturduğu matrisin en iyi kombinasyonu belirlenmiş, her bir faktörün yüzde olarak rulman sürtünmesine olan etkisi yüzde olarak belirlenmiştir. “Covariate” olarak adlandırılan gürültü faktörleri ise, rulman sürtünmesi üzerinde ana etkiye sahip olmadığını düşündüğümüz, fakat kontrol altında tutulması gereken gürültü faktörleridir. Çalışma sonunda her bir faktörün etkisi analiz edilmiştir.

Gres cinsi

DOE çalışmalarında Kluber firmasının E-Drive sistemi uygulamaları için geliştirmiş olduğu enerji verimli KLUBERLECTRIC BQ 72-72 gresi ile ORS standart gresi”GADUS S2 V100 3 (ALVANIA RL 3)” karşılaştırılacaktır. Test edilecek greslerin bilgileri çizelge 3.3’de verilmiştir:

Çizelge 3.3. Deney tasarımı gres tipleri

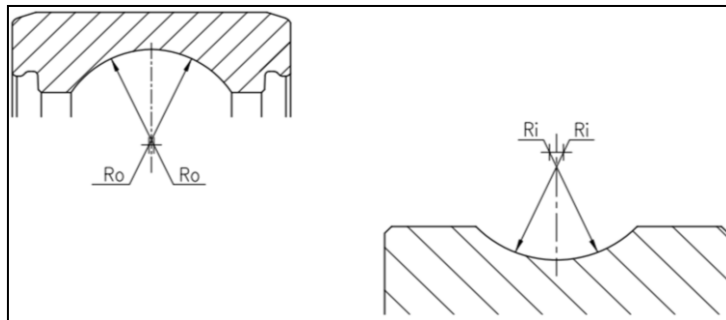
Gres Adı	Üretici Firma	Renk	Sabun Bazı	NLGI	(20 °C) yoğunluk $\pm 0.1 \text{ g/cm}^3$	Damlama Noktası (°C)	Nırdm mm.min-1	Penetrasyon İşlenmiş (25°C)	40°C/100 Viskozite mm ² /s	Çalışma Sıcaklığı (°C)	Max. Sıcaklığı (°C)	Yağ Bazı	Raf Ömrü (Ay)
Gadus S2 V100 3 (Alvania RL 3)	Shell	Bej	Li	3	0.91	Min. 180	500000	220-250	100/11	-30+120	130	Min	48
Kluberlectnc BQ 72-72	Kluber	Bej	Poliüre	2	0.96	1000000	1000000	265-295	80/9.5	-45+180	190	E	36

Gres dolum oranı

Gres dolum oranı da, rulman ömrü ve sürtünme açısından önemli bir parametredir. Normal şartlarda rulman içerisindeki boş hacmin %30'u kadar bir hacimde rulman içerisine gres basılır. Bu oran rulman devri ve yük şartlarına göre değişebilir. Sürtünmenin önemli olduğu yüksek devir ve düşük yük olan uygulamalarda %30'un altında, sürtünmenin kritik olmadığı düşük devir ve yüksek yük olan uygulamalarda %30'un üstünde bir oran tercih edilebilir. Bu rulmanda sürtünme kritik olduğu için, %20'lik düşük gres dolum oranı ile %30'luk normal gres dolum oranı karşılaştırılmıştır.

İç bilezik YY yarıçap oranı ve dış bilezik YY yarıçap oranı

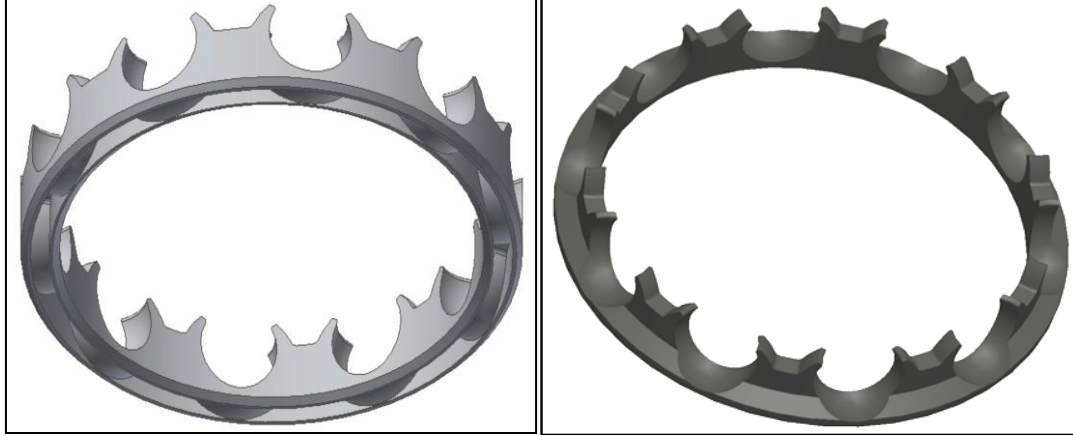
Şekil 3.18'de Ri ve Ro olarak gösterilen iç ve dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçap değerlerinin bilya yarıçapına bölümünden elde edilen değere yarıçap oranı denir. Yuvarlanma yolu yarıçap oranlarının sürtünmeye etkisini görmek amacıyla, alt (1.02) ve üst (1.1) sınırdaki iki yarıçap oranı test edilmiştir.



Şekil 3.18. Yuvarlanma yolu yarıçap oranları

Kafes tasarımı

Rulman sürtünmesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla, şekil 3.19’da 3 boyutlu resimleri görülen, standart kafes tasarımı ve yüksek hız kafes tasarımı test edilmiştir.



Şekil 3.19. Mevcut ve yüksek hız (High Speed – HS) kafes tasarımları gösterimi

Bilya kalitesi (Bilya grade)

Bilya Grade, bilyaların üretim kalitesi ile ilgili bir parametredir. Grade No düştükçe, bilya kalitesi artar. Yüzey kalitesi ile ilgili parametreler ve küresellik ölçüleri düşük bilya grade’leri için daha iyidir. Bilyaların üretim kalitesinin rulman sürtünmesi üzerindeki etkisini görmek için Grade 5 ve Grade 10 bilyalar test edilecektir. Çalışma yapılacak rulmanda kullanılan bilyanın Grade 5 (G5) ve Grade 10 (G10) kaliteleri için belirlenen limit değerler çizelge 3.4’te görülmektedir.

Çizelge 3.4. Bilya grade yüzey parametreleri

Grade G	VD ws (μm)	Rw (μm)	Ra (μm)	Rt (μm)
G5	0,13	0,13	0,012	0,07
G10	0,25	0,25	0,018	0,15

VDws: Çap varyasyonu

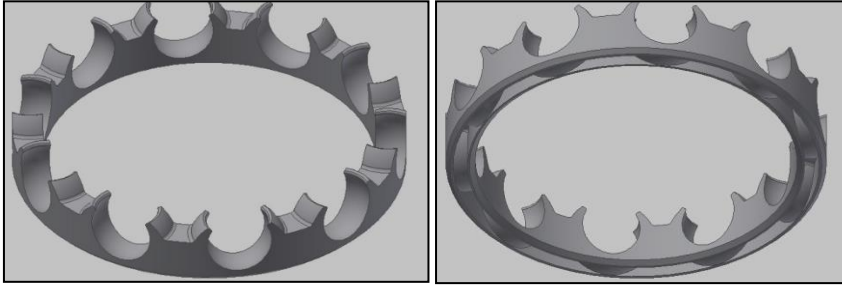
Rw: Küresellik

Ra, Rt. Yüzey pürüzlülüğü

4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

4.1. Yüksek Hız Kafes Tasarımı

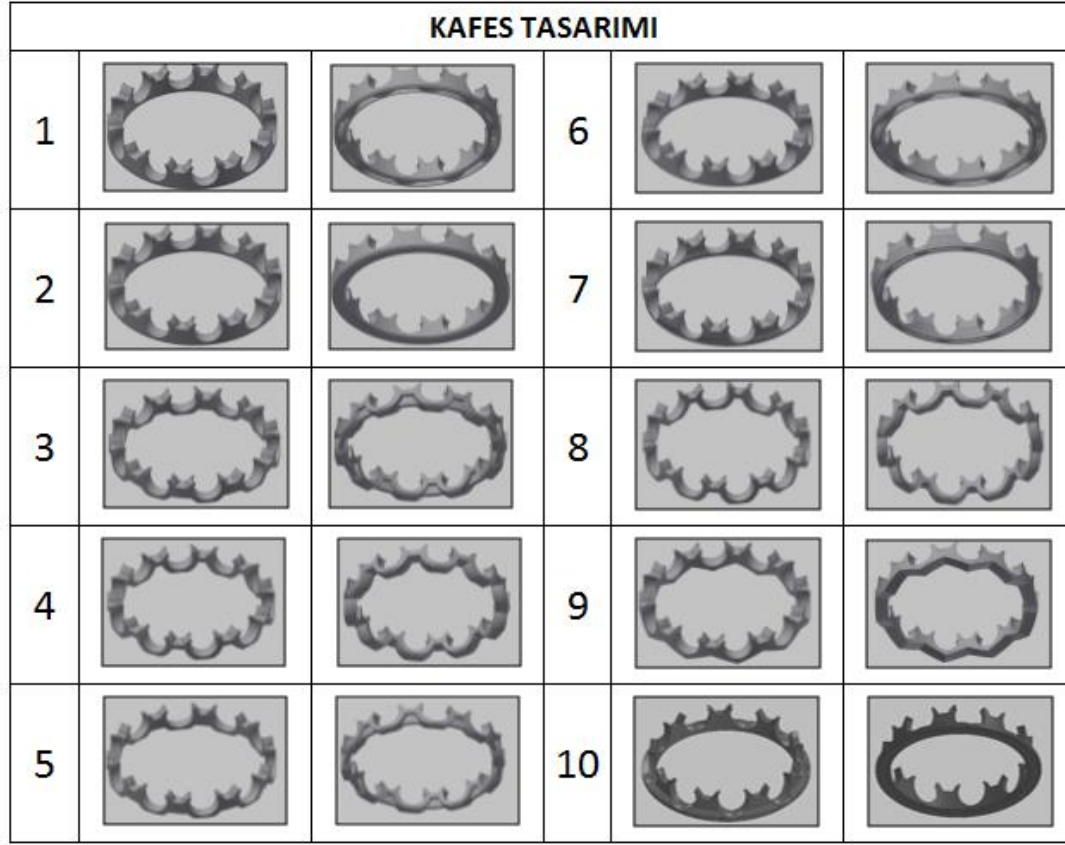
Bu bölümde rulman sürtünmesinin iyileştirilmesinde kafes geometrisinin optimizasyonu yapılmıştır. Polyamid kafeslerde rulmanlarda kafesten kaynaklı sürtünmenin sebebi bilyalar ile kafes cebi arasında oluşan temastan kaynaklanmaktadır. Bölüm 3.2 de açıklandığı üzere, yüksek hız uygulamalarında merkezkaç kuvveti etkisi artmaktadır, artan merkezkaç kuvveti etkisi bilyalar ile kafes cepleri arasındaki teması artırarak rulman sürtünmesinin artmasına sebebiyet vermektedir. Dolayısı ile geliştirilecek olan yüksek hız kafes tasarımında merkezkaç kuvvetinin etkisini azaltmak hedeflenmiştir. Mevcut tasarım Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1. 6209 E TH2 – Mevcut kafes tasarımı

Merkezkaç kuvveti kafes geometrisinde radyal deformasyonu ve kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeyi artırmaktadır. Dolayısı ile geliştirilecek olan kafes tasarımında radyal deformasyonu ve kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeyi azaltmak hedeflenmiştir. Geliştirilmiş kafes geometrisini belirlemek için birçok farklı kafes tasarımı üç boyutlu tam modellenerek, sistemde kullanılacak en yüksek hız sınırı olan 18.000 dev/dak kafese dönme hızı (rotational velocity) uygulanarak simüle edilmiştir. Şekil 4.2’de simülasyonu yapılan kafes tasarımları ve Şekil 4.3’de simülasyon sonuçları görülmektedir. Kafes radyal deformasyonunun mevcut tasarımdan ve diğer tasarımlardan düşük olmasının sebebi kafes tabanının kesit kalınlığının kafesin taban bölgesinde en fazla olması, üst bölgede ise en az olmasından kaynaklanmaktadır. Kafes kalınlığının kafes tabanında en fazla olup açılal pah kırılmasının amacı kafesin rijitliğini ve kafes cep çapının mukavemetini sağlamaktır. Pah bitiminden (bölüm dairesi çapı) itibaren kafes üst bölgesinde malzeme azaltılmasının amacı

ise kafesin ağırlık merkezinin kafes tabanına doğru kaydırılması ve kafesin hafifletilerek yüksek devirlerde merkezkaç kuvvetinin etkisini azaltma prensibine dayanır.



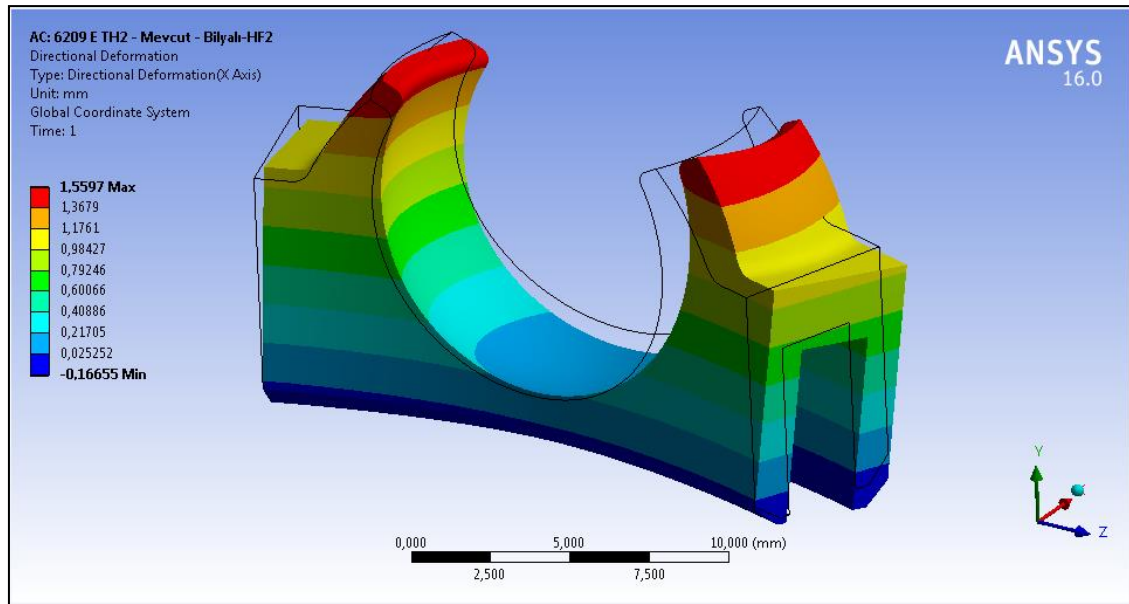
Şekil 4.2. Simülasyonu yapılan farklı kafes tasarımlarının geometrisi

TASARIM	EŞDEĞER GERİLME (MPa)	RADYAL DEFORMASYON (mm)	TOPLAM DEFORMASYON (mm)	TOPLAM GERİNİM	PLASTİK GERİNİM
1	207.31	2,9765	3,332	0.050316	0.02904
2	209.61	2,9806	3,3714	0.056079	0.035138
3	203.16	3,1108	3,5434	0.050776	0.03004
4	198.50	2,8572	3,1989	0.043513	0.023672
5	208.72	3,5672	3,8582	0.052252	0.031369
6	208.26	2,9744	3,4107	0.052612	0.031779
7	209.99	5,9751	6,8472	0.11134	0.09337
8	203.9	3,3652	3,6551	0.047496	0.027098
9	197.44	3,3991	3,8815	0.042355	0.022604
10	140.71	1,3805	1,5125	0.023808	0.0097282

Şekil 4.3. Farklı kafes tasarımlarının dönme hızı altında simülasyon sonuçları

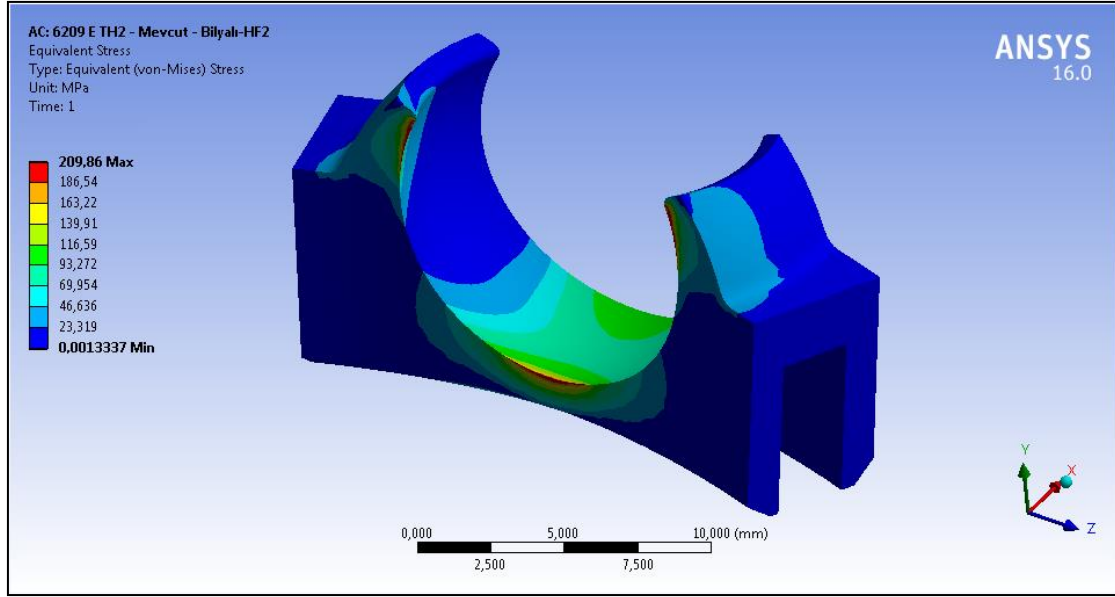
Geliştirilmiş kafes geometrisi bilyasız modellenerek belirlendikten sonra, mevcut ve geliştirilmiş kafes tasarımı, kafesin bilyalar ile birlikte olan gerçek davranışını incelemek için de kıyaslanmıştır. Bilyalı modellerin çözüm süresi aralığı uzun olduğundan dolayı, kafes geometrisinin bir cebi 1/10 simetrik modellenerek, 7000 dev/dak, 10000 dev/dak, 14000 dev/dak ve sistemlerde kullanılacak en yüksek hız sınırı olan 18.000 dev/dak (impact load durumu) simüle etmek için aynı şekilde kafese dönme hızı (rotational velocity) uygulanmıştır.

Şekil 4.4’de görüldüğü üzere simülasyon sonuçlarına göre 18.000 dev/dak’da polyamid kafes üst tarafında toplam 1.56 mm’lik radyal deformasyon oluşmuştur. Bu değer kafes toplam dış çapında 3.12 mm’lik deformasyon demektir.



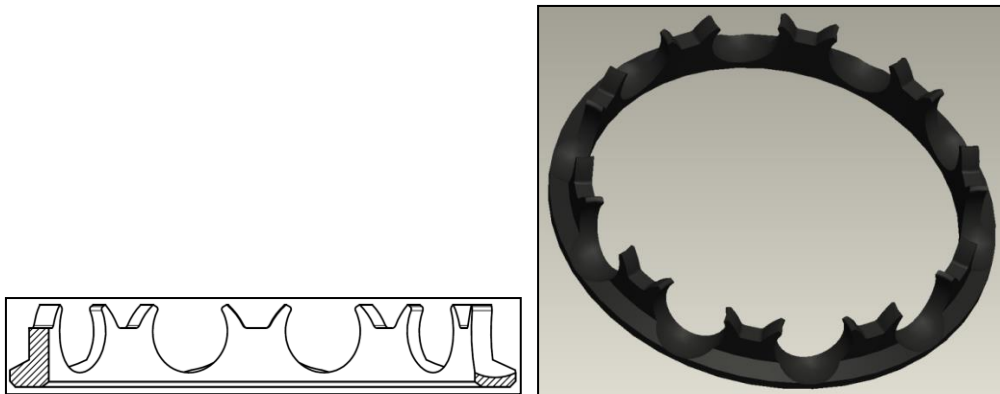
Şekil 4.4. Mevcut kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan radyal deformasyon ansys ekran görüntüsü

En yüksek gerilme tırnaklarda ve cep çapı ortasında oluşmaktadır. 18.000 dev/dak’da ~210 MPa stress oluşması beklenmektedir. 210 MPa malzemenin kırılacağı gerilme sınırıdır. Dolayısıyla mevcut tasarımın 18.000 dev/dak’da çalışmasının çok kritik olduğu görülmektedir (Şekil 4.5).

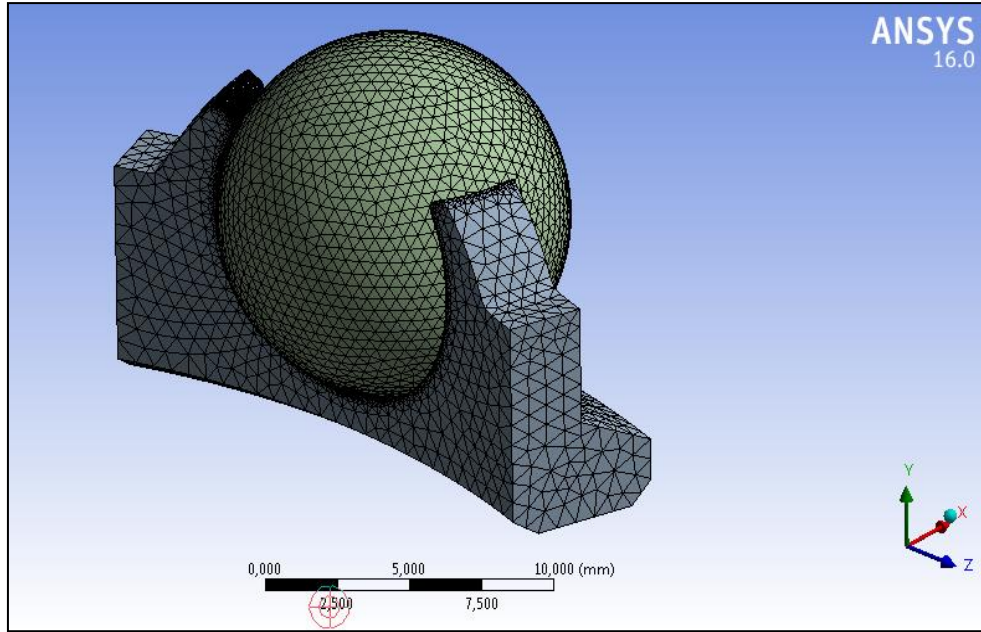


Şekil 4.5. Mevcut kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü

Radyal deformasyonun düşürülmesi ve kritik bölgelerde oluşması beklenen gerilmeleri azaltmak üzerine, bölüm 3.2’de açıklanan, mevcut tasarım değerlendirilmesinde kullanılan aynı yaklaşım uygulanarak, 6209 E HS TH2 kafesi geliştirilmiştir. Şekil 4.6’da görülen bu tasarım ile merkezkaç kuvvetinin etkisi düşürüldüğü için kafes cebi ile bilyalar arası temas daha az olacak, dolayısı ile daha az sürtünmeye ve ısı oluşumuna sebebiyet verecektir. Merkezkaç kuvveti etkisinin fazla olduğu yüksek devirlerde, yüksek hız kafes tasarımının etkisi çok daha önemli olacaktır. Yüksek hız kafes tasarımının pratikteki etkisi Deney Tasarımı ve Testler kısmında incelenmiştir. Yüksek hız kafes tasarımının Ansys’de 1/10 simetrik modellenmiş gösterimi Şekil 4.7’de görülmektedir.

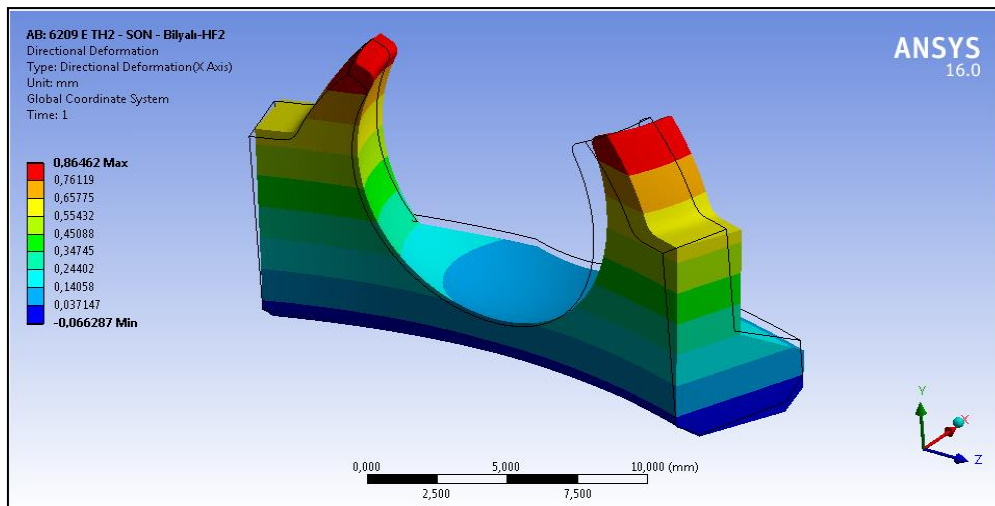


Şekil 4.6. 6209 E HS TH2 – Geliştirilmiş yüksek hız kafes geometrisi



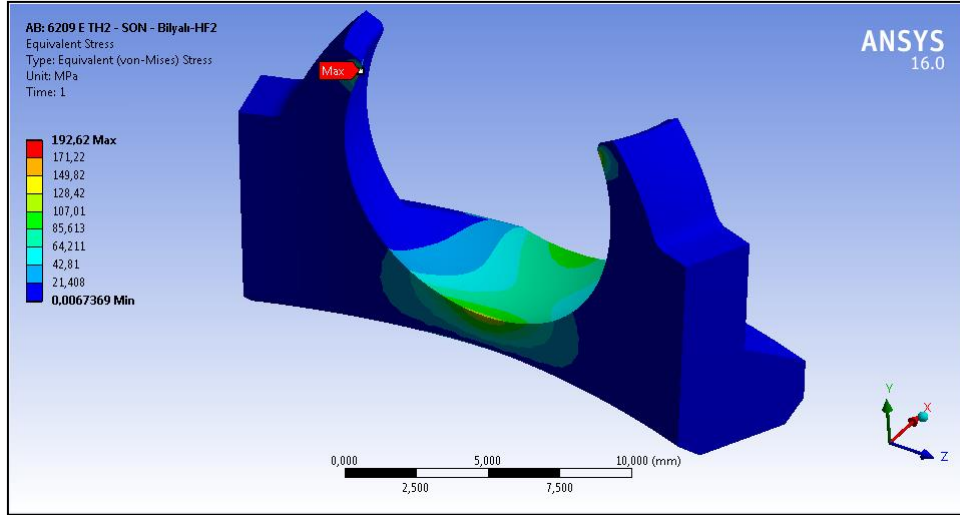
Şekil 4.7. 6209 E HS TH2 1/10 simetrik model gösterimi

Simülasyon sonuçlarına göre 18.000 dev/dak'da polyamid kafes üst tarafında 0.86 mm'lik radyal deformasyon oluşmuştur. Kafes toplam dışında 1.72 mm'lik deformasyon demektir. Mevcut tasarıma göre alternatif tasarım ile %45 iyileşme sağlanmıştır.



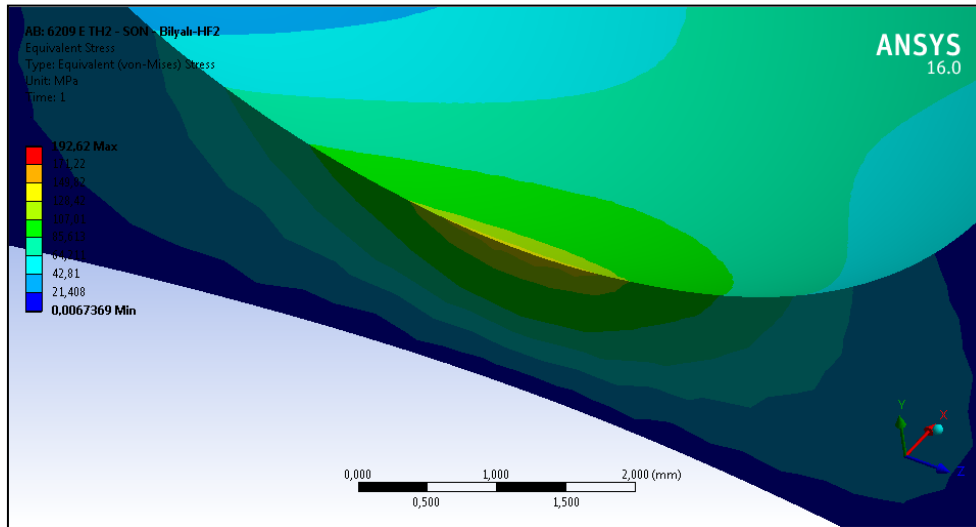
Şekil 4.8. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan radyal deformasyon ansys ekran görüntüsü

En yüksek gerilme tırnaklarda oluşmaktadır. 18.000 dev/dak'da ~193 MPa gerilme oluşması beklenmektedir. Bu değer 210 MPa olan kafesin kırılacağı gerilme sınırının altındadır ve kırılma beklenmemektedir. Mevcut tasarıma göre %8 iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 4.9. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafeste oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü

Kafes ceplerinin ortasında oluşması beklenen en yüksek gerilme 150 MPa olarak beklenmektedir. Bu değer 210 MPa olan gerilme sınırının altında olup, herhangi bir kopma, kırılma beklenmemektedir. Mevcut tasarıma göre %28.5 iyileşme sağlanmıştır.



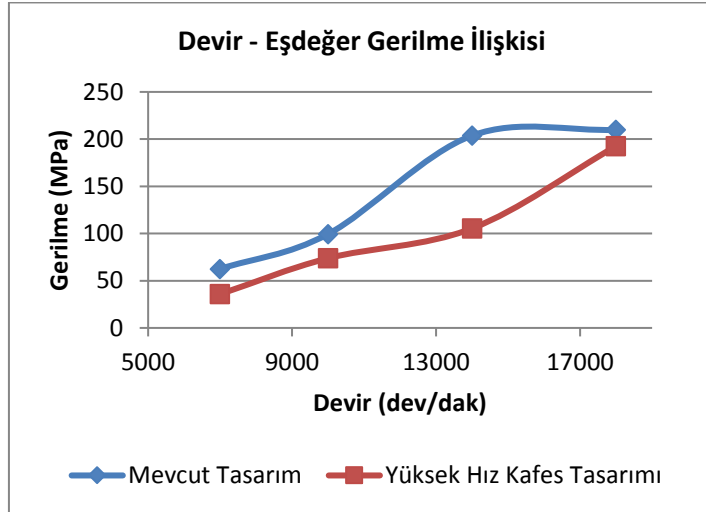
Şekil 4.10. Geliştirilmiş kafes tasarımı bilyalı model için kafes cebinde oluşan eşdeğer gerilme ansys ekran görüntüsü

Geliştirilen kafes tasarımı farklı devirlerde, 7000, 10000, 14000, 18000 dev/dak ve farklı çalışma sıcaklıklarında (23°C ve 120 °C) ‘Devir - Eşdeğer Gerilme İlişkisi’ ve ‘Devir - Radyal Deformasyon İlişkisi’ mevcut tasarım ile ayrıca kıyaslanmıştır.

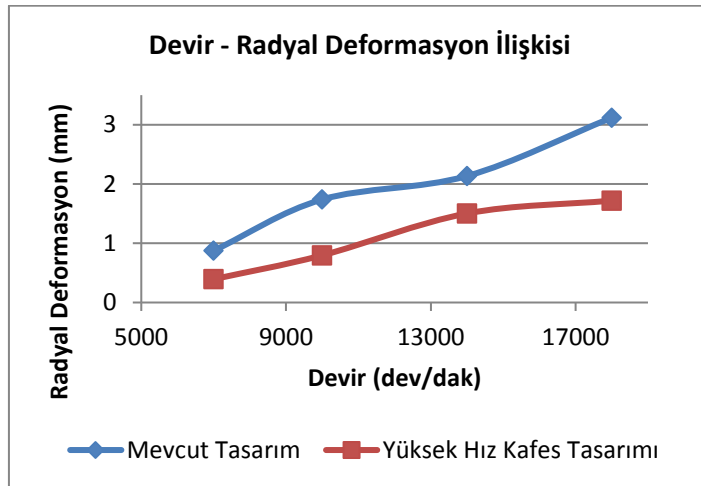
Çizelge 4.1. Mevcut ve geliştirilmiş kafes tipi Devir hızına bağlı eşdeğer gerilme, radyal deformasyon değerleri (23°C)

MEVCUT KAFES TASARIMI	DEVİR HIZI (dev/dak)	EŞDEĞER GERİLME (MPa)	RADYAL DEFORMASYON (mm)
	7000	62,509	0,8752
	10000	99,476	1,7395
	14000	203,770	2,135
	18000	209,86	3,1194

YÜKSEK HIZ KAFES TİPİ	DEVİR HIZI (dev/dak)	EŞDEĞER GERİLME (MPa)	RADYAL DEFORMASYON (mm)
	7000	35,865	0,39338
	10000	73,881	0,79648
	14000	105,420	1,50294
	18000	192,620	1,72



Şekil 4.11. Rulman çalışma devri – kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilme ilişkisi (23°C)

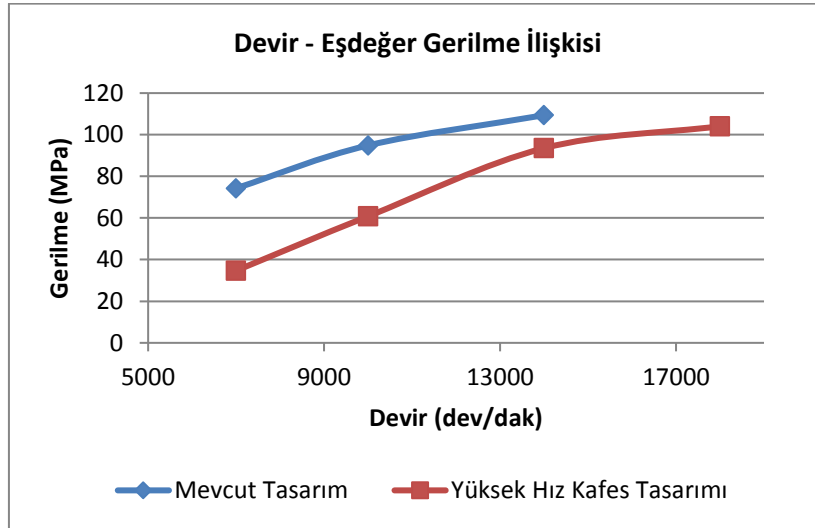


Şekil 4.12. Rulman çalışma devri - kafeste oluşan radyal deformasyon ilişkisi (23°C)

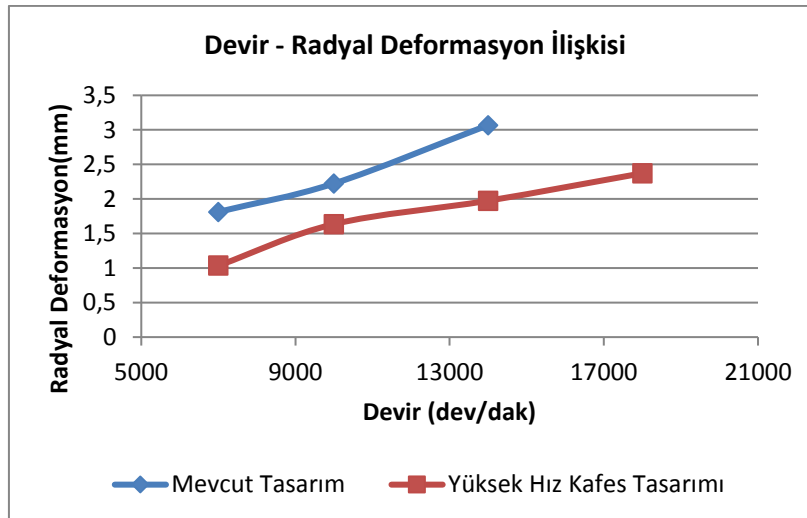
Çizelge 4.2. Mevcut ve geliştirilmiş kafes tipi Devir hızına bağlı eşdeğer gerilme, radyal deformasyon değerleri(120°C)

MEVCUT KAFES TASARIMI	DEVİR HIZI (dev/dak)	EŞDEĞER GERİLME (MPa)	RADYAL DEFORMASYON (mm)
	7000	74,290	1,81304
	10000	94,865	2,2242
	14000	109,380	3,0682
	18000	-	-

YÜKSEK HIZ KAFES TİPİ	DEVİR HIZI (dev/dak)	EŞDEĞER GERİLME (MPa)	RADYAL DEFORMASYON (mm)
	7000 rpm	34,698	1,03502
	10000 rpm	60,814	1,63596
	14000 rpm	93,546	1,97464
	18000 rpm	104,070	2,3718



Şekil 4.13. Rulman çalışma devri - kafes üzerinde oluşan eşdeğer gerilme ilişkisi(120°C)



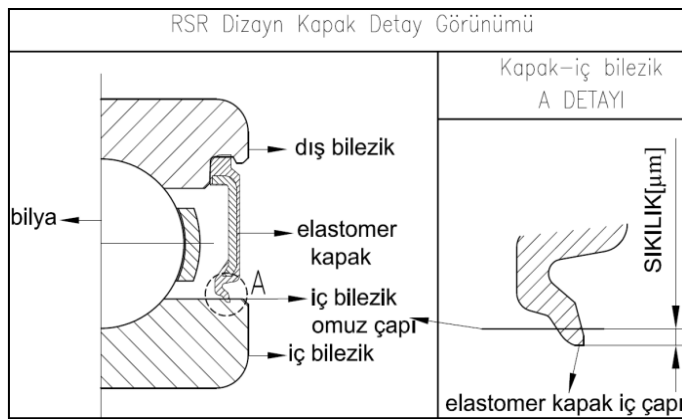
Şekil 4.14. Rulman çalışma devri - kafeste oluşan radyal deformasyon ilişkisi (120°C)

Mevcut kafes tasarımının 18000 dev/dak koşulunda 120°C’de polyamid kafes malzemesinin kopma noktasını geçtiği için simülasyon sonuçları alınamamıştır (Çizelge 4.2, Şekil 4.13-4.14).

4.2. Yüksek Hız Kapak Tasarımı

Bu bölümde rulman sürtünmesinin iyileştirilmesinde kapak ve yuva tasarımının optimizasyonu yapılmıştır. Kapak ve yuva tasarımı yapılırken sürtünme momenti, gres atma ve çalışma sıcaklığı birlikte değerlendirilmiştir. Elastomer kapaklı rulmanlarda rulman sürtünmesine etki eden sebep kapak ile bilezik arasındaki temasıdır. Bu temas aslında iç bileziğe uygulanan bir baskıdır. Buradaki baskı rulmanın sızdırmazlık ve sürtünme özelliğini etkilemektedir ve kapak sıkılığı olarak değerlendirilir. Kağan Sarıgöz ’Kauçuk Esaslı Rulman Sızdırmazlık Kapaklarının Sıkılıklarının Rulman Performansına Etkisinin Teorik ve Deneysel Analizi” isimli çalışmasında kapak sürtünmesinin rulman sürtünmesine olan etkisini ispatlamıştır.

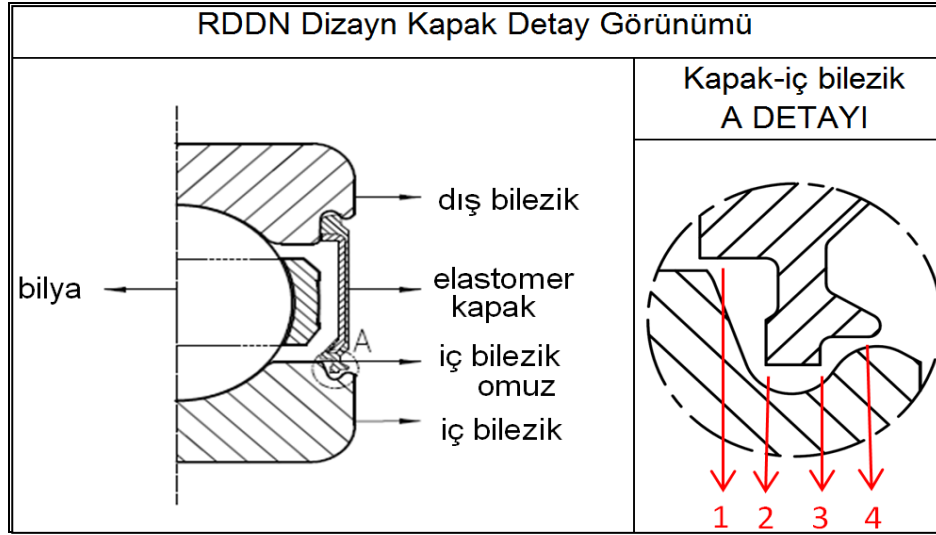
Şekil 4.15’de 6209 RSR tipi kapak sıkılığının ne demek olduğu ifade edilmiştir. Kapak sıkılığı $[\mu\text{m}] = \text{İç bilezik omuz çapı} - \text{Kapak iç çapı}$



Şekil 4.15. 6209 RSR tasarımı kapak sıkılığı gösterimi

Bu uygulamada rulman sürtünmesine etkisi olmayan temassız sac kapakların kullanımı uygun gözükmese de, sac kapakların sızdırmazlık özelliğinin iyi olmaması, rulmanın mekanik hız limitinin üstündeki devirlerde içerisindeki gresi muhafaza edemeyeceği için temassız sac kapak kullanmak yerine, bu uygulamalar için rulman sürtünmesine olan etkisi sıfır olan temassız ve aynı zaman da yüksek devirlerde rulman içerisindeki gresin muhafaza

edilmesi için sızdırmazlık özelliği geliştirilmiş, temassız elastomer kapak tasarımı geliştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında geliştirilmiş olan kapak tasarımı Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Yüksek hız kapak tasarımı

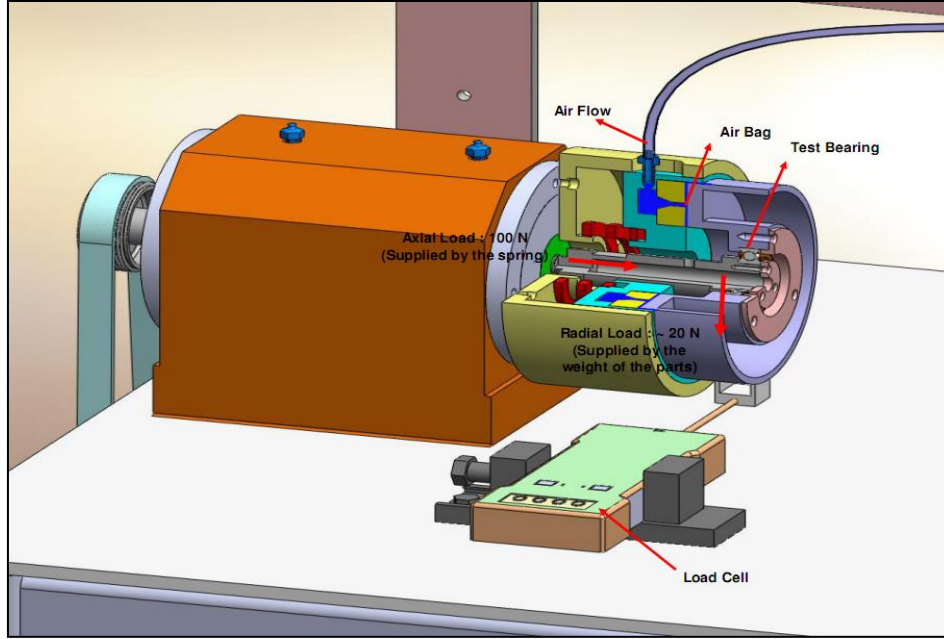
Bu tasarım geliştirilirken iç bilezik kapak yuvası için labirent kapak yuvası oluşturulmuştur. Labirent kapak yuvası oluşturulmasının sebebi; rulman iç bileziği ile kapak teması olmayan(temassız), yani sürtünmesiz, aynı zamanda yüksek devirlerde rulman içerisindeki gres muhafazasının sağlanabilmesi için şekil 4.16'da görüldüğü gibi 4 noktadan sızdırmazlık özelliğinin artırılmasıdır.

4.3. Ölçüm Sistemi Yeterlilik Analizi

DOE kapsamında yapılan sürtünme momenti testleri, daha önce yapılan sürtünme momenti test aparatı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Önceki ölçümlerden farklı olarak, rulmanlara yük uygulanmıştır.

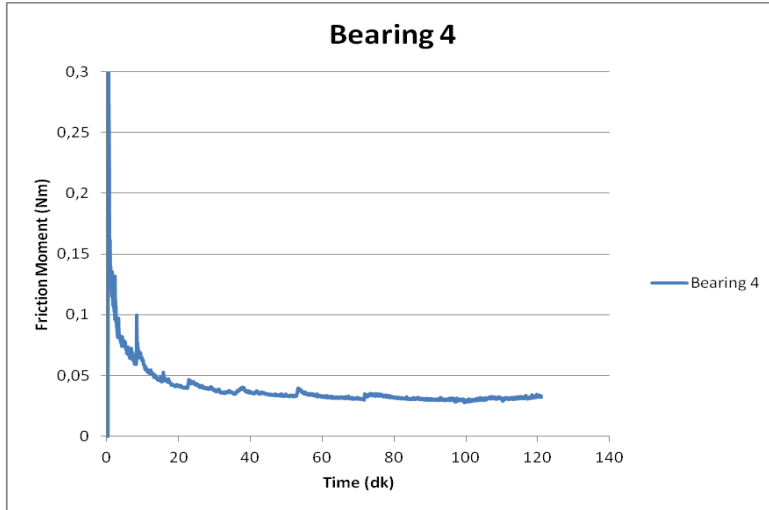
Rulman sürtünme momenti, rulmanın iç bileziği 7000 dev/dak'da döndürülürken, rulmanın iç bileziğinden 300 N'luk bir eksenel yük uygulandığı esnada ölçülmüştür. 300 N'luk eksenel yük, iç bileziğe bağlı olduğu kovanın arkasından, bir yay vasıtasıyla uygulanmıştır. İç bilezik döndürüldüğü zaman, dış bilezik de rulman içindeki sürtünmenin etkisiyle dönmektedir ve bu sürtünme kuvveti dış bileziğin monte edildiği kovana bağlı bir parçadan, bir yük ölçüm ünitesi vasıtasıyla ölçülmektedir. Ölçülen sürtünme kuvveti, ölçüm yapılan

noktanın rulman merkezine uzaklığı (moment kolu) ile çarpılarak rulmanın sürtünme momenti değeri elde edilmektedir. Ölçüm esnasında uygulanan 300 N'luk aksel yükün yanı sıra, rulmanın bağlı olduğu parçaların ağırlığından dolayı rulman yaklaşık 20 N'luk bir radyal yük de etki etmektedir (Şekil 4.17).



Şekil 4.17. Sürtünme momenti ölçüm yöntemi

DOE kapsamında yapılan rulman sürtünmesi, en az 1 saat boyunca, 1 Hz'lik bir örnekleme hızıyla veri kaydı yapılarak ölçülmüştür. Rulman sürtünmesi, rulman ilk dönmeye başladığı zaman fazla, zamanla gresin rulman içerisinde dağılması ile birlikte düşerek stabil seviyeye gelmektedir. Bu süreçteki sürtünme momenti değişiminin $\pm 0,05$ aralığında olduğu ilk yarım saat ortalama sürtünme momenti olarak kabul edilmiştir. Test edilen bütün rulmanlar için aynı kural uygulanmıştır. Yapılan ölçüm neticesinde şekil 4.18'deki gibi bir grafik elde edilmektedir. Şekil 4.18'de görüldüğü gibi, rulman ilk kez dönmeye başladığı anda sürtünme momenti değeri fazla olmaktadır. Rulman çalışmaya devam ettiği zaman rulman içerisindeki gres yuvarlanma yolu ve bilyalar arasına dağılarak rulman sürtünmesini zamanla düşürmektedir.



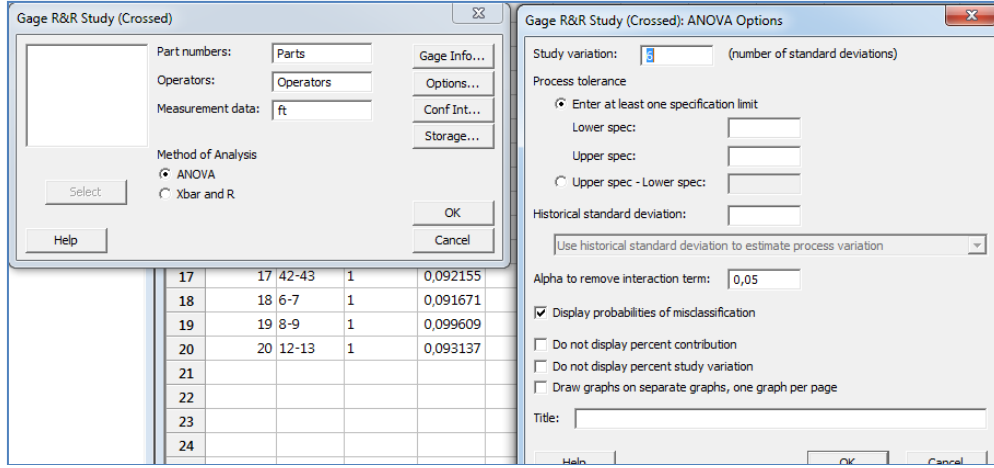
Şekil 4.18. Veri toplama sistemi, örnek

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de görüldüğü gibi, ölçüm sisteminin güvenilirlik ve hassasiyetini tespit etmek amacıyla minitab programında 10 adet rulman için 1 operatör ile 2 tekrarlı yapılan sürtünme momenti ölçüm sonuçlarına göre, Minitab 18 programında ‘ANOVA’ methodu kullanılarak ölçüm sistemi yeterlilik analizi yapılmıştır.

Part	Part Name
1	1-2
2	3-4
3	42-43
4	33-34
5	31-32
6	28-29
7	6-7
8	26-27
9	12-13
10	8-9

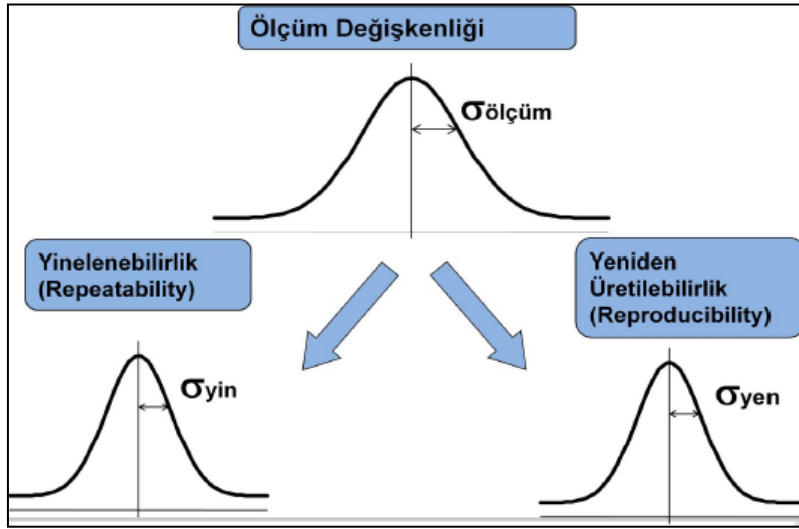
Operator	Operator Name
1	1

Şekil 4.19. Ölçüm sistemi yeterlilik analizi minitab ekran görüntüsü (1)



Şekil 4.20. Ölçüm sistemi yeterlilik analizi minitab ekran görüntüsü (2)

Ölçüm sistemi değişiklik indeksi, yinelenebilirlik (repeatability) ve yeniden üretilebilirlik (reproducibility) kavramlarınca incelenir (Şekil 4.21).



Şekil 4.21. Ölçüm sistemi değişiklik indeksi

4.3.1. Yeterlilik indeksi 1

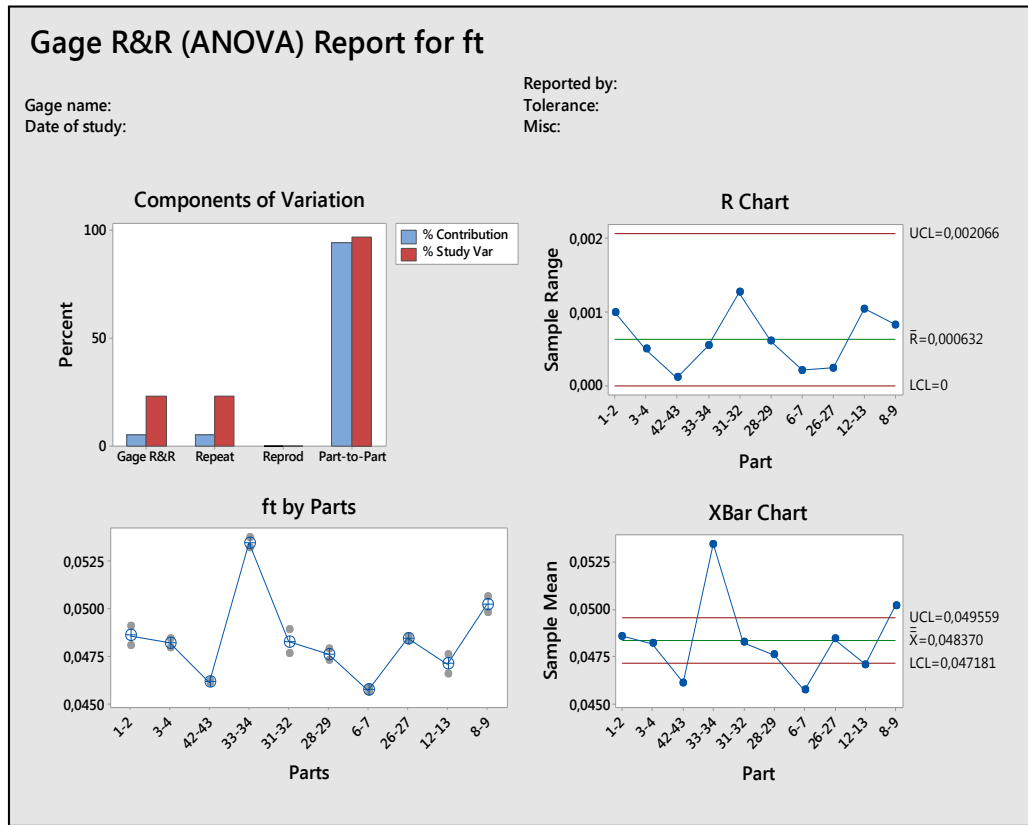
Yeniden üretilebilirlik (Reproducibility)

Aynı parça üzerinde aynı karakteristiğin birçok defa, farklı kontrol elemanlarınca, aynı ölçüm cihazı kullanılarak yapılan ölçümlerin ortalamasındaki değişikliktir. Bu çalışmada ki testler aynı operatör tarafından gerçekleştiği için yeniden üretilebilirlik (reproducibility) kaynaklı değişiklik yoktur.

4.3.2. Yeterlilik indeksi 2

Yinelenebilirlik (Repeatability)

Aynı parçanın aynı karakteristiğinin, bir ölçüm cihazı kullanılarak, bir kontrol elemanı tarafından bir çok defa ölçüldüğünde ortaya çıkan değişkenliktir. Repeatability indeksinin yeterli olduğu yorumunu yapabilmek için, Gage R&R analizi sonucunda repeatability değerinin 30'un altında olması beklenmektedir. Şekil 4.22'de ölçüm sistemi yeterlilik analizi sonuçları görülmektedir. Şekil 4.23'de repeatability indeksinin 23,24 olarak hesaplandığı görülmektedir. Gage R&R ile ilgili detay bilgiler "Minitab 18 Help", Gage R&R menüsünde anlatılmaktadır.



Şekil 4.22. Ölçüm sistemi analizi, minitab ekran görüntüsü

Gage R&R Variance Components			
%Contribution Source VarComp)		VarComp	(of
Total Gage R&R		0,0000003	
5,40			
Repeatability		0,0000003	
5,40			
Part-To-Part		0,0000047	
94,60			
Total Variation		0,0000050	
100,00			
Gage Evaluation			
Study Var	%Study Var		
Source		StdDev	(SD)
(6 × SD)	(%SV)		
Total Gage R&R		0,0005188	
0,0031129	23,24		
Repeatability		0,0005188	
0,0031129	23,24		
Part-To-Part		0,0021712	
0,0130273	97,26		
Total Variation		0,0022323	
0,0133940	100,00		
Number of Distinct Categories = 5			

Şekil 4.23. Minitab DOE Gage R&R ekran görüntüsü

6209 rulman tipi referans alınarak, sürtünme momentinin minimize edilmesi için, Minitab programı kullanılarak 6 ana etkenli (kontrol edilebilen etkenler), 7 tane gürültü etkeni (kontrol edilemeyen etkenler), 1/4 kesirli, 4 çözünürlüklü ve 1 tekrarlı deney gerçekleştirilmiştir. Belirlenen 6 etkenin 32 farklı kombinasyonu için, 32 adet numune hazırlanmıştır. Eğer tam faktöryel deney planlamış olsa idik 6 tane ana etken için 2^6 adet, 64 tane test yapmamız gerekecekti. Fakat 1/4 kesirli yaparak zaman ve maliyetten tasarruf edilmiştir. 1/4 kesirli demek $2^{6/4}$ demektir. 16 tane numunede orta nokta etkisinin olup olmadığının tespit edilmesi için yapılmıştır. Orta noktası etkisinin tespit edilmesi demek, belirlemiş olduğumuz iki seviye arasındaki değişimin lineer olup olmadığını tespit etmek demektir. Çizelge 4.3’de deney tasarımı ve sonuçlar görülmektedir.

Tasarım kriterleri

Etken	: 6
Temel Tasarım	: 6; 16
Çözünürlük	: IV
Test sayısı	: 32
Tekrar	: 1
Kesir	: 1/4
Blok	: 1
Orta nokta etkisi	: 16
Gürültü	: 7

#	C1	C2	C3	C4	C5-T	C6	C7	C8	C9-T	C10-T	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	C18
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	GresTipi	GresDolumOrani	IBRadyusOrani	DBRadyusOrani	KafesTipi	BilyaGrade	IBRa	DBRa	IBForm	DBForm	IBDairesellik	DBDairesellik	RadyalBoşluk	FT
1	8	1	1	1	G100	30	1,10	1,02	Mevcut	BG5	0,0400	0,0426	0,5404	0,7890	0,35	1,50	0,034	0,0315971
2	17	2	0	1	G183	25	1,06	1,06	HS	BG5	0,0352	0,0244	0,6625	0,4305	0,81	0,86	0,030	0,0203243
3	16	3	1	1	G100	30	1,10	1,10	Mevcut	BG10	0,0425	0,0384	0,7745	0,9241	0,54	1,01	0,031	0,0125118
4	28	4	0	1	G100	25	1,06	1,06	Mevcut	BG5	0,0350	0,0295	0,5512	0,7073	0,65	1,32	0,031	0,0309881
5	24	5	0	1	G100	25	1,06	1,06	Mevcut	BG10	0,0352	0,0328	0,5474	0,9624	0,68	0,84	0,031	0,0355170
6	22	6	0	1	G100	25	1,06	1,06	HS	BG10	0,0389	0,0290	0,5527	0,5045	1,08	2,56	0,031	0,0252614
7	2	7	1	1	G100	20	1,02	1,02	Mevcut	BG5	0,0393	0,0322	0,6644	0,7549	0,31	0,75	0,034	0,0742624
8	20	8	0	1	G100	25	1,06	1,06	Mevcut	BG5	0,0331	0,0305	0,6534	0,4615	0,56	0,98	0,029	0,0303020
9	10	9	1	1	G100	20	1,02	1,10	Mevcut	BG10	0,0496	0,0437	0,9270	0,9898	0,65	1,09	0,031	0,0448632
10	23	10	0	1	G183	25	1,06	1,06	Mevcut	BG10	0,0346	0,0338	0,4751	0,6639	0,65	0,74	0,032	0,0463469
11	27	11	0	1	G183	25	1,06	1,06	Mevcut	BG5	0,0364	0,0351	0,7610	0,5390	0,44	1,06	0,030	0,0401292
12	18	12	0	1	G100	25	1,06	1,06	HS	BG5	0,0351	0,0271	0,7253	0,5121	1,23	1,35	0,030	0,0284512
13	9	13	1	1	G183	20	1,02	1,10	HS	BG10	0,0399	0,0339	0,4667	0,5600	0,34	1,04	0,032	0,0302752
14	30	14	0	1	G100	25	1,06	1,06	HS	BG10	0,0347	0,0317	0,4597	0,3903	0,33	1,03	0,030	0,0267222
15	32	15	0	1	G100	25	1,06	1,06	Mevcut	BG10	0,0313	0,0303	0,5953	0,5101	0,75	1,69	0,032	0,0280552
16	15	16	1	1	G183	30	1,10	1,10	HS	BG10	0,0430	0,0391	0,9644	0,8934	0,58	1,59	0,032	0,0064749
17	21	17	0	1	G183	25	1,06	1,06	HS	BG10	0,0331	0,0277	0,6052	0,6948	0,42	1,34	0,029	0,0213672
18	26	18	0	1	G100	25	1,06	1,06	HS	BG5	0,0355	0,0287	0,5812	1,0473	0,63	0,76	0,032	0,0241033
19	29	19	0	1	G183	25	1,06	1,06	HS	BG10	0,0351	0,0297	0,5267	0,5392	0,54	0,80	0,032	0,0231993
20	13	20	1	1	G183	20	1,10	1,10	Mevcut	BG5	0,0450	0,0391	1,2790	1,5610	0,63	0,92	0,030	0,0084614
21	6	21	1	1	G100	20	1,10	1,02	HS	BG10	0,0397	0,0376	0,7916	1,0846	0,49	1,39	0,030	0,0250669
22	3	22	1	1	G183	30	1,02	1,02	Mevcut	BG10	0,0399	0,0381	1,0201	0,6982	1,02	0,67	0,035	0,0743726
23	5	23	1	1	G183	20	1,10	1,02	Mevcut	BG10	0,0518	0,0419	0,9171	0,7275	0,73	0,88	0,033	0,0333288
24	25	24	0	1	G183	25	1,06	1,06	HS	BG5	0,0341	0,0335	0,6496	0,5853	0,47	1,36	0,031	0,0212471
25	1	25	1	1	G183	20	1,02	1,02	HS	BG5	0,0390	0,0444	0,9184	0,7512	0,60	1,39	0,034	0,0846397
26	7	26	1	1	G183	30	1,10	1,02	HS	BG5	0,0443	0,0460	0,6297	0,6808	0,60	1,14	0,033	0,0243674
27	19	27	0	1	G183	25	1,06	1,06	Mevcut	BG5	0,0357	0,0326	0,5276	0,4126	0,62	0,81	0,030	0,0399647
28	4	28	1	1	G100	30	1,02	1,02	HS	BG10	0,0377	0,0328	1,1329	0,6551	0,52	0,98	0,030	0,0690951
29	12	29	1	1	G100	30	1,02	1,10	HS	BG5	0,0462	0,0370	1,2497	0,8626	1,39	1,64	0,035	0,0481319
30	14	30	1	1	G100	20	1,10	1,10	HS	BG5	0,0454	0,0351	0,8304	0,4746	0,59	1,05	0,030	0,0169868
31	11	31	1	1	G183	30	1,02	1,10	Mevcut	BG5	0,0396	0,0372	1,1005	1,0216	0,33	0,91	0,034	0,0396728
32	31	32	0	1	G183	25	1,06	1,06	Mevcut	BG10	0,0374	0,0264	0,5880	0,6210	0,67	1,15	0,030	0,0415088

Çizelge 4.3. Miniab deney tasarımı sonuçları ekran görüntüsü

Ana etkenler

Çizelge 4.4'te listelenmiş olan rulman sürtünmesine doğrudan etki eden etkenlerdir.

Çizelge 4.4. Deney tasarımı ana etkenler

Etken	İsim	Tip	Alt Sınır	Üst Sınır
1	Gres Tipi	Nitel	Tip 1	Tip 2
2	Gres Dolum Oranı	Nicel	%20	%30
3	IB Radyus Oranı	Nicel	1.02	1.1
4	DB Radyus Oranı	Nicel	1.02	1.1
5	Kafes Tipi	Nitel	Tip 1	Tip 2
6	Bilya Grade	Nicel	BG5	BG10

Gürültü etkenleri

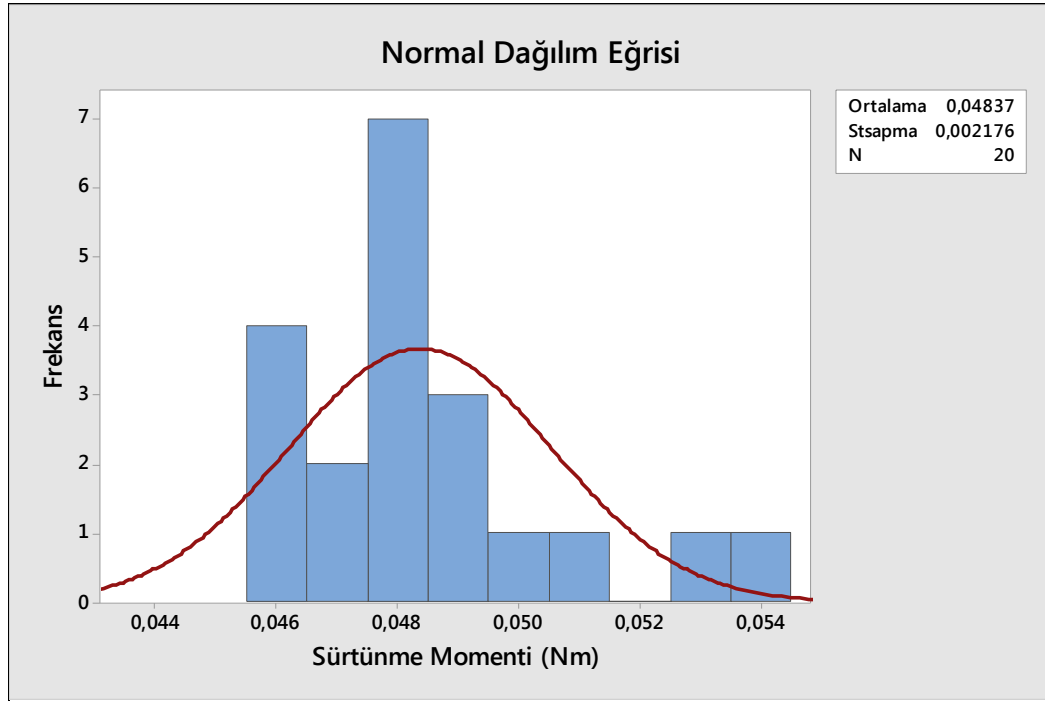
Çizelge 4.5'te listelenmiş olan gürültü etkenleri, rulman sürtünmesine etkisi olduğu bilinen, fakat ana etkenler kadar etkisi olmadığı düşünülen değişkenlerdir ve gürültü etkenleri belirli bir tolerans aralığında, bütün rulman numuneleri için aynı değerdedir. Ana etkenler gibi alt ve üst sınırı olmamakla birlikte, sapmalardan kaynaklı rulman sürtünmesine etkisi olup olmadığı tespit edilmiştir.

Çizelge 4.5. Deney tasarımı gürültü faktörleri

Etken	İsim	Tip
7	IB YY Ra	Nicel
8	DB YY Ra	Nicel
9	IB YY Dairesellik	Nicel
10	DB YY Dairesellik	Nicel
11	IB YY Form	Nicel
12	DB YY Form	Nicel
13	Radyal Boşluk	Nicel

4.5. Mevcut Durum Değerlendirilmesi

Standart 6209 tipi için 20 adet rulmanda mevcut durumun sürtünme karakteristiği analiz edilmiştir. 20 farklı rulman için ortalama sürtünme momenti değerleri esas alınarak histogram grafiği elde edilmiştir. Buradaki amaç, sürtünme değerini düşürmek istenen 6209 rulmanında mevcut durumda hangi seviyede olduğunu öğrenmek, testler sonucunda yüzde olarak rulman sürtünmesinde hangi iyileştirmeler ile hangi seviyeye gelindiğinin analiz edilmesidir. Şekil 4.24’de standart 6209 ZZ C3H G100 rulmanı mevcut durumda 20 adet için histogram grafiği oluşturulmuştur.



Şekil 4.24. Standart 6209 rulmanlarında mevcut durum değerlendirilmesi

Mevcut durumda standart tip 6209 rulmanlarının ortalama sürtünme momenti “0.04837 Nm” olarak bulunmuştur. 6209 tipi standart rulman konfigürasyonu için tespit ettiğimiz faktörler doğrultusunda, hangi faktörlerin bizim için kritik olduğu ve bu etkenlerin hangi sınırları arasında rulman sürtünmesinin düşürüldüğü tespit edilmiştir.

Standart Rulman: 6209 ZZ C3H G100

Kafes tipi: Sac kafes

Kapak tipi: Sac kapak

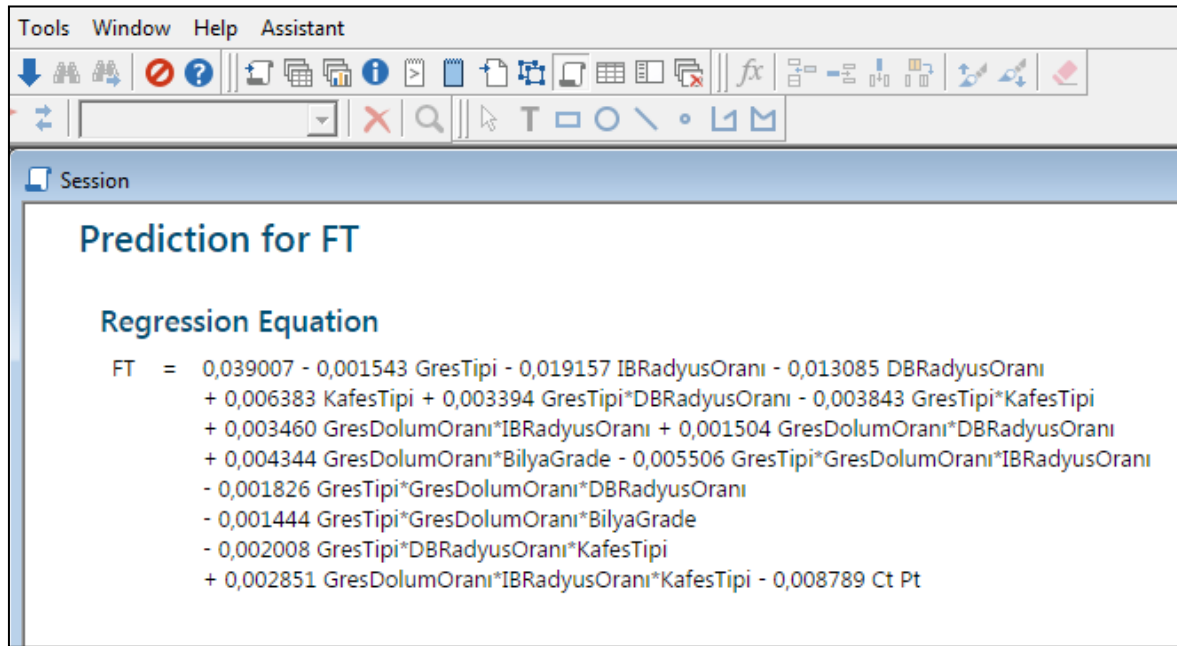
Gres tipi: G100

Gres dolum oranı: %30

Radyal Boşluk: C3H (27-36µm)

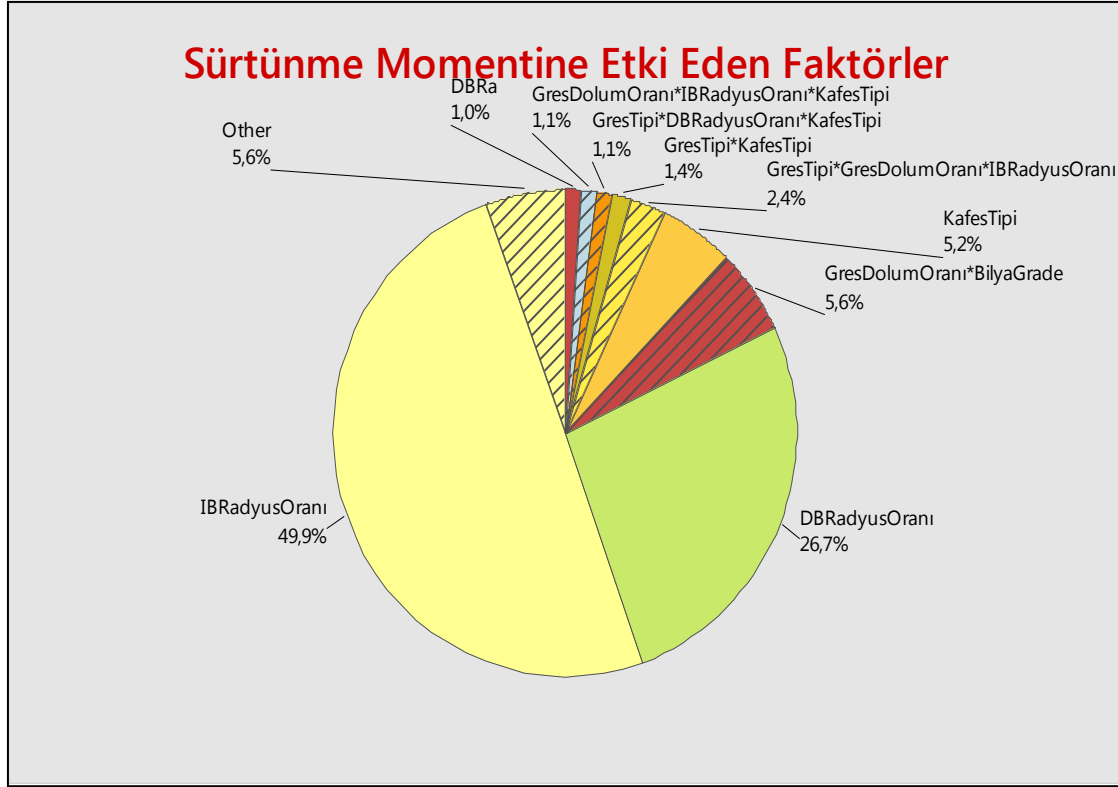
4.6. Deney Sonuçları

Sürtünme momentinin minimize edilmesi için, Minitab programı kullanılarak 13 etkenli 6 ana etkenli (kontrol edilebilen parametreler), 7 tane gürültü etkeni (kontrol edilemeyen parametreler), 1/4 kesirli, 4 çözünürlüklü ve 1 tekrarlı deney gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deney sonucunda rulman sürtünme momentinin matematik modeli çıkartılmıştır (Şekil 4.25).

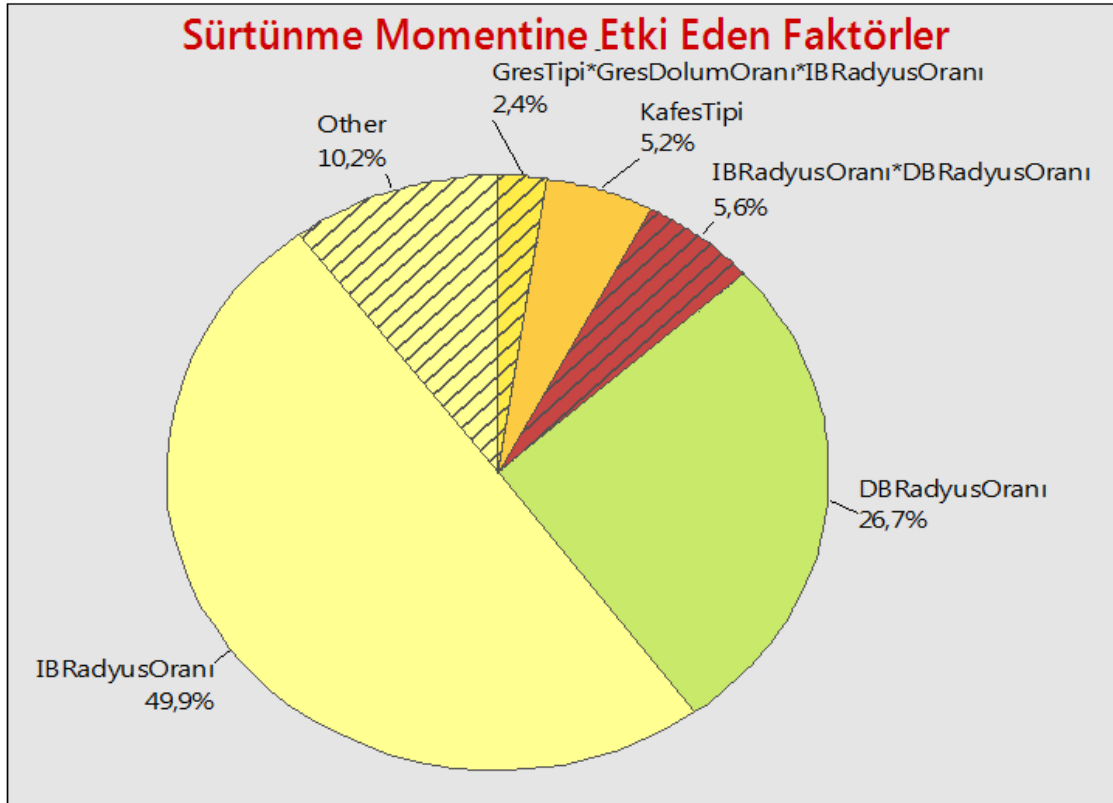


Şekil 4.25. 6209 Rulmanı sürtünme momenti modeli minitab ekran görüntüsü

Şekil 4.26 ve 4.27’de pasta grafiği ile belirlenen 13 etkenin rulman sürtünmesi üzerinde yüzde olarak ne kadar etkisinin olduğunu göstermektedir. Şekil 4.27’de grafikte görülen %10.2’lik diğer kısmı, grafikte görülen etkenlerin dışında kalan etkenlerdir. En çok etkiye sahip olan faktör iç bilezik yarıçap oranıdır, ikinci olarak dış bilezik radyüs oranı, üçüncü olarak ise kafes tipinin rulman sürtünmesi üzerinde etkisi vardır.



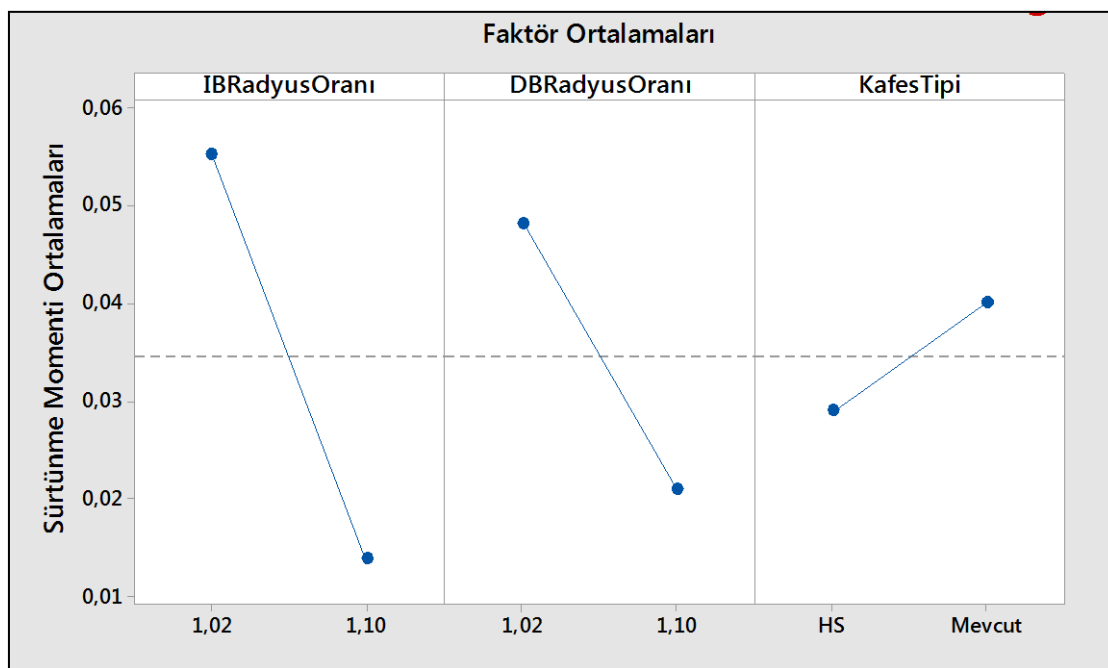
Şekil 4.26. Deney tasarımı (DOE) sonuçlar pasta grafiği



Etkisi %2'nin altında olan faktörler grafikten çıkarılmıştır.

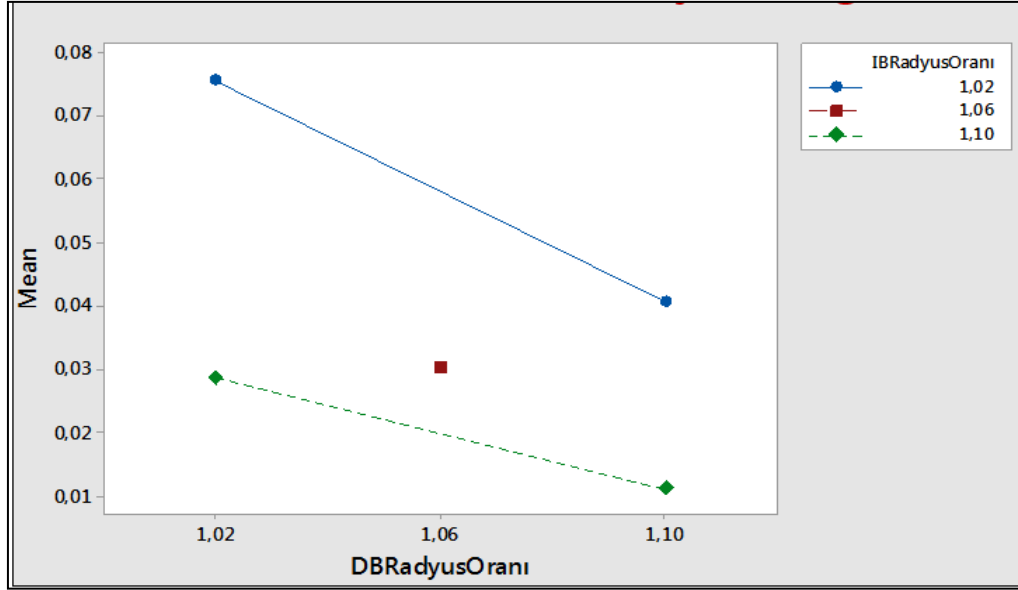
Şekil 4.27. Deney tasarımı (DOE) sonuçlar pasta grafiği

Şekil 4.28 Minitab programından elde edilen ana etkenler nokta grafiği (main effects plot) grafiğinde, rulman sürtünme momentine en çok etki eden 3 ana etken; iç bilezik yarıçap oranı, dış bilezik yarıçap oranı ve kafes tipi değerlendirilmiştir. Grafikten anlaşılabacağı üzere iç bilezik yarıçap oranının 1.02 değerinden 1.10 değerine arttırılması, rulman sürtünme momentinin azaltılmasında en büyük etkiye sahiptir. İkinci en büyük etki dış bilezik yarıçap oranının 1.02 değerinden 1.10 değerine arttırılmasıdır. Üçüncü olarak ise yüksek hızlı kafes tasarımı (HS-high speed) kullanımının mevcut kafes tasarımının kullanımına göre kayda değer bir etkisi olduğu görülmektedir.



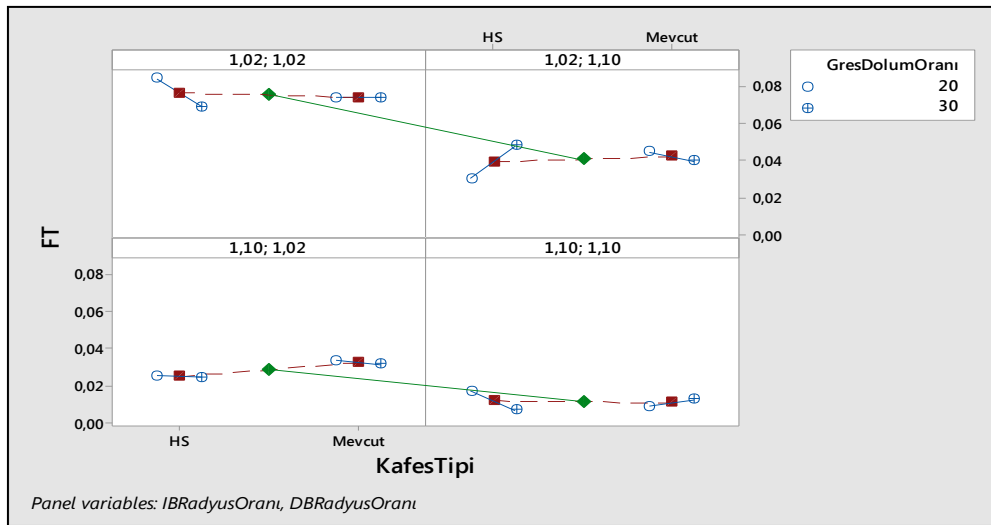
Şekil 4.28. Sürtünme momenti ana etkenler (main effects plot) grafiği

Şekil 4.29 ikili etkileşim grafiğinde, etkili iki etken, iç bilezik yarıçap oranı ve dış bilezik yarıçap oranı birlikte değerlendirilmiştir. İç bilezik yarıçap oranı ve dış bilezik yarıçap oranının 1.02 olduğu noktada sürtünme momentinin en yüksek mertebede olduğu görülmektedir. İç bilezik yarıçap oranının 1.02, dış bilezik yarıçap oranının 1.10 olduğu durumda sürtünme momenti düşmektedir. İç bilezik yarıçap oranının 1.10, dış bilezik yarıçap oranının ise 1.02 olduğu durumda ise sürtünme momenti yaklaşık 0,03 değerine kadar düşmektedir. IB ve DB yarıçap oranının 1.06 olduğu orta nokta için sürtünme momenti yaklaşık 0,03 olmaktadır. Hem IB yarıçap oranının hem de DB yarıçap oranının 1.10 olduğu noktada ise sürtünme momenti 0,02 seviyesinin altına inerek en düşük seviyede olmaktadır.



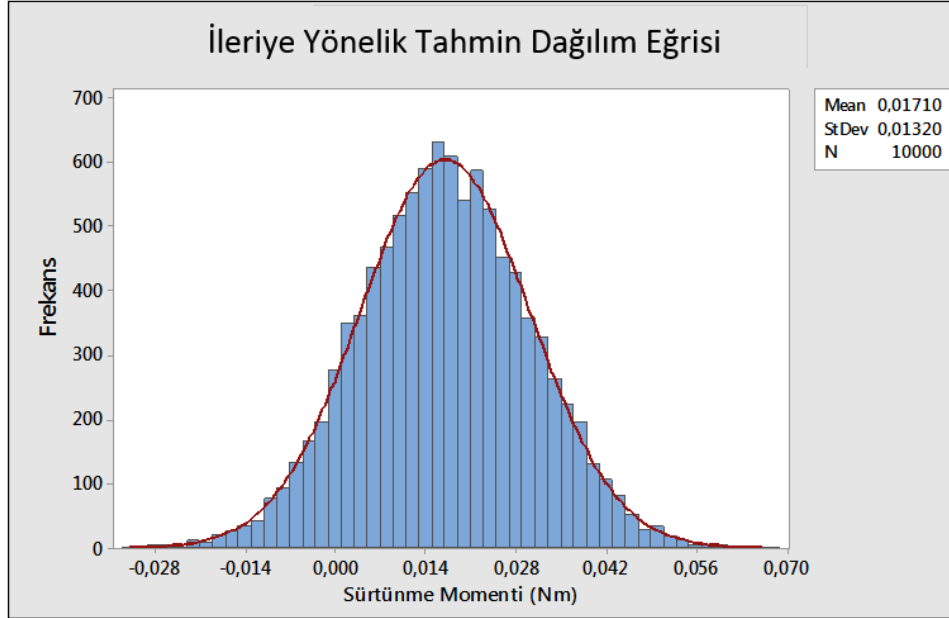
Şekil 4.29. Sürtünme momenti ikili etkileşim (interaction plot) grafiği

Şekil 4.30 çoklu veri karşılaştırma (multivarichart) grafiğinde IB yarıçap oranı, DB yarıçap oranı, kafes tipi ve gres dolum oranı birlikte değerlendirilmektedir. Grafikten gres dolum oranının rulman sürtünmesi üzerinde ciddi bir etkiye sahip olmadığı anlaşılmaktadır. Buradan anlaşılabileceği üzere, ticari olarak %20 gres dolum oranının yeterli olacağı görülmektedir. Ana etkenler (Main effects plot) ve ikili etkileşim (interaction plot) grafiklerine benzer olarak burada da IB yarıçap oranı ve DB yarıçap oranının 1.10 olduğu durumda sürtünme momentinin en az olduğu görülmektedir. Kafes tipi ise yarıçap oranları kadar olmasa da sürtünme momenti üzerinde %5.2 etkiye sahiptir.



Şekil 4.30. Sürtünme momenti çoklu veri (Multi-vari chart) karşılaştırma grafiği, Gres Dolum Oranı - IB yarıçap oranı

Şekil 4.31’de görülen sürtünme momenti histogram grafiği de Minitab programı kullanılarak elde edilmiştir. Grafikte 1000 adet numune için, aşağıdaki tablo’da görülen etkenlerin en iyi olduğu seviyeler seçilerek ileriye dönük bir tahmin oluşturulmuştur. Grafiğe göre geliştirilen 6209 rulmanın ortalama sürtünme momenti 0,017 çıkmaktadır.



Şekil 4.31. Sürtünme momenti - ileriye yönelik tahmin histogramı

Çizelge 4.6’da en düşük sürtünme değeri için faktörlerin en iyi kombinasyonu seçilmiştir. Faktörlerden “Bilya Grade”, BG5’in daha iyi yüzey parametresi özelliğine sahip olduğunun bilinmesine rağmen BG10 seçilmesinin sebebi, sürtünme momenti üzerinde önemli etkiye sahip olmamasıdır.(%2’nin altında) Bu yüzden ticari açıdan daha az maliyetli olan BG10 seçilmiştir.

Çizelge 4.6. Deney tasarımı (DOE) çalışması en iyi kombinasyon

Etken İsmi	Sınırlar	
GresTipi	G183	G100
GresDolumOranı	20	30
IBRadyusOranı	1,02	1,1
DBRadyusOranı	1,02	1,1
KafesTipi	HS	Mevcut
BilyaGrade	BG5	BG10

4.7. Deneyin Doğrulanması

Çalışmanın son bölümünde daha önce açıklanan etkenlerin en iyi kombinasyonu için 10 adet rulmanda sürtünme momenti testi yapılmış, test sonuçlarının aritmetik ortalaması alınarak bulunan 0,017 değeri hem teorik hem de deneysel olarak doğrulanmıştır (Çizelge 4.7).

Çizelge 4.7. Deney Tasarımı (DOE) doğrulama testleri sonuçları

Rulman	Sürtünme Momenti (Nm)
1	0,015
2	0,018
3	0,018
4	0,017
5	0,016
6	0,017
7	0,015
8	0,018
9	0,016
10	0,017

Erişilen sürtünme momenti değeri en iyi durum için 0.017 Nm olup, 0.048 Nm olan başlangıç momentine göre yaklaşık %65 iyileştirme sağlanmıştır. Çoklu etkileşim (Multi-Vari chart) grafiklerinde görüldüğü üzere, iç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçap oranlarının en yüksek olduğu, 6209 E HS TH2 kafes tasarımının kullanıldığı, G183 gres tipinin ve %20 gres dolum oranının seçildiği kombinasyonda sürtünme momenti en düşük değerini almaktadır. Deney tasarımı sonuçlarından elde edilen sürtünme momentinin en düşük olduğu kombinasyonda rulman ayrıca hedef değer olan 18000 dev/dak'da çalıştırılmış, 18000 dev/dak'da 10 adet numune için sürtünme momenti testi yapılmıştır. Çizelge 4.8'de görülen sonuçlara göre geliştirilmiş tasarımın 18000 dev/dak'da sürtünme momenti değeri 10 adet rulmanın aritmetik ortalaması alınarak bulunan 0,040 değeridir.

Çizelge 4.8. 6209 rulmanı geliştirilmiş tasarım 18000 dev/dak için sürtünme momenti testi sonuçları

Rulman	Sürtünme Momenti (Nm)
1	0,040
2	0,042
3	0,039
4	0,041
5	0,040
6	0,041
7	0,039
8	0,043
9	0,039
10	0,040

Mekanik hız limiti 7300 dev/dak olan standart 6209 rulmanı ise, en fazla 10000 dev/dak'da çalışmış, 10000 dev/dak üzerinde rulmanda gres atma ve aşırı ısınma gözlenmiştir. Sürtünme kayıplarından dolayı aşırı ısınan rulman 5-10 dakika içerisinde kiletlenmiş (dönmemiş) ve ömrünü tamamlamıştır. Bu yüzden standart rulmanda 18000 dev/dak'da sürtünme momenti testleri yapılamamıştır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, standart 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanı referans alınarak, standart 6209 rulmanının boyutları değiştirilmeden, rulman iç geometri ve komponentlerinde iyileştirmeler yapılarak standart 6209 rulmanının sürtünmesinin azaltılması amaçlanmıştır, böylece standart 6209 rulmanının 7300 dev/dak olan mekanik hız limitinin arttırılması hedeflenmiştir. Kıyaslama yapabilmek için belirlenen en ağır rulman devrinde (7000 dev/dak) erişilen sürtünme momenti değeri geliştirilmiş rulman için 0.017 Nm'dir. Bu durum da 0.048 Nm olan başlangıç torkuna göre yaklaşık %65 iyileştirme sağlanmıştır. Geliştirilmiş tasarım için ayrıca hedeflenen 18000 dev/dak çalışma koşulunda sürtünme momenti testleri yapılarak geliştirilmiş tasarımın 18000 dev/dak'da sorunsuz bir şekilde çalıştığı ispatlanmıştır. 18000 dev/dak'da geliştirilmiş rulmanın ortalama sürtünme momenti 0,040 Nm'dir. Geliştirilmiş rulman 18000 dev/dak'da çalıştırılmasına rağmen, en fazla 7000 dev/dak'da çalışabilen standart 6209 rulmanının ortalama sürtünme momenti 0,048 Nm'den düşük çıkmaktadır.

Testler sonucunda iç bilezik yuvarlanma yolu yarıçap oranı, dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçap oranı, kafes tasarımı olmak üzere üç ana etkenin öne çıktığı görülmektedir. Yuvarlanma yolu yarıçap oranları sürtünme momenti değişiminin yaklaşık %77'sini açıklamaktadır. Özellikle iç bilezik yarıçap oranının sürtünme momenti üzerinde yaklaşık %50 bir etkisi olduğu görülmektedir. Dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçapının oranı sürtünme momentini yaklaşık %27, kafes tasarımı ise %5 etkilemektedir. Yuvarlanma yolu yarıçap oranlarının artışı ile rulman sürtünmesinin azalması, Şekil 2.22'de görülen bilyalar ile yuvarlanma yolu arasında oluşan eliptik temas alanının azalması ile açıklanır, yuvarlanma elemanı ile bilyalar arasındaki eliptik temas alanı küçük ise sürtünme daha az, eliptik temas alanı büyük ise rulman sürtünmesi daha fazla olmaktadır. Enerji kayıpları, artırılmış yarıçap oranlarında küçük yarıçap oranlarına kıyasla aynı yükleme koşullarında temas basıncı daha fazla olmasına rağmen daha az olmaktadır. Bu durum ters orantılı olarak küçük yarıçap oranlarında daha fazla mikrokayma etkisi olması ile açıklanır. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- Yuvarlanma yolu yarıçap değerleri büyüdükçe sürtünme momenti azalmaktadır.
- Dönen bileziğin yarıçap değeri sabit bileziğe göre sürtünme momenti üzerinde daha etkilidir.
- Bilya grade'i belirlenen spesifikasyon değerleri doğrultusunda istenen sürtünme momenti üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir. Maaliyet anlamında BG10 tercih edilmesinin uygun olduğu tespit edilmiştir.
- Yüksek devirlerde düşük sürtünme için plastik kafes malzemesi kullanmak uygundur, sac kafes malzemesi uygun değildir.
- Kafes geometrisinin merkezkaç kuvveti etkisinde radyal deformasyonunun azaltılmasının sürtünme momentini düşürdüğü görülmüştür.
- Enerji verimli gres kullanımının, standart rulman gresine kıyasla tek başına rulman sürtünmesi üzerinde ciddi bir etkisi yoktur.
- Gres dolum oranı, tek başına sürtünme momenti üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı görülmüştür.
- Gres tipi ve gres dolum oranı tek başına etkili olmasa da, iç bilezik yarıçap oranı ile birlikte üçlü bir etkiye sahiptir.
- Gürültü faktörü (covariate) olarak anılan yüzey parametreleri deneydeki mevcut değerleri ile sürtünme momentini etkilememektedir.

5.2. Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında elektrik motoru rotor şaftı yataklamasında kullanılan 6209 tek sıralı radyal bilyalı rulmanı referans alınarak, rulman sürtünmesine etki eden bütün parametreler ve parametrelerin etkisi yüzde olarak tespit edilmiştir. Tez çalışmasında yapılan sürtünme momenti test koşulları, kıyaslanabilir olması için deney tasarımında belirlenen 32 farklı konfigürasyonun en kötüsü düşünülerek belirlenmiştir (7000 dev/dak). En iyi konfigürasyon açıkça tespit edildiğine göre, geliştirilmiş rulman tasarımı için çalışma daha ağır devir ve yükleme koşullarında yapılabilir, ömür testleri ile desteklenebilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: ORS. rulman. Ortadoğu Rulman Sanayi ve Ticaret A.Ş.. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fors.com.tr%2Ftr%2Fpage%2F42%2Frulman-nedir>, Son Erişim Tarihi:18.04.2019.
2. Sada, T. (2017). Loss reduction of rolling bearings for automobile. *Journal of Japanese Society of Tribologists*, 1(2), 45-46.
3. Takimoto, M., Ishikawa, T. and Harada, K. (2011). Technical development of automotive wheel bearing seals(Muddy-water resistant seal, low temperature environment seal and super low-torque seal). *JTEK Engineering Journal*, 64, 68.
4. Vaughan, M. (2014). Expansion of electric vehicles leads innovation in bearings. *Industr News*, 2(2), 1-6.
5. Belevi, M., Özses, Ç. ve Demirsoy, M. (2012). *Rulmanlı yataklar*. Makine elemanlarına giriş ders notları. Fen Bilimleri Arşivi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.3.
6. SKF Group. (2013). *Rolling bearings catalogue*. SKF Group, 40, 296, 24, 58, 59, 149, 98.
7. Temiz, V. (2012). *Makine elemanları rulmanlı yataklar ders notları*. İTÜ, 7-8.
8. İnternet: URL:<http://www.teknikport.com/2012/03/rulman-2/>.
<http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.teknikport.com%2F2012%2F03%2Frulman-2>, Son Erişim Tarihi:18.04.2019.
9. Wang, Y., Wang, W., Zhang, S., Zhao, Z. (2018). Effects of raceway surface roughness in an angular contact ball bearing. *Mechanism and Machine Theory*, 121 (2018), 198–212.
10. Wonil, K., Jeonkook, L., Yong-Bok, Lee. (2019). Theoretical and experimental approach to ball bearing frictional characteristics compared with cryogenic friction model and dry friction model. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 124 (2019), 424–438
11. Wagner, C., Krinner, A., Thummel, T. and Rixen, D. (2017). Full dynamic ball bearing model with elastic outer ring for high speed applications. *Lubricants*, 5(2), 51,55?.
12. Uysal, A. (2006). *Tek sıra sabit rulmanlı yataklarda sürtünme kaybının deneysel olarak incelenmesi* –Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
13. Sasaki, K. (2011). Low-torque deep-groove ball bearings for transmissions. *Technical Review*, 1(79), 78-82.
14. Harris, T. A. and Kotzalas M. N. (2006). *Essential concepts of bearing technology*. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group, 5-6.

15. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.webcitation.org%2Fquery%3Furl%3Dhttps%253A%252F%252Fwww.diy&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018.
16. Tiago, C., Beatriz, G., Armando, C., Jorge, S. (2011). Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 121 (2018), 198–212
17. İnternet: RULSAN. 2017-12-19. URL:<http://rulsan.com.tr/oynak-bilyali-rulmanlar/>. <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Frulsan.com.tr%2Foynakbilyali-rulmanlar%2>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018.
18. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Ftr.bearing-news.com%2Fyaygin-olarak-kullanilan-bilyali-rulman-kafeleri-j-w-rj-tw-tipleri%2F&date=2019-03-24>, Son Erişim Tarihi: 11.01.2019.
19. Dumitru, O., Mihaela, D., Bălan, T., Vlad, C., Gheorghe, P. (2017). Influence of the cage on the friction torque in low loaded thrust ball bearings operating in lubricated conditions. *Tribology International*, 107 (2017), 294–305
20. Harris, T.A. and Kotzalas, M.N. (2007). *Rolling bearing analysis. Advanced Concepts of Bearing Technology*. (5th ed). New York: CRC Press.
21. Houpert, L. (1999). *Numerical and analytical calculations in ball bearings*. In: *Proceedings of the 8th European space mechanism and tribology symposium*. Toulouse.
22. Houpert, L. and Leenders, P.A. (1985). *Theoretical and experimental investigation into Rolling bearing friction*. In: *Proceedings of the of the Eurotrib conference*. Lyon.
23. Bokseong, C., Jeonkook, L., Doyoung, J., Yongbok, L. (2019). Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part I: Effects of cage guidance and pocket clearances. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 115 (2019), 545–569
24. Shaona, J., Xiaoyang, C., Jiaming, G. and Xuejin, S. (2014). Friction moment analysis of space gyroscope bearing with ribbon cage under ultra-low oscillatory motion. *Chinese Journal of Aeronautics*, 27(5), 1301–1311.
25. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.webcitation.org%2Fquery%3Furl%3Dhttps%253A%252F%252Fwww.diy&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018
26. İnternet: ORS. rulman. Ortadoğu Rulman Sanayi ve Ticaret A.Ş.. 2017-12-19. URL:<https://ors.com.tr/tr/page/42/rulmannedir>.<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fors.com.tr%2Ftr%2Fpage%2F42%2Frulman-nedir-&date=2017-12-19>, Son Erişim Tarihi: 19.12.2018.
27. Ünal, R. (t.y.). *MM542- Yağlama Ders Notları*. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

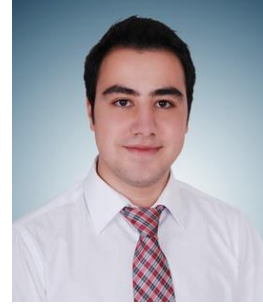
28. İnternet: 2017-12-19. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.degisimrulman.com%2Fkonik-makarali-rulmanlar%2F&date=>, Son Erişim Tarihi: 19.12.2018.
29. Harris, T. A., Kotzalas M. N. (2006). *Rolling Bearing Analysis*. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group, 5-6.
30. Duncan, D., Bernard, J. H. (1981). *History of Ball Bearings*. NASA Technical Memorandum 81689.
31. Luc, H. (2002). Ball bearing and tapered roller bearing torque: analytical, numerical and experimental results. *Tribology Transactions*, 45(3), 345-353.
32. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fcatalog.ubx-usa.com%2F&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 28.06.2018.
33. Foord, C. (2006). High speed ball bearing analysis, proceedings of the institution of mechanical engineers. *Journal of Aerospace Engineering*, 220, 537-544.
34. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fcom%252F%26date%3D2017-12-19&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018.
35. Haris, T.A. (2001). *Rolling bearing analysis*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
36. International Standart Organization (2010). *Rolling Bearings, Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings english translation of DIN ISO281:2010-10*. Berlin: International Standart Organization, 11-12, 18, 25-32, 44.
37. Satoda, M. and Nakao, G. (2015). Grease lubricated high-speed deep groove ball bearing for EV and HEV motor. *Ntn Technical Review*, 2(83), 81-85.
38. Qiu, L. and Parejko, J. (2004). *Raceway curvature effect analysis and optimum design on ball bearing life performance*. Proceedings of 2004 ASME/STLE International Joint Tribology Conference Long Beach, California USA.
39. Gupta, P.K (1984). *Advanced dynamics of rolling element*. Springer: Heidelberg, Germany.
40. Vesselinov, V. (2003). *Dreidimensionale simulation der dynamik von wa"rlagern, dissertation, forschungsberichte des instituts fu" r maschinenkonstruktionslehre und kraftfahrzeugbau*. Karlsruhe, Germany.
41. Harris, T.A. (2004). *Rolling bearing analysis*. (4th ed). New York: John Wiley & Sons.
42. Gloeckner, P. (2013). The influence of the raceway curvature ratio on power loss and temperature of a high-speed jet engine ball bearing. *Tribology Transactions*, 56(1), 27-32.
43. Izutsu, T. and Nakao, G. (2015). Deep Groove Ball Bearing for Alternator Corresponding to 200⁰C. *Ntn Technical Review*, 2(83), 86-90.

44. Satoda, M. and Nakao, G. (2015). Grease lubricated high-speed deep groove ball bearing for EV and HEV motor. *Ntn Technical Review*, 2(83), 81-85.
45. NSK (2016). *Develops low, torque ball bearings for hybrid vehicles, designed to improve fuel efficiency in hybrids*. NSK Motion & Control.
46. Fanning, P. (2014). Electric vehicles drive bearing innovation. British Engineering Excellence Awards. *Technology*, 1-6.
47. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fcatalog.ubx-usa.com%2F&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 28.06.2018.
48. İnternet: Ansys Manual Workbench User's Guide ANSYS, Inc. Release 15.0 Southpointe November 2013 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317 ANSYS, Inc. is certified to ISO 9001:2008. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.ansys.com%2F724-746-3304%2F724-514-9494>
49. İnternet: URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fcom%252F%26date%3D2017-12-19&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018.
50. Klüber, L. (2017). *Uzun ömürlü yağlama için elektriksel iletken gürültü önleyici rulman gresi. Klüberlectric B72-72*. Tekirdağ: Klüber Lubrication Yağlama Ürünleri San. ve Tic.
51. İnternet: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.webcitation.org%2Fquery%3Furl%3Dhttps%253A%252F%252Fwww.diy&date=2019-03-02>, Son Erişim Tarihi: 19.09.2018
52. Montgomery, D. C. (2001). Design and analysis of experiments. ed. *John Wiley & Sons*, (52), 218-286.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : BALCI, Emre
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 02.08.1991, Tunceli
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : +90 (505) 837 84 65
 e-mail : balciemreee@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2013
Lise	Ankara Bahçelievler Anadolu Lisesi	2009

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2019- Devam ediyor	TUSAŞ (Türk Havacılık ve Uzay Sanayi A.Ş).	İmalat Mühendisi
2015-2019	ORS (Ortadoğu Rulman Sanayii ve Tic. A.Ş).	Tasarım Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Emre, B. ve Ünal, R. (2017). *Development of highspeed bearing cage for hybrid vehicles drive trains*. Nobel Bilim ve Araştırma Merkezi 4. Ulusal Mühendislik Kongresi 2017 bildiriler kitabı içinde, Afyon.

Hobiler

Seyahat etmek, Yüzme, Fitness



GAZİ GELECEKTİR..



Gazi gelecektir

